A MAGYAR TUDOMÁNYOS AKADÉMIA MŰSZAKI TUDOMÁNYOK OSZTÁLYÁNAK KÖZLEMÉNYEI

SZERKESZTI
HEVESI GYULA

XI. KÖTET 1—2. SZÁM

A MAGYAR TUDOMÁNYOS AKADÉMIA MŰSZAKI TUDOMÁNYOK OSZTÁLYÁNAK KERETÉBEN 1952. OKTÓBER 16—18-IG TARTOTT I. ÉPÍTÉSI KONGRESSZUSON ELHANGZOTT ELŐADÁSOK

MAGYAR TUDOMÁNYOS AKADÉMIA
BUDAPEST, 1953

VI. OSZT. KÖZL.

A
MAGYAR TUDOMÁNYOS AKADÉMIA
MŰSZAKI TUDOMÁNYOK OSZTÁLYÁNAK
KÖZLEMÉNYEI
SZERKESZTI
HEVESI GYULA
XI. KÖTET 1—2. SZÁM

SZERKESZTŐSÉG: BUDAPEST, V., NÁDOR-UTCA 12.
KIADÓHIVATAL: BUDAPEST, V., ALKOTMÁNY-UTCA 21.

A Magyar Tudományos Akadémia Műszaki Tudományok Osztályának Közleménye változó terjedelmű füzetekben jelennek meg. Négy füzet alkot egy kötetet. Évenként általában egy kötet jelenik meg.

Kéziratok a következő címre küldendők:

Magyar Tudományos Akadémia
Műszaki Tudományok Osztályának Közleményei
Budapest, V., Nádor-u. 12.

Ugyanerre a címre küldendő minden szerkesztőségi levelezés.

Minden szerzőt száz különlenyomat illet meg megjelent munkájáért. Közlésre el nem fogadott kéziratokat a szerkesztőség lehetőleg visszajuttat a szerzőhöz, de felelősséget a beküldött kéziratok megőrzéséért, vagy továbbításáért nem vállal.

A Közlemények előfizetési ára kötetenként belföldi címre 40 forint, külföldi címre 60 forint. Belföldi megrendelések az Akadémiai Kiadó (Budapest, V., Alkotmány-u. 21. Magyar Nemzeti Bank egyszámlaszám: 04-878-111-48), külföldi megrendelések a »Kultúra« Könyv és Hírlap Külkereskedelmi Vállalat (Budapest, VI., Sztálin-út 21. Magyar Nemzeti Bank egyszámlaszám: 45-790-057-50-032) útján eszközölhetők.

A Magyar Tudományos Akadémia Műszaki Tudományok Osztályának kiadványa az

Acta Technica

című idegennyelvű folyóirat.

E lap hivatott a magyar műszaki tudományok eredményeinek legjavát a külföld felé tolmácsolni. A cikkek orosz, német, angol vagy francia nyelven jelennek meg, lehetőleg a szerző kívánsága szerint, összefoglaló pedig a cikk nyelvén és azonkívül a másik három nyelven. Cikkeket magyar, vagy a szerző választotta idegen nyelven a következő címre kell beküldeni:

Acta Technica szerkesztősége, Budapest, V., Nádor-utca 12.

A
MAGYAR
TUDOMÁNYOS AKADÉMIA
MŰSZAKI TUDOMÁNYOK OSZTÁLYÁNAK
KÖZLEMÉNYEI

SZERKESZTI
HEVESI GYULA

XI. KÖTET

MAGYAR TUDOMÁNYOS AKADÉMIA
BUDAPEST, 1954

VI. OSZT. KÖZL.

A MŰSZAKI TUDOMÁNYOK OSZTÁLYA KÖZLEMÉNYEI XI. KÖTETÉNEK

TARTALOMJEGYZÉKE

Az I. Magyar Szerszámgépészeti Kongresszus műsora 223

A Kongresszus külföldi vendégei 227

Barna György: Villamos megmunkálások 487

Hozzászólások:

Gillemot László 516
Hoffmann Tibor 517
Koncz István 518
Barna György válasza 520

Berthold H.: Fokozatnélküli hajtóművek a szerszámgépeken 353

Hozzászólások:

Ritter Endre 374
Kovács Károly Pál 374
Horst Berthold válasza 375

Biernawski W.: Kísérleti vizsgálatok a forgácsképződés terén 571
Biró Ferenc: A Szerszámgépészeti Kongresszus megnyitója 229
Gádig Béla: Utófeszítés és lielyszíni előregyártás, különös tekintettel a hídszerkezetekre 97

Hozzászólások:

Weisz György 116
Vajda Zoltán 116
Dénes Oszkár 118
Bölcskey Elemér 119

Gyengő Tibor: Vasbetonszerkezetek képlékeny méretezési eljárásának kísérleti alátámasztása 203

Hozzászólások:

Schwertner Antal 213
Rosivall Ferenc 215
Kilián József 216
Gábory Pál 220

Henn W. és *J. H. Krell:* Előregyártott vasbeton-elemek mérettűrései 85

Hornung Andor: A forgácsoláselmélet jelenlegi állása, különös tekintettel a forgácsolási adatok közötti összefüggésekre 233

Hozzászólások:

Szentkúti Károly 261
Kovács K. Pál 262
Kazinczy László 262
Hornung Andor válasza 269

Hruban K.: Transzlációs felületek hajlításelmélete és alkalmazása a csarnoképítkezésben 165

Hubert Gusztáv: A szerszámgépek jellemző adatainak meghatározása technológiai igénybevételük alapján 273

Hozzászólások:

Hajós György 289
Josef Píč 289
Jiří Tlustý 289
Ritter Endre 291
Radnai János 293
Medek Béla 297
Knizsek Ferenc 299
Hubert Gusztáv válasza 301

Kelemen András: A szerszámgépek fejlődésének irányai 305

Hozzászólások:

Jiří Tlustý 338
Josef Píč 340
Kurt Gläser 341
Füzi Ernő 343
Juhász Károly Jenő 345
Szentkúti Károly 346
Gyulai Gergely 348

Lechner Egon: A gyártásmódok gazdasági összehasonlítása mérethűség és felületi simaság szempontjából 459

Hozzászólások:

Witold Biernawski 478
Kiss Gyula 479
Makádi András 479
Borzsák Ferenc 482
Varga József 482
Jakab István 484
Lechner Egon válasza 486

Lewiczki E.: Az előregyártott vasbeton-építésben szerzett legújabb ismeretek és tapasztalatok 55

Makádi András: Az első érintkezési pont elhelyezkedésének hatása a marókés éltartósságára és meghatározása grafikus módszerekkel 401

Hozzászólások:

Horst Berthold 428
Witold Biernawski 428
Simonyi Imre 429
Bittvai Nándor 431
Zoltai Gyula 432

Nowacki W.: Az ortotrop lemezek elméletének néhány problémája 123

Olszak W.: Az ortotrop lemezek hatásteher-elméletének néhány kérdéséről 143

Palotás László: Hazai heterogén cementek felhasználása az építőiparban 1

Hozzászólások:

Bereczky Endre 32
Gáspár Géza 33
Weisz György 37
Talabér József 38
Erdős Elemér 41

Pogány Tibor: A forgácsoló szerszámok leghelyesebb élkialakításának elvei 377

Hozzászólások:

Zdenek Přikryl 394
Witold Bernawski 394
Kordoss József 395
Széchy László 396
Komesz János 398
Sztankó Lajos 399
Béresi Sándor 399

Přikryl Z.: Esztergálás nagy sebességgel 563

Rudnai Gyula: Beszámoló a porszénhamu felhasználási módjainak kutatásairól 43

Hozzászólások:

Schütz Mihály 52

Sasi Nagy István: A lefejtőmarók fejlődésének jelenlegi állása 435

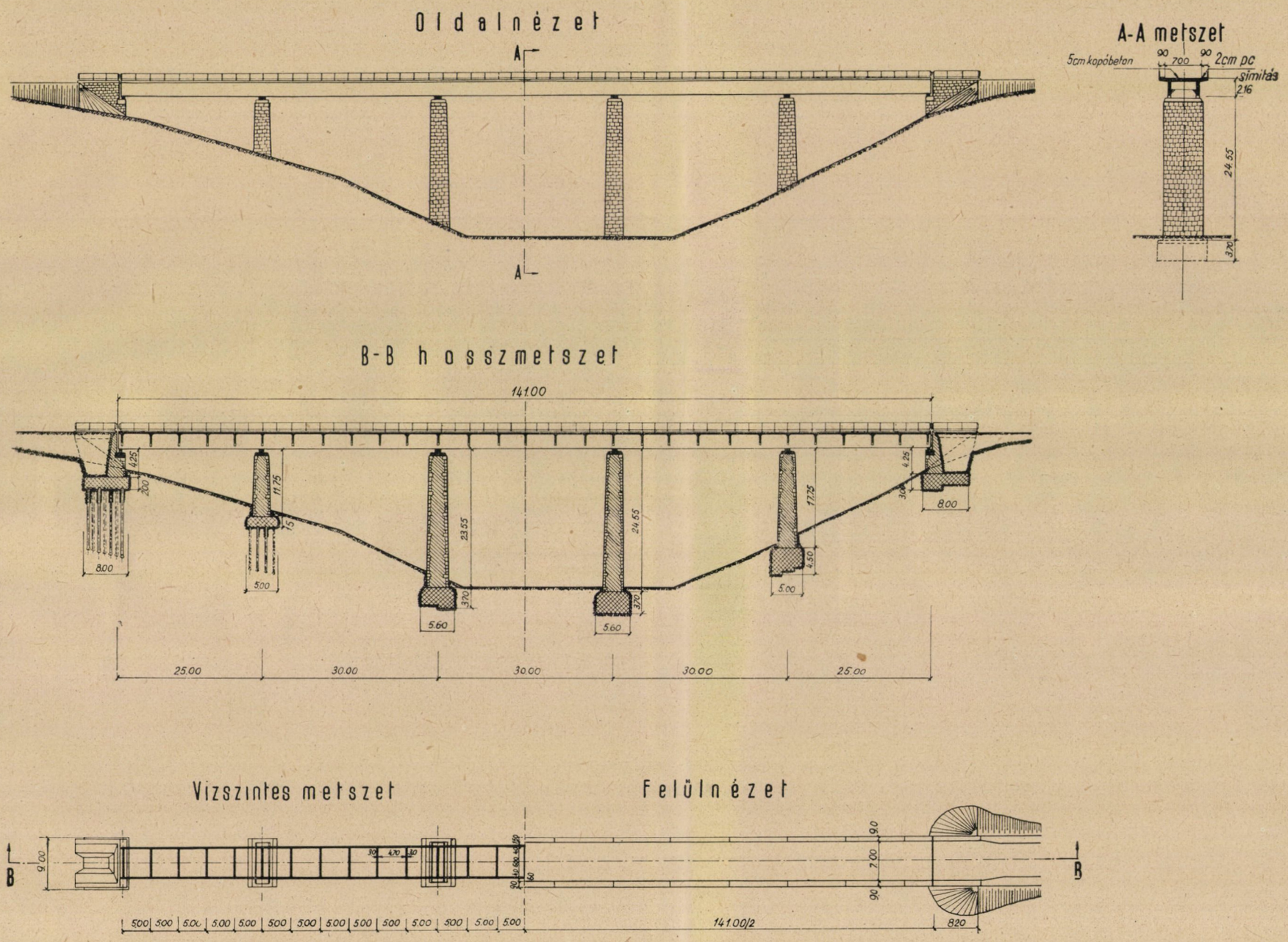
Hozzászólások:

Varga István Zoltán 452
Szeniczei Lajos 453
Kékvölgyi Károly Győző 456
Bohák János 456
Sasi Nagy István válasza 458

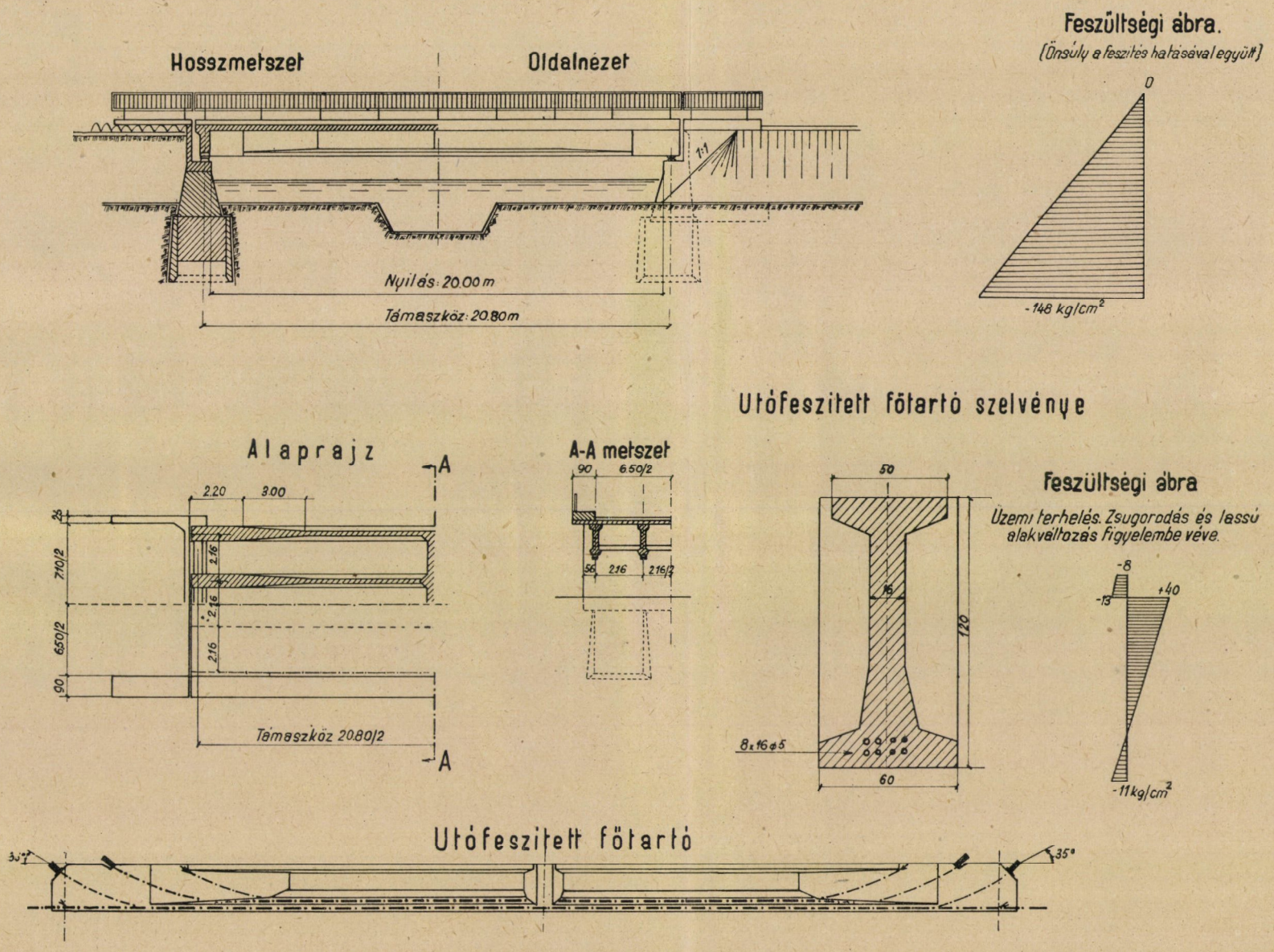
Tlustý J.: Fémek forgácsolásánál fellépő öngerjesztett lengések 521

Hozzászólások:

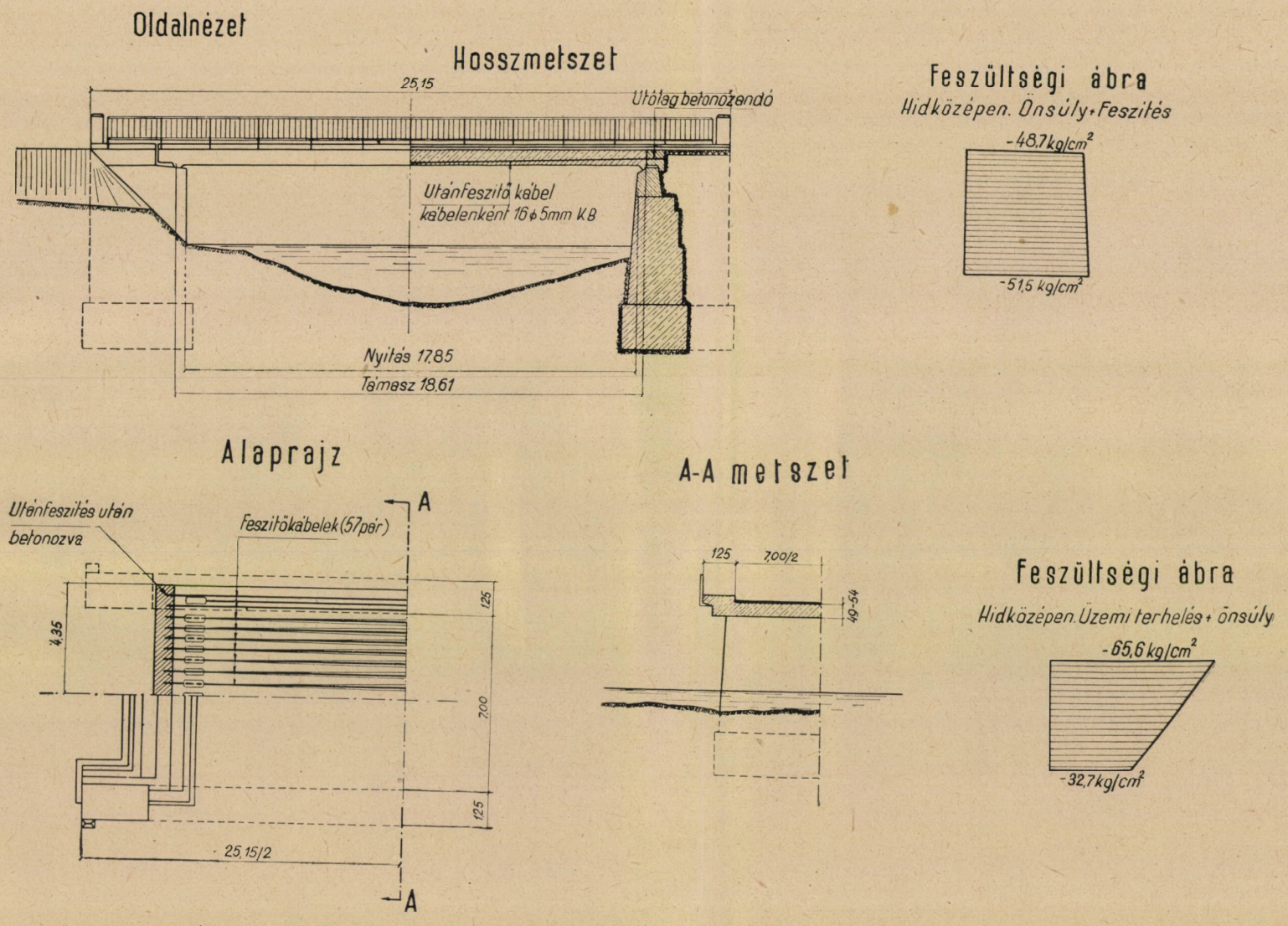
Kazinczy László 559
Ritter Endre 560
Jiří Tlustý válasza 560



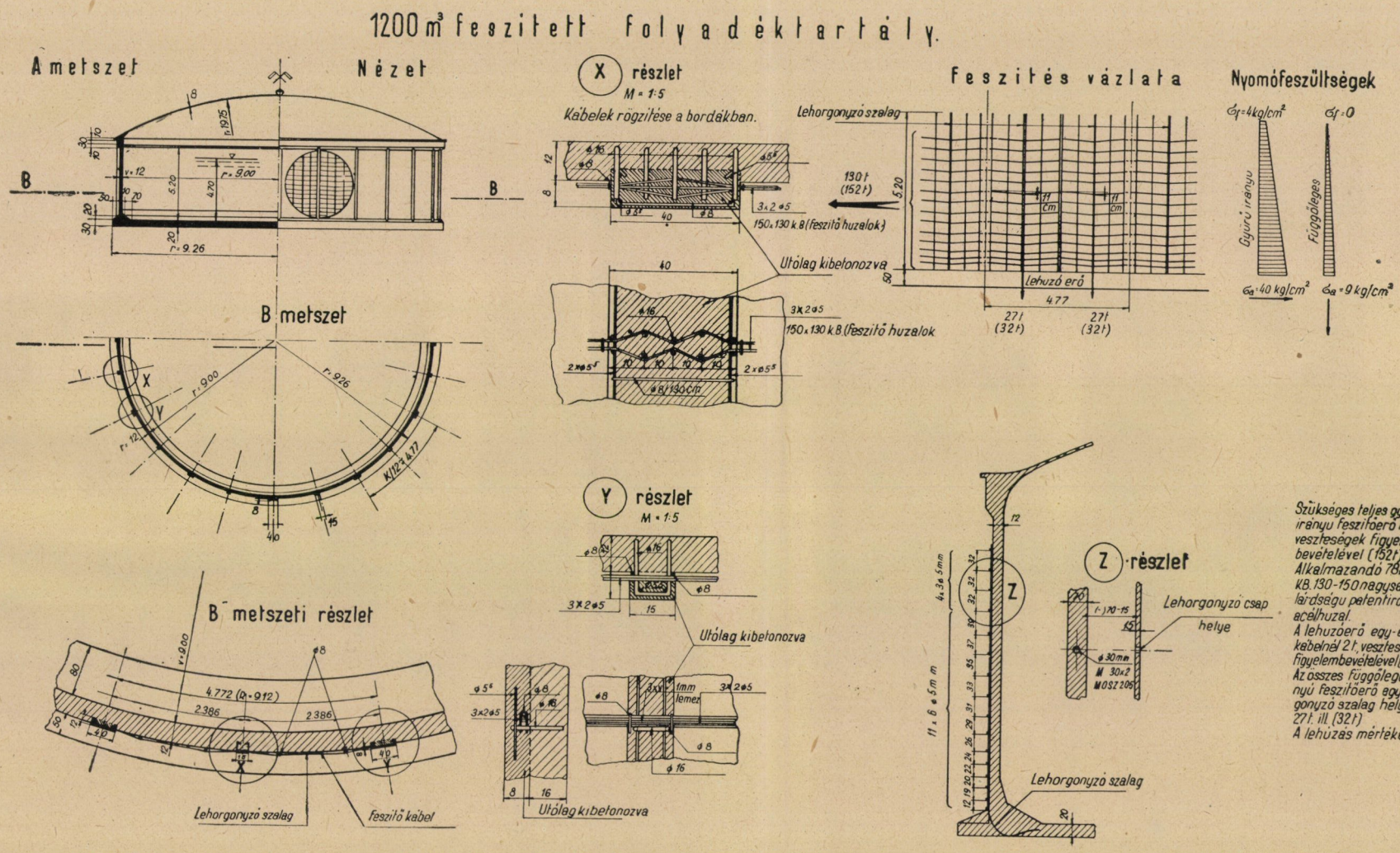
19. ábra. **A Bolond-úti völgyhíd terve**



4. ábra. Szuha-patak híd általános terve



3. ábra. **Kapos-híd általános terve**



17. ábra. Feszített beton folyadéktartály terve

HAZAI HETEROGÉN CEMENTEK FELHASZNÁLÁSA AZ ÉPÍTŐIPARBAN

PALOTÁS LÁSZLÓ
A MŰSZAKI TUDOMÁNYOK DOKTORA
[FÖLDALATTI VASÚTVÁLLALAT, BUDAPEST]

1. Bevezető

Az építőiparnak a cementipar az utóbbi években különböző cementfajtákat bocsátott rendelkezésére. Ezeket az új cementfajtákat építőiparunk, mely évtizedeken keresztül megszokta azt, hogy a felhasznált cement bármely célra is — igen helytelenül s pazarló módon — mindig ugyanaz a minőségű nagyszilárdságú portlandcement volt, nem érthető idegenkedéssel fogadta s bizony gyakran nem megfelelő eredménnyel alkalmazta, hozzá nem értésből, közömbös kényelmességből és — talán elsősorban — tájékozatlanságból. Pedig az építőipar nagy részének régen hangoztatott kívánsága volt az, hogy különböző célokra különböző minőségű cementfajták álljanak rendelkezésére. Az építőiparnak ezt a kívánságát mindenütt s így nálunk is az utóbbi években igyekeztek kielégíteni. A cementminőségek különböző fajtái mellett a cementmennyiségnek nagymértékű felemelése cementiparunkra igen nagy feladatot rótt.

»Megfelelő cementet a megfelelő helyen« elvnek alkalmazását a cementipar általában oly módon igyekszik megoldani, hogy vagy az alapanyagnak, a klinkernek különböző minőségével, kiégetésével, őrlésével állítanak elő azonos fajtájú, de különböző márkájú cementeket, vagy pedig a tiszta portlandcementklinkerhez — a kötésszabályozó gipszkőn kívül — valamely szükséges pótanyagot (pl. a »Szigmacement«-nél a mészkőlisztet) vagy egy-egy oly kiegészítőanyagot (hidraulitot) kevernek, amelynek megfelelő hidraulikus tulajdonsága van (trasz, kohósalak). Így azonos jellegű cementek esetén is különböző márkák kerülnek forgalomba.

Nálunk 1950. óta, a Szigma-cement megszűnte után a cementmennyiség növelésére és a különböző cementminőségek elérésére a cementipar kénytelen volt — nem tudván a jóminőségű egyféle hidraulit mennyiségét biztosítani — a tiszta portlandcementklinkerhez egy-egy cementfajta elérésére is többféle kiegészítőanyagot keverni (tufa, trasz, pernye, kazánsalak, kohósalak, stb.), olyanokat is, amelyeknek hidraulikus tulajdonságai nem ütötték meg a kellő mértéket.

1951. elején a helyzet az volt, hogy a nagyszilárdságú cement néven forgalomba kerülő cementben a kiegészítőanyag 15% alatt maradt. A múlt év

második felében azonban az egyes gyárakban a kiegészítőanyag mennyisége jóval túlhaladta ezt a számot, elérvén esetenkint a 24—25%-ot is (gipszkővel együtt tehát 27—28%-ot is). Az 1952. évre tervezett és forgalomba hozott cementfajtákról, amelyeket az *I. sz. táblázatban* állítottunk össze, ez az említett elv érvényesült.

I. TÁBLÁZAT

1952. *évi cementfajták*

Jel	Származás	Klinker + gipsz Kő %	Hidraulit					
			kohósalak %	trasz v. puzzolán %	román-cement %	pernye %	kazán-salak %	összesen %
C—600, Alit	Selyp	100	—	—	—	—	—	—
C—500	Tata	76	—	9	—	15	—	24
	Lábatlan	76	—	9	15	—	—	24
	Bélapátfalva	80	15	5	—	—	—	20
	Beremend	90	—	—	—	—	10	10
S—54	Lábatlan	100	—	—	—	—	—	—
C—100	Lábatlan	64	—	12	24	—	—	36
	Bélapátfalva	60	34	6	—	—	—	40
	Selyp	60	—	20	—	20	—	40
C—280	Bélapátfalva	40	60	—	—	—	—	60
	Selyp	40	—	12	—	48	—	60
	Hejőcsaba	20—40	60—80	—	—	—	—	60—80

A cementipar — természetesen — maga is tisztában volt nemcsak irodalmi adatok, hanem saját laboratóriumi vizsgálatai alapján is azzal, hogy az egyféle jó hidraulitadagolás — még 30%-os mennyiségben is — a szokásos körülmények mellett kielégítő eredményt szolgáltat. Mégis nem állván rendelkezésére megfelelő minőségű s elegendő mennyiségű egyféle hidraulit, az *I. táblázat*ban megadott hidraulit %-ot a portlandcementklinkerhez különféle anyagokból adagolta — és különböző keverőarányban, különböző összmennyiségben s részben e miatt, részben pedig nem megfelelő gépiberendezései miatt nem tudott egyenletes minőséget biztosítani.

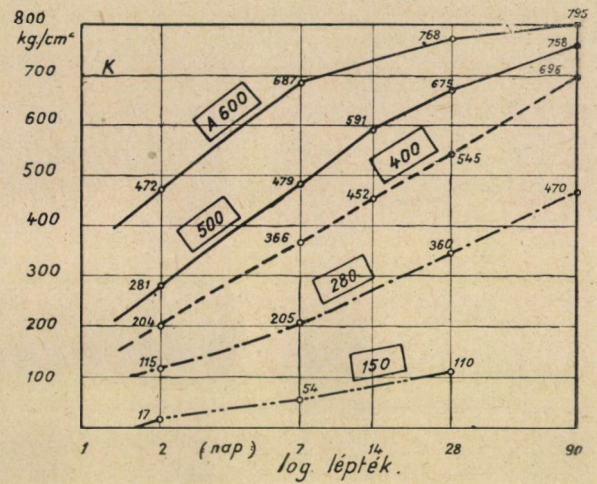
Az alábbi kiértékelés alapját képezték mindenekelőtt ama kísérletek eredményei, amelyeket 1951. év őszén rendelkezésre bocsátott s 1952-ben forgalomba hozni szándékozott, különböző gyárakban készült, különböző márkájú cementekkel a Műszaki Egyetem Beton- és Vasbetonépítési laboratóriuma, az Építéstudományi Intézet, a MÁV laboratóriuma és a Mélyépítőipari Betonelőgyártó Vállalat Kutató csoportja hajtott végre abból a célból, hogy azok feldolgozása után a bevezetett új cementekkel kapcsolatban az építőipar számára tájékoztatások kiadása lehetővé váljék. Megemlítem, hogy az általam közölt eredmények a különböző gyári előállítású, de azonos márkájú és különböző laboratóriumok által vizsgált cementekkel kapott kísérleti eredmények átlagos értékei. Sajnos, meg kell állapítanunk, hogy az egyes azonos márkájú,

különböző gyártmányú cementek közt adódtak különbségek. A cementekről, illetőleg azokkal készített betonokról a kiértékelés elsősorban szilárdsági és bedolgozási szempontból a szokásos körülmények mellett történik.

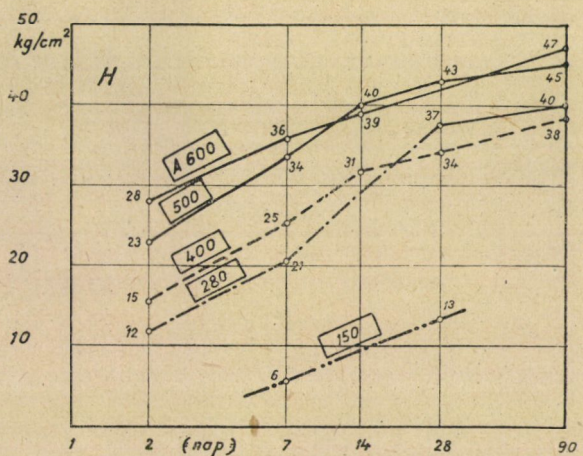
Az 1952. év őszén megvizsgált s 1953. évre tervezett cementekre — a rendelkezésre álló kevés adat alapján — a tanulmány végén fogunk kitérni.

2. A cement

A cementek kötőerejére vonatkozó MNOSZ 32. előírásai alapján az alacsonyabb márkájú cementekre vonatkozó előírások túl szigorúaknak tűnnek



1. ábra. A heterogén cementhabarcs szilárdulási folyamata



2. ábra. A heterogén cementhabarcs szilárdulási folyamata

fel, amit a rendelkezésre álló cementekkel végzett kísérletek tényleges eredményei is igazolnak *(1. és 2. ábra)*. Az új előírástervezet azonban ezen már is igyekezett segíteni.

Amint az *1.* és *2. sz. ábra* szemléltetően mutatja, a 150-es, azóta megszüntetett cementet kivéve, a rendelkezésre bocsátott s a cementgyárak tájékoztatása szerint az *I. táblázatban* megadott maximális kötőanyaggal készült cementek a szabványelőírásokat elérték, sőt azokat jóval túlhaladták.

A szilárdulási folyamatra jellemző az a megállapítás, hogy amíg heterogén cementek, illetőleg szabvány földnedves cementhabarcsok szilárdulási eredményei kedvezőknek mutatkoztak, ezt az ezekkel a cementekkel készült betonok szilárdulásáról nem lehet elmondani, amint azt a későbbiekben majd látni fogjuk. Ez a körülmény kétségtelenül a mai cementvizsgálat nem megfelelő voltára mutat rá, amely a heterogén cementeket előnyösebb színben tünteti fel, mint a valóság.

Ami a különböző cementek *kötésidejét* illeti, arra általábanvéve azt mondhatjuk, hogy a heterogén cementek kötésideje szabványos próba útján meghatározva nagyobb, mint a tiszta portlandcement kötésideje.

A különböző cementek *vízigényében lényeges különbség* mutatkozik. A vizsgálatra került cementek normál vízszázalékai, átlagszámokkal jellemezve ezeket, Alit, S. 54, 500, 400, 280 márkájú cementeknek a laboratóriumi kísérletek alapján sorra: 26—28, 26—28, 27—30, 33—36, 30—40, illetve 1,00, 1,00, 1,05, 1,27 1,30 adódtak. Meg kell említeni, hogy a különböző adalékkal készült, egyébként ugyanolyan márkájú heterogén cementek vízigénye is lényeges különbségeket mutat az adalék minőségétől függően, valamint azt, hogy az egyes cementfajták nem jól tartják a vizet és ezt — az S. 54-es, és a tatai 500-as cementeket kivéve — csaknem mindegyik heterogén cementről el lehet mondani.

A vizsgálat alá került minden cementfajta *őrlésfinomsági* szempontból a szabványelőírásoknak bőségesen megfelel, így pl. a 4900-as szitamaradék 10% alatt, a 900-as szitamaradék 1% alatt volt.

Ugyancsak azt mondhatjuk, hogy a cementek a *térfogatállandóság* szabványelőírás követelményeinek is megfeleltek. A zsugorodás tekintetében az eddig rendelkezésre álló adatok szerint a tiszta klinkercementek zsugorodásával szemben lényeges különbség nem mutatkozott.

3. A beton

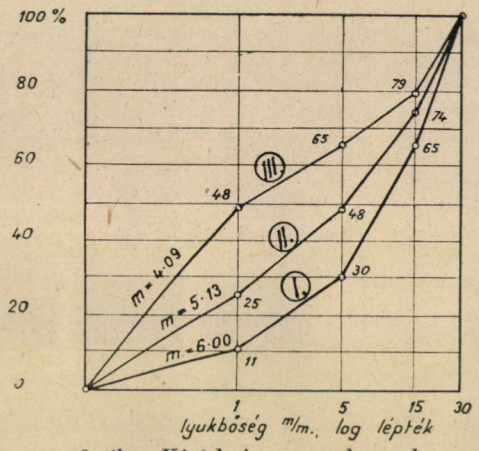
A különböző cementfajták hatását a betonra az alábbiakban foglalhatjuk össze. Mindenekelőtt leszögezzük azt, hogy a friss beton konzisztencia szerinti osztályozását nagyjából az alábbi *II. táblázatban* összeállított konzisztenciamérőszámok, illetve viszonyszámok alapján fogjuk megtenni.

A különböző betonok által végrehajtott kísérleteknél a *3. ábrában* ábrázolt szemszerkezeteket használták fel. Ezeknek a szemszerkezeteknek anyaga dunai homokoskavics volt.

II. TÁBLÁZAT

Hígítási tényező

	h, hígítási tényező		Roskadás cm	Szétterülés cm
	egyes	átlag		
Földnedves	0,90—1,10	1,00	—	—
Gyengén plasztikus	1,05—1,30	1,25	—8	—47
Plasztikus	1,20—1,40	1,35	2—19	25—59
Erősen plasztikus	1 30—1,50	1,45	7—23	43—65
Öntött	1,40—1,70	1,60	15—26	56—68



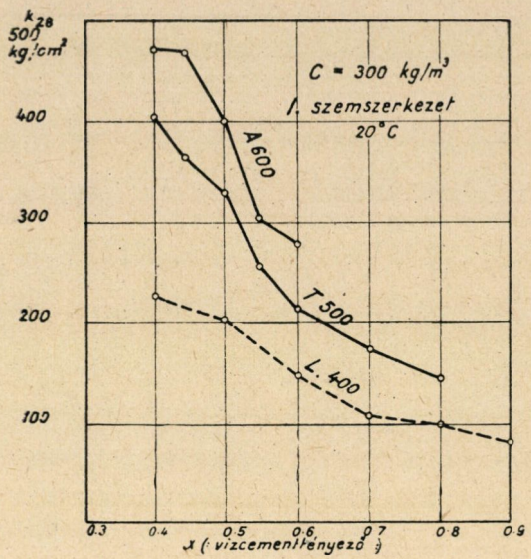
3. ábra Kísérleti szemszerkezetek

Cementmennyiség és minőség

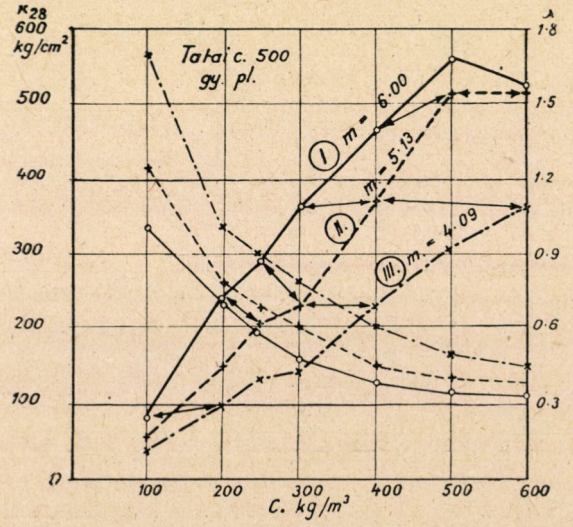
A cementminőség hatását a *4. ábrában*, a cementmennyiség hatását az *5. ábrában* tüntettük fel a beton szilárdságára, illetve vízigényére nézve.

A szilárdság és m^3-kinti cementmennyiség között minden cementfajtánál azonos körülmények mellett gyakorlati határok (100—500 kg/m^3) között lineáris összefüggés állapítható meg.

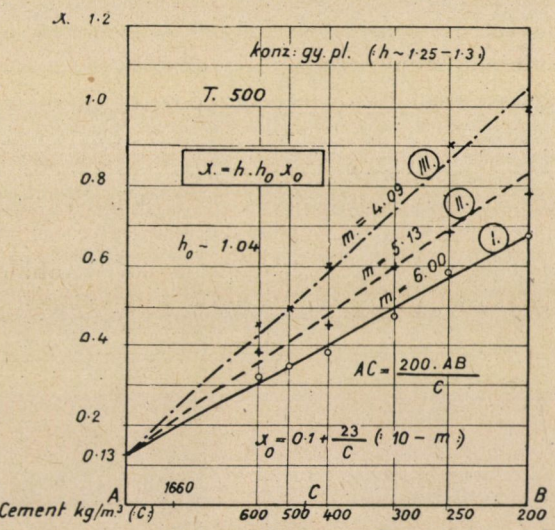
A különböző cementekkel dolgozva a különböző cementek vízigénye a betonban az alábbi átlagszámokkal jellemezhető: az S.54-es, illetve Alit cement vízigényét közelítően azonosnak véve és 1-gyel jellemezve, az 500-as, 400-as és 280-as cementek vízigénye a betonban sorra h_o = 1,04, 1,07, 1,15. Ebből nyilvánvaló, hogy a különböző fajtájú cementekkel készült betonok azonos körülmények mellett is lényegesen eltérő vízszükségletet kívánnak meg s ez a betonok kisebb szilárdságában nyilvánul, már magában az ebben jelentkező vízcementtényező növekedésben is, tekintet nélkül a cementek klinkertartalmának, valamint a töltőanyag mennyiségének és minőségének erős változására. A cementmennyiség és a vízszükséglet között azonos adalékanyag



4. ábra. A cementminőség és vízcementtényező hatása a beton kockaszilárdságára



5. ábra. A cementmennyiség, vízcementtényező és szemszerkezet hatása a beton kockaszilárdságára



6. ábra. A cementmennyiség, szemszerkezet finomsági modulusa és vízcementtényező közti összefüggés

és azonos konzisztencia alkalmazása esetén gyakorlati közelítéssel a *6. ábrán* feltüntetett törvényszerűség állapítható meg, azaz a vízmennyiség és cementmennyiség egyenesen, a vízcementtényező és a cementmennyiség fordítva arányosak.

A szemszerkezet

A szemszerkezet hatása vízigény szempontjából a szemszerkezetek finomsági modulusával gyakorlati közelítéssel egyenes arányúnak vehető. Ennek megfelelően a vízcementtényező természetes homokoskavicsokra

$$x = h \cdot h_0 \cdot x_0$$

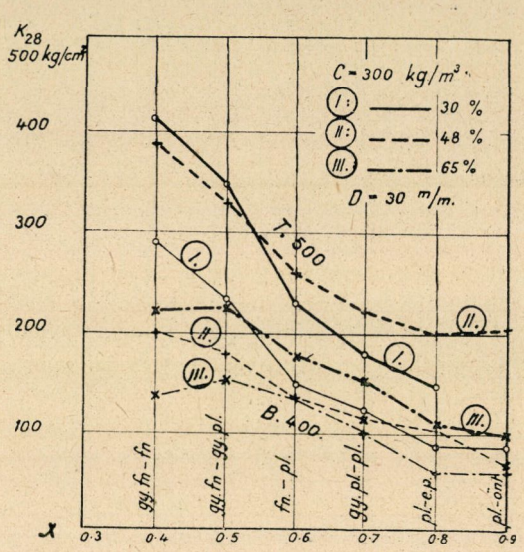
képlettel adható meg, ahol

$$x_0 = 0{,}1 + \frac{23}{c}(10 - \mathrm{m}).$$

Ebben a képletben »*h*« a hígítási tényezőt *(l. II. sz. táblázat)*, »h_0« a különböző cementek viszonyított vízigényét (l. néhány sorral feljebb), »x_0« az »m« finomsági modulusú adalékanyaggal készült »*c*« kg/m³ cement tartalmú földnedves konzisztenciájú betonra vonatkozó vízcementtényezőt jelenti. A közölt ábrák s általában a végrehajtott kísérleti eredmények kiértékelése alapján durva közelítéssel megállapítható az az ismert következtetés, hogy a *nem földnedves konzisztenciájú betonok szilárdsága azonos vízcementtényező mellett* és azonos cementminőség, valamint körülmények mellett nagyjából — gyakorlati szórások határain belül — *azonos számokkal jellemezhető.*

A szemszerkezet hatása, nevezetesen a homoktartalom növekedése, illetőleg a finomsági modulus csökkenése azonos vízcementtényező cementmennyiség és minőség esetén a 7. *ábra* szerint oly módon jelentkezik, hogy általában — de nem egyértelműen — a finomabb szemszerkezettel készült beton szilárdsága azonos körülmények mellett kisebbnek adódott, mint a durvább szemszerkezettel készült betonoké, de a különbségek — mint fentebb említettem — a gyakorlati szórások határait nem haladják meg.

Ami a cementminőség hatását illeti, azaz pontosabban azt, hogy a legkedvezőbb szemszerkezet lényegesen eltérő-e a különböző cementfajták, de



7. *ábra.* A szemszerkezet és cementminőség hatása a beton kockaszilárdságára

azonos cementmennyiségek esetén, az eddigi kísérletek alapján véleményünk szerint komolyabb különbség, legfeljebb nagyobb m^3-kinti cementmennyiségek (300 felett) és nagyobb töltőanyagú cementfajtáknál (C. 400, C. 280-as) adódhatik. Ilyen esetekben tehát a töltőanyag mennyiségét a legkedvezőbb szemszerkezet megállapításával esetleg külön figyelembe kell venni.

A figyelembe vétel, több helyről hangoztatott vélemény szerint, oly módon kellene, hogy történjék, hogy a szemszerkezet 0,25 mm alatti finom homoktartalmát — a cement töltőanyagainak megfelelő mennyiségben — ki kell rostálni vagy legalább is csökkenteni. A kérdést közelebbről és pontosabban megvizsgálva, véleményem szerint az egész nem döntő jelentőségű, mert a finom részek csökkentése nem szükséges, és a *legkedvezőbb szemszerkezet megállapításánál a heterogén cement teljes mennyiségét lehet figyelembe venni*, — mintha az homogén cement lenne, mert a töltőanyag jelenléte úgyis finomabbá teszi a szemszerkezetet, tehát a finomabb részek kirostálása nem szükséges.

A legkedvezőbb szemszerkezetek tehát az ismert ideális görbék (*Fuller, Bolomey*), határgörbék (ÉTI határgörbéi), legkedvezőbb finomsági modulushatárok, a legkedvezőbb fajlagos felülethatárok alapján állapíthatók meg.

A legkedvezőbb finomsági modulusokra nézve az alábbi összefüggések ajánlhatók :

A legkedvezőbb finomsági modulus (m_0), a szemszerkezet legnagyobb szemnagysága (D), a m^3-kinti cementmennyiség (c) függvényében természetes homokoskavicsra :

$$m_0 = 2{,}66 \log D + 0{,}84 + 0{,}0028\ c,$$

ahol a logaritmus 10-es alapú.

Az alsó határ : $m_{0a} = 0{,}89\ m_0$.

A felső határ : $m_{0f} = 1{,}07\ m_0$.

Zúzott adalék esetén 2—5%-kal csökkentendő.

A fajlagos felülethatárok :

alsó határ :

$$f_a = \frac{2{,}26}{d_a}$$

$$d_a = 10^{0.301\, m_0 - 1}$$

közepes érték :

$$f_k = \frac{2{,}26}{(n-1)\,D}\left|\left(\frac{D}{d_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right|$$

ahol »n« a kedvező finomsági modulushoz (m_0-hoz) tartozó alábbi értékből állapítható meg

$$m_0 = 3{,}32 \log 10\,D - 1{,}44\,n\left(1 - \sqrt[n]{\frac{d_1}{D}}\right)$$

ha $d_1 = 0{,}06 \sim 0{,}1$

illetve

$$f_k = 2 g_h f_h + 1{,}6\ g_k f_k,$$

ahol g_h és g_k a homok és kavics viszonyított súlya, f_h és f_k a homok és kavics finomsági modulusaihoz tartozó átlagos fajlagos felülete.

Felső határ :

$$f_f = 0{,}11\ g_1$$

ha

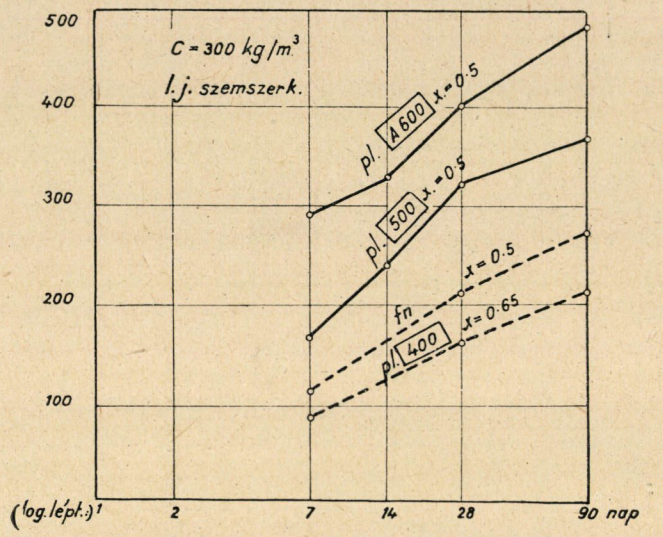
$$g_1 = 100\,\frac{m_D - m_0}{m_D - 1}$$

a 0,15/0,3 mm szemnagyság súly%-a

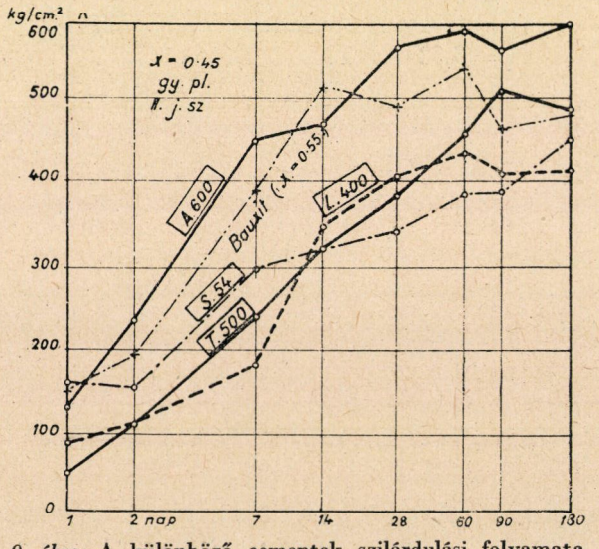
és m_D a $0{,}50/D$ szemnagyságú durva adalék finomsági modulusa.

A beton kora. Szilárdulási folyamat jellemzése

A különböző cementekkel, azonos laboratóriumi körülmények mellett készített betonok szilárdulási folyamatát a *8.* és *9. ábrában* feltüntetett diagrammokkal jellemezzük. Az eddigi kísérletek átlageredményeit a *III. sz. táblázatban* állítottuk össze. Ezek 18—20 C° hőmérsékletű, vegyes betonra vonatkoznak.



8. ábra. A heterogén cementbeton szilárdulási folyamata



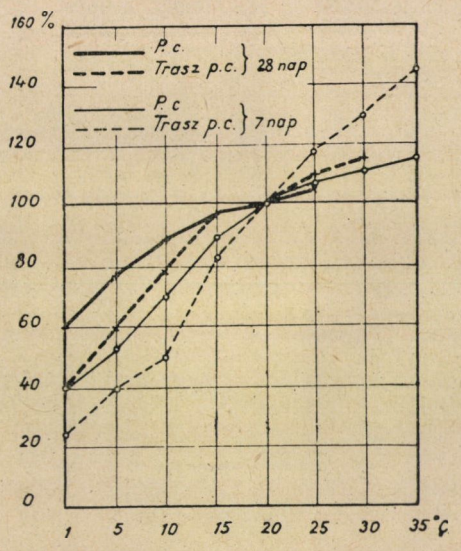
9. ábra. A különböző cementek szilárdulási folyamata

III. TÁBLÁZAT

A betonszilárdságok %-os értékei

A cementfajta	A beton kora nap		
	7	28	90
Nagyszilárdságú pc.	70		115
Alit cement	74	100	125
Közönséges p c.	60		130
Heterogén 500 c.	50		125
„ 400 c.	50		130

A *10. ábrában* szovjet adatok alapján portlandcement és traszportland-cement szilárdulási folyamatára jellemző %-os értékeket tüntettünk fel a



10. ábra. A hőmérséklet hatása a szilárdságra

hőmérsékletváltozás függvényében. Ezek az adatok tájékoztatásul szolgálnak a hőmérsékletváltozás jelentős szilárdsági folyamatot befolyásoló hatására a mi heterogén cementjeinkre nézve is.

A *III. sz. táblázatból* és a *8.*, *9.* és *10. ábra* adataiból leolvashatók az alábbiak :

a) Az Alit-cement kezdeti szilárdulása — a 7—14 nap közti bizonyos lanyhulás után — sőt utánszilárdulása is kedvezőbb, mint a nagyszilárdságú

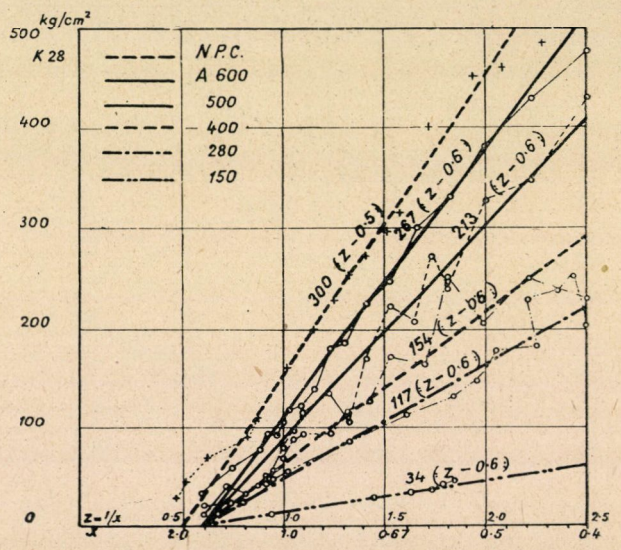
portlandcement szilárdulási folyamata, tehát nagy kezdőszilárdsága miatt, különleges esetekben, előnyösen alkalmazható.

b) A heterogén cementek szilárdulási folyamata lényegesen lassúbb, mint a nagyszilárdságú portlandcementé, de utószilárdulásuk jelentékenyebb. A szilárdulási folyamat elhúzódása, illetőleg az utószilárdulási folyamat kedvezősége annál erősebb, minél nagyobb a felhasznált cement töltőanyagtartalma. Ez a körülmény a heterogén cementek óvatos felhasználására int hidegebb időszakban, miután a szilárdulás teljesen lelassulhat, esetleg meg is állhat. Ezzel szemben jelentős utószilárdulásuk kedvező tartalékot jelent.

A hazai kísérletek eredményei hőérzékenységük tekintetében igen hiányosak s okvetlenül *rendszeres kísérletek szükségesek, amelyek a hőmérsékletváltozás hatását a szilárdságra az idő és a cement heterogenitás függvényében — pontosan definiált töltőanyag mennyiség és minőség mellett — tisztázni fogják.*

28 napos kockaszilárdság jellemzői

A *11. ábrában* felhordtuk az eddig rendelkezésre álló több száz szilárdsági eredmény súlyozott átlagértékeit a vízcementtényező reciprok értékének



11. ábra. A cementvíztényező, a cementminőség és 28 napos kockaszilárdság közti összefüggés

és a cementminőségnek függvényében, tehát a gyakorlatban jól használható *Bolomey*-féle ábrázolásban.

Ennek alapján gyakorlati határok között a nem túl sok és a nem túl kevés vízzel készített — tehát inkább gyengén plasztikus-öntött konzisztenciájú betonokra nézve — laboratóriumi körülményekre, az alábbi képletek állíthatók fel a 28 napos kockaszilárdságra nézve :

Nagyszilárdságú p. c.:	$K_{28} = 300\ (z—0{,}5)$
Alit-cement:	$K_{28} = 267\ (z—0{,}6)$
500. heterogén cement:	$K_{28} = 213\ (z—0{,}6)$
400. heterogén cement:	$K_{28} = 154\ (z—0{,}6)$
280. heterogén cement:	$K_{28} = 117\ (z—0{,}6)$

ahol »z« a cement és víz súlyszerinti viszonyát (cementvízténye zőt) jelenti, megemlítvén, hogy az azonos vízcementtényezővel készített földnedves betonok 28 napos kockaszilárdsága általában kisebbre adódott, mint a plasztikus betonoké.

A félreértések elkerülése végett meg kell említenünk, hogy a hézagtérfogat figyelembe vételével akár a *Feret*, a módosított *Feret*-formula, akár az előadó által ezelőtt 17 évvel javasolt cement-vízlevegő tényező bevezetésével — bármely konzisztenciájú betonra jobb eredményeket kifejező képleteket kaptunk volna, amelyekben a bedolgozás hatása is kifejezésre jut. Azonban az a véleményünk, hogy az utóbbi — egyébként pontosabb formulák — a gyakorlatban sokkal nehezebben használhatók, mert a víz- és cementmennyiség ismeretén kívül az adalék mennyiségének, az összes alkotóelemek fajsúlyának, a beton térfogatsúlyának ismeretét is megkívánják.

Azt is megemlítjük még, hogy a képletekben szereplő 0,6 állandó felvétele csupán a könnyebb kezelhetőség és összehasonlíthatóság kedvéért történt. Ebben — amint a *11. ábra* szemlélteti — bizonyos nem jelentős eltérések mutatkoznának (0,5—0,65). Ennek megváltozása természetesen a szorzó állandó megváltozását vonná maga után. A gyakorlati határok ($z = 1{,}2—2{,}5$; $x = 0{,}8—0{,}4$) közötti lényeges eltérés azonban nem adódnék.

Ezekhez a képletekhez hozzásoroltuk a Beton- és Vasbetonépítési Laboratóriumban az ott 1931—1935. években törésre került különböző nagyszilárdságú portlandcementtel készült betonkockák törési eredményei alapján kapott előrebecslési képletünket. Ezt a cementfajtát a továbbiakban a 600-as cementektől való megkülönböztetés végett NPC jelzéssel látjuk el.

Ezek helyett a képletek helyett az építőgyakorlat számára csökkentett értékek javasolhatók. A csökkentés mértékét 14—17%-ra véve fel, a *12. ábrában* ábrázolt grafikonokat kapjuk, azaz

Nagyszilárdságú p. c.:	$K_{28} = 250\ (z—0{,}5)$
Alit-cement:	$K_{28} = 230\ (z—0{,}6)$
500. heterogén cement:	$K_{28} = 180\ (z—0{,}6)$
400. heterogén cement:	$K_{28} = 130\ (z—0{,}6)$
280. heterogén cement:	$K_{28} = 100\ (z—0{,}6)$

A *12. ábra*, illetve a közölt képletek alapján valamely megkívánt 28 napos betonkockaszilárdságérték eléréséhez szükséges vízcementtényező a

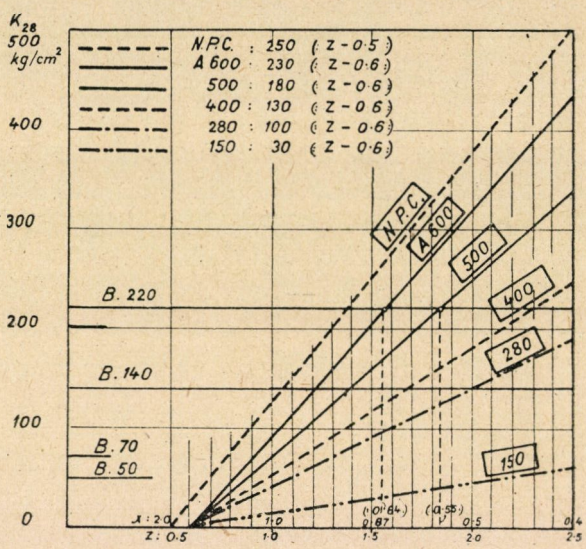
különböző cementminőségnek megfelelően megállapítható, ha a képlet általános alakja

$$k = A\left(\frac{1}{x} - B\right)$$

ebből a vízcementtényező az

$$x = \frac{A}{k + AB} \tag{1}$$

képlettel kapható meg. Pl. B. 220-as beton és A. 600-as, illetőleg C. 500-as cementminőség esetén x kereken 0,64, illetőleg 0,55.



12. ábra. Ajánlható szilárdságelőrebecslő képletek és grafikonok

A 28 napos kockaszilárdság eléréséhez szükséges vízcementtényező ismeretében a fentebb közölt természetes, dunai homokoskavics jellegű adalékanyagra vonatkozó

$$x = h\,h_0\left[0{,}1 + \frac{23}{c}(10 - m)\right] = h\,h_0\,x_0 \tag{2}$$

vízcementtényező képletből az adott cementminőségnek, megkívánt konzisztenciának figyelembe vételével vagy adott cementmennyiség esetén az alkalmazandó szemszerkezetet jellemző finomsági modulus (m) vagy pedig adott

adalékanyag esetén a felhasználandó m³-kinti cementmennyiség meghatározható, és pedig

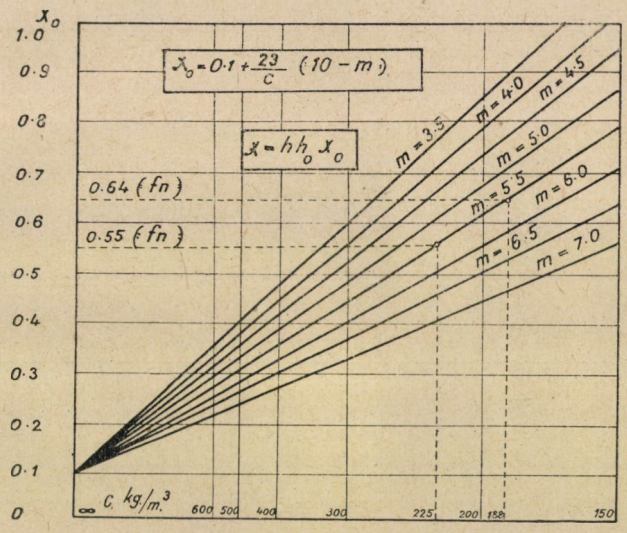
$$c = \frac{23\,(10 - m)}{x_0 - 0{,}1} \tag{2a}$$

illetve

$$m = 10 - \frac{c\,(x_0 - 0{,}1)}{23} \tag{2b}$$

ahol

$$x_0 = \frac{x}{h h_0} \tag{2c}$$



13. ábra. Grafikonok a vízcementtényező, cementmennyiség és szemszerkezet közti összefüggésre

A fenti vízcementtényező-egyenlet alapján a földnedves konzisztencia eléréséhez szükséges »x_0« értékek grafikonját a *13. ábrában* raktuk fel a m³-kinti cementmennyiség (c) és a szemszerkezet finomsági modulusának függvényében (m). Így pl. *földnedves konzisztencia mellett m = 5,5 finomsági modulusú szemszerkezet esetén — ami igen jó szemszerkezetnek mondható — A. 600-as cementből 188 kg/m³, C.500-as cementből 225 kg/m³ mennyiség kell.*

Ha a konzisztencia nem földnedves, az (1) képletből kiadódó x érték a szóbanforgó konzisztenciának megfelelő hígítási tényezővel (h) és az alkalmazandó cementminőséghez tartozó átlagos vízigényjellemzővel (h_0) osztandó. Megemlítjük, hogy az így kiadódó x, illetve c értékek földnedves betonra erősen

tájékoztató jellegűek, mert a valóságban kapott x mellett a szilárdság kisebb, illetve a megkívánt szilárdság néhány %-kal nagyobb cementmennyiséggel vagy kisebb vízcementtényezővel — tehát jobb szemszerkezettel érhető el.

4. A megkívánt betonminőség biztosítása

Az előbbiekben megadtuk — a laboratóriumok rendelkezésére bocsátott minőségű, különböző származáshelyű és fajtájú cementek átlageredményei alapján — mindamaz alapelveket és összefüggéseket, amelyek lehetővé teszik az építőgyakorlat által megkívánt betonminőség előzetes megadását 18—20C° hőmérséklet mellett akár a kivitel, akár a tervezés, akár a kalkuláció számára.

Az építőgyakorlat követelése két feltételnek, nevezetesen műszaki és gazdasági feltételnek teljesítése. Az építőgyakorlat *műszaki követelése* az, hogy a beépítésre kerülő beton a tervezés által feltételezett szilárdsági, bedolgozhatósági és egyéb feltételeknek az adott követelmények mellett megfeleljen. *A gazdasági követelmény* az, hogy a megkívánt betonminőség az adott helyzetben a legkisebb költséggel legyen előállítható — beleértve az utókezelést, a kiállványozási idővel stb. kapcsolatos költségeket is.

A műszaki követelmények biztosítása

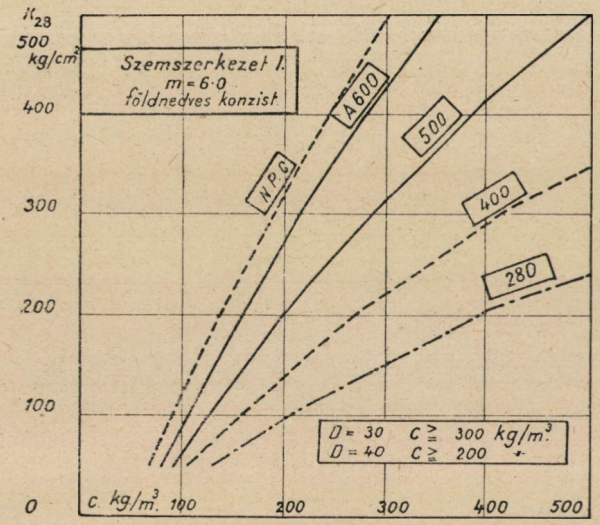
Az előbbi vizsgálatokban a meggondolásokban az összehasonlításnál elsősorban a beton megkívánt 28 napos kockaszilárdságát, amelyet az építőgyakorlat a betonminőségnek jelzésére elfogadott (B. 50, B. 70, B. 140, B. 220, B. 300 stb. jelzésű betonok), valamint a betonlétesítmény céljának s a rendelkezésre álló bedolgozási eszközöknek megfelelő folyósságát, konzisztenciáját és bedolgozhatóságát vesszük alapul, amelyet közelítéssel a fentebb összeállított, illetőleg megállapított hígítási tényezővel, a vízcementtényező és kockaszilárdság előrebecslő formulákkal, stb. adtunk meg.

Nézzük meg mindenekelőtt azt, hogy bizonyos megkívánt 28 napos kockaszilárdsághoz az adott körülmények (szemszerkezet és konzisztencia) mellett szükséges cementmennyiség kg/m^3, a cementminőségnek, azaz a cement kiegészítő anyagának függvényében hogyan változik.

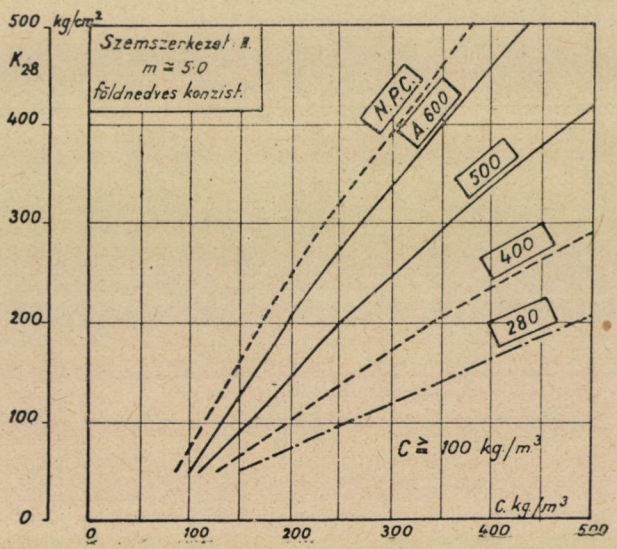
A következőkben közölt ábrák grafikonjainak felrakásához szükséges értékek kiszámítását az 1, 2 képletek felhasználásával végeztük el.

A *14. ábrában* a k_{28} és c kg/m^3 tájékoztató összefüggését a cementmennyiség függvényében földnedves konzisztencia mellett az I. jelű szemszerkezetre (m = 6,0), a *15. ábrában* a II. jelű szemszerkezetre (m = 5,0) raktuk fel. Ezeket a % számokat a megkívánt kockaszilárdság függvényében a *16. ábrában* rajzoltuk fel. Átlagszázalékul a további vizsgálatok alapjául vagy a 300 kg/cm^2 értékhez tartozó százalékokat : sorra 100, 115, 151, 219, 342% fogadhatjuk el. Helyesebben járunk el azonban akkor, ha a különböző cementmárkáknál a

célszerűen alapulvehető különböző szilárdságoknak megfelelően a 100, 115, 146, 180, 220% értékeket vesszük figyelembe, mivel a későbbiekben a külön-



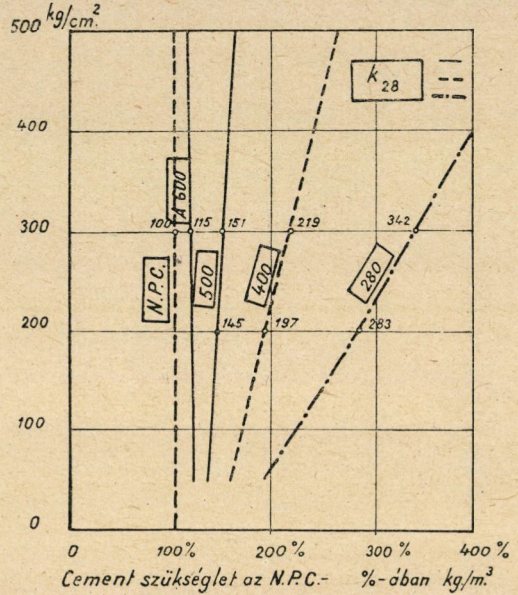
14. ábra. Cementmennyiség, cementminőség és betonszilárdság közti összefüggés



15. ábra. Cementmennyiség, cementminőség és betonszilárdság közti összefüggés

böző márkájú cementek felhasználási területét a kívánt betonszilárdság függvényében 280-as cementmárkáknál mintegy 100 kg/cm², a 400-asnál mintegy 140 kg/cm², 500-asnál mintegy 280 kg/cm² szilárdságú betonok előállításához javasoljuk felvenni.

Ebből az ábrából kitűnik, hogy *a relatív cementmennyiség* — viszonyítva az NPC cement szükséges mennyiségéhez — *a megkívánt kockaszilárdság növekedésével egyenes arányban, a cementminőség romlásával, illetőleg a töltőanyag mennyiségének növekedésével, vagyis a cementklinkermennyiség csökkenésével pedig rohamosan növekszik.*



16. ábra Cementszükséglet az NPC jelű cement %-ában

A műszaki követelmények biztosításával kapcsolatban nézzünk meg még két kérdést, ami mind az építőgyakorlat, mind a laboratóriumi gyakorlat szempontjából fontos.

Az egyik kérdés az legyen, hogy *a szokásos cementvizsgálatok eredményei és a betonvizsgálatok eredményei hogyan viszonylanak egymáshoz, kielégítően tájékoztatják-e az építőgyakorlatot az előbbiek?* Ha a mi kísérleti eredményeinket nézzük meg, látjuk, hogy a felhasznált cementjeink 28 napos szabványszilárdságai — a régi nagyszilárdságú portlandcementet az alitcementével 768 kg/cm²-rel azonosnak véve — sorra NPC, A. 600, 500, 400, 280-as cementeket alapulvéve 768, 768, 675, 545, 360, 110 kg/cm², illetőleg %-osan 100, 100, 88, 71, 47%. A 28 napos szilárdságok viszonya NPC, A.600 (alit), 500, 400, 280-as cementekre sorra 100, 89 (100), 71 (80), 51 (58), 39 (44)%, tehát jóval kisebb. Az átlagos viszonyszám 80%, tehát a *cementszabványszilárdság különböző jellegű cementeknél nem nyujt megfelelő tájékoztatót a betonszilárdságra, — ami a mindnyájunk előtt ismert azt a tényt regisztrálja, hogy a jelenlegi cementszabványszilárdságvizsgálat helyett mást, éspedig legcélszerűbben szabványbetonvizsgálatot kell laboratóriumi vizsgálat céljára az építőgyakorlat tájékoztatására bevezetni a cement-*

minőség determinálására. A jelenlegi — akár földnedves, akár plasztikus habarcscsal végzett vizsgálatok — véleményem szerint legfeljebb azonos jellegű cementek egyenletességének megállapítására szolgálhatnak és elsősorban az üzemi laboratóriumokban.

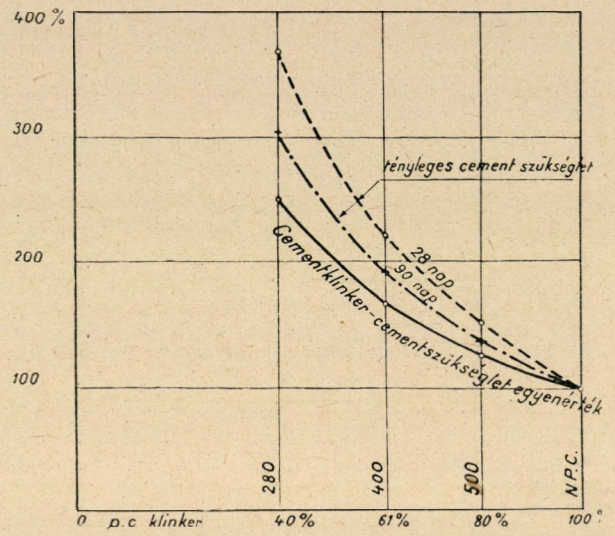
Meg kell említenem, hogy e viszonyszámok a későbbi kori betonok esetén kedvezőbbek a heterogén cementeknél, amelyek utószilárdulása kedvezőbben alakul. Éppen ezért a heterogén cementek kötőerejének megítélésére egy későbbi időpont, célszerűen a 90 napos kor látszik alkalmasabbnak. Szovjet előírások a gyengébb, alacsonyabb márkájú cementeknél általában a 90 napos korú vizsgálatokat tartják döntőnek.

A másik kérdés legyen az, hogy a megvizsgált *heterogéncementek bizonyos szilárdság eléréséhez szükséges adagolása, illetőleg a kapott kötőerő megfelel-e a bennük lévő portlandcementklinker mennyiségének.*

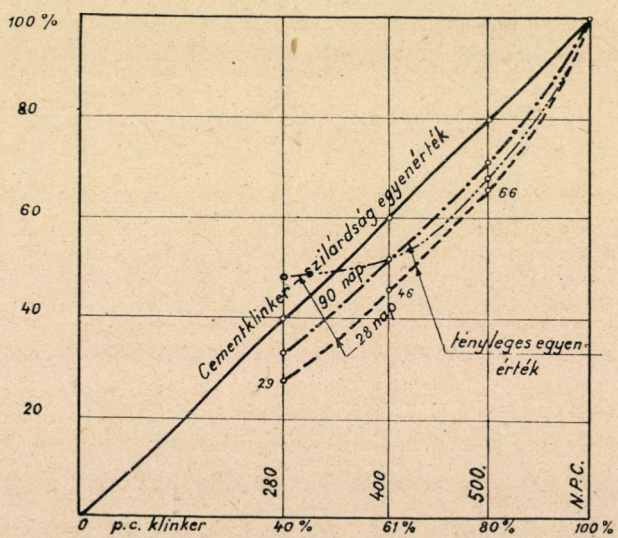
A kérdés második részének vizsgálatát kétféleképpen gondoljuk megvilágítani. Mindenekelőtt megnézzük, hogy bizonyos szilárdságok eléréséhez mennyi a különböző cementfajtáknál a relatív cementszükséglet, viszonyítva az NPC-nek jelzett cementhez, ez utóbbit 100%-nak véve. Vizsgálatainknál feltesszük, hogy a cementben lévő klinkerszázalékkal az elméleti cementszükséglet *(cementklinker — cementmennyiségegyenérték)* fordítva arányos, azaz az NPC, 500, 400 és 280-as cementeknél 100%, 80%, 61% és 40% tiszta portlandcementklinkertartalom mellett sorra 100, 125, 164 és 250%, tehát azt, hogy a heterogén cementben a benne lévő klinkernek megfelelő kötőerő jelentkezni fog a beton szilárdságában. Itt megemlítjük, hogy az 500-as cementek közé — amit általában heterogén cementnek szoktunk tárgyalásunkban nevezni — a beremendi homogén portlandcementet is beleszámítottuk. Tettük ezt azért, mert ennek kötőereje sem a cementhabarcsban, sem a betonban általában nem haladta túl az egyéb heterogén 500-as cementek kötőerejét.

Még egy — egyébként mint tudjuk — nem teljesen helytálló feltételre is rá kell mutatnunk, nevezetesen arra, hogy a mai cementjeinkben lévő klinkerminőséget az összehasonlítás alapját képező NPC cementével azonosnak vettük fel, pedig a mai klinkerek ettől minden bizonnyal eltérnek. Erre a kérdésre a későbbiekben még visszatérünk. Hogy eredeti összehasonlítószámításunkban ezt tettük, annak oka az, hogy a cementipar eddigi tájékoztatása szerint a most előállított klinker minőségében lényeges változás nem állott be. A *17. ábrában* a portlandcementklinker függvényében az NPC cementre vonatkoztatott ama %-os cementszükségletet tüntettük fel, amely azonos (100, 200, 300, 400, 500 kg/cm²) 28 napos nyomószilárdságok elérésére szükséges. Amint látjuk, *a tényleges cementszükséglet egyes esetekben nagyobb, mint amennyit* — hidraulit idővel fokozódó kötőképességének elhanyagolása mellett — *a cementklinkernek megfelelő mennyiségű tiszta portlandcement esetén elméletileg el kellene érni.*

A $K_{28} = 300$, valamint a $K_{28} = 220, 140, 100$-hoz tartozó cementszükségletegyenértéket a továbbiakban átlagosnak fogadjuk el. Későbbi korban a



17. ábra. Az átlagos cementszükséglet a portlandcementklinker-mennyiség %-ában, viszonyítva a portlandcementklinker % reciprok értékének 100-szorosához



18. ábra. Az átlagos várható viszonyított kockaszilárdság a portlandcementklinker-mennyiség %-ban.

viszonyszámok kedvezőbben alakulnak, de a tényleges cementszükséglet különösen magasabb szilárdságok elérésére nagyobb, mint a cementklinker-cementszükségletegyenérték, tehát az elméleti cementszükséglet.

Teljesen hasonló meggondolásra jutunk, ha a különböző cementekben lévő cementklinker szilárdságegyenértékét hasonlítjuk össze a tényleges szilárdságegyenértékkel, mint ahogyan ezt a *18. ábra* feltünteti. Ennek az ábrának felrakásánál feltételeztük, hogy ha a tiszta cementklinkerrel készített beton 28 napos nyomószilárdsága 100%, a kevesebb klinkert tartalmazó cementekkel készült betonok 28 napos nyomószilárdsága pedig legalább annyi %, mint amennyi a klinkertartalom, tehát 500, 400, 280-as cement esetén sorra legalább 80, 61, 40%. Ezzel szemben a tényleges értékek, 66, 46. 29%, illetve 68, 54, 44, tehát az elméleti értéknek 83, 75, 72 illetve 85, 89, 110%-a, azaz 28 napos korban bizonyos *kötőerőveszteség* jelentkezik. 90 napos korban ezek az értékek természetesen ismét kedvezőbbek.

Az eddig vizsgált heterogén cementjeinkről — azokat, mint említettük, csupán az elérhető szilárdság szempontjából vizsgálva — az a véleményünk, hogy *az eddigi nem megfelelő hidraulittal készített heterogén cementek nem elégítik ki teljesen a velük szemben támasztott műszaki követelményeket s a jövő fejlődése ama más s helyesebb utak követését kívánja meg, amelyekre a cementipar máris igyekszik rátérni.*

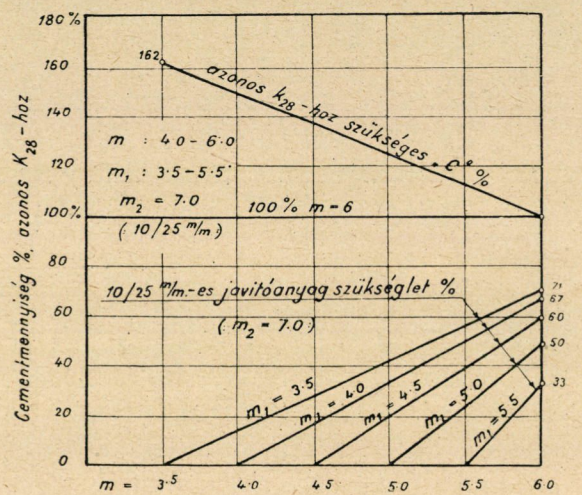
Teljesség kedvéért megemlítjük, hogy a *14. ábra* értékei gyakorlatilag általában legalább 200 kg/m³ cementmennyiségtől tekinthetők érvényeseknek, mert kevesebb cementmennyiség esetén a szemszerkezet túl durva, a beton porózus, kevés kavicstartalmú. A *15. ábra* értékei azonban (m = 5,0!) már 100 kg/m³ cementmennyiségtől kezdve elfogadhatók, figyelembe véve a földnedves betonra vonatkozó 3, 4 pontban mondottakat.

A gazdasági követelmények biztosítása

A fenti adatok birtokában — az építkezés helyszíni adottságainak ismeretében — a kivitelezőnek és tervezőnek egyaránt mérlegelnie kell a műszakilag megkívánt minőségi beton leggazdaságosabb előállítását, feltételezve a minőségi munka biztosítását.

Amint a *12.*, *13.*, *14.* és *15. ábrák* vizsgálatából kitűnt, a cement minőségén kívül, azonos konzisztenciaviszonyok mellett, az alkalmazott szemszerkezetnek komoly szerep jut az azonos szilárdság eléréséhez szükséges cementmennyiség megállapításánál, ami — a cement népgazdasági szempontból történő takarékos felhasználása vonalán — okvetlenül az adalékanyag helyes megjavításának fontosságára mutat rá. A cementmennyiségben elérhető %-os megtakarítás — a cementmennyiségtől függetlenül — azonos számokkal jellemezhető az adalékanyag finomsági modulusának függvényében, amint erre már az előzők alapján is mód nyílt következtetnünk. Az adalékmegjavítás használható eszköze lehet a kőbányákban sokszor feleslegessé váló, ú. n. 10/25 mm szemnagyságú bazalt vagy andezit, esetleg mészkő, zúzott kő, amelynek finomsági száma kereken — óvatos becsléssel — 7,0-ra tehető. Természe-

tesen szóba jöhet durva, hasonló szemnagyságú, pl. 5—30, 10—30 mm szemnagyságú természetes kavics is. A *17. ábrában* a finomsági modulus függvényében feltüntettük az azonos, 28 napos szilárdság eléréséhez szükséges cementmennyiséget m^3-kint, az m = 6,0 finomsági modulusú adalékanyaghoz tartozó cementmennyiséget 100%-nak véve, valamint az m_1 = 3,5, 4,0, 5,0, 5,5 finomsági modulusú homokoskavicsnak 4,0, 5,0, 5,5, 6,0 finomsági modulusú homokoskavicsra való feljavításához szükséges — 10/25-ös durva adalék %-os mennyiségét. Pl. ha m = 6,0 finomsági modulusú adalékanyag helyett 5, illetve 3,5 finomsági modulus anyagot használunk, az ugyanolyan K_{28}-hoz szükséges



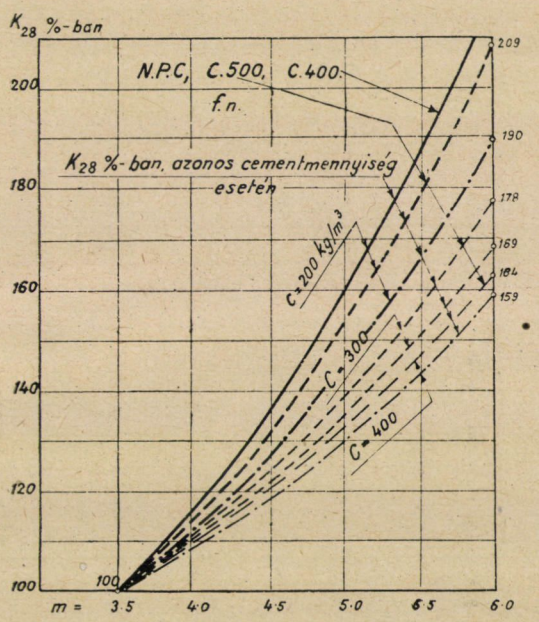
19. ábra. Cementszükséglet, illetve javítóanyagszükséglet %-ban azonos szilárdság elérésére a finomsági modulus függvényében

cementmennyiség 25, illetve 62%-kal több. A cement- és javítóanyag-költségeket figyelembe véve a szemszerkezetjavítás — a helyszíni többköltséget beleszámítva is — kifizetődőnek látszik s a népgazdaságnak komoly, beton m^3-kint legalább 15—20 Ft-ra becsülhető megtakarítást jelent. Hasonló eredményre jutunk, ha az azonos cementmennyiség mellett elérhető szilárdságnövekedést nézzük meg a szemszerkezet jóságának függvényében. A *20. ábra szemlélete szerint az azonos cementmennyiség esetén elérhető szilárdságnövekedés* — az m = 3,5-hez tartozó K_{28} szilárdságot 100%-nak véve — *annál magasabb, minél kevesebb a m^3-kinti cementadagolás, minél jobb az adalékanyag s minél gyengébb minőségű a cement.* Természetesen szilárdságnövekedés, a minőségi betonelőállítás egyben az építményméretek jelentős csökkentéséhez vezet s így a valóságos megtakarítás a fenti értéknél jóval nagyobb lehet.

Mindezeknek a kérdéseknek vizsgálata erősen kihangsúlyozza egyrészt *az adalékanyagosztályozók felállításának*, másrészt *a kőbányák fejlesztésének sürgős szükségességét.*

A fenti módon megállapított szemszerkezet műszakilag kedvező voltát — tehát azt, hogy az alkalmazott cementmennyiségnek megfelelő-e, bedolgozhatósága elfogadható lesz-e, vagy a szemszerkezet túl homokos — célszerű a legkedvezőbb finomsági modulussal és fajlagos felülettel való összehasonlítás útján megállapítani.

A helyszíni építésvezető tehát az adott körülmények mérlegelésével — a rendelkezésre álló megfelelő tájékoztató betonelőírások birtokában a kívánt



20. ábra. Szilárdságnövekedés azonos cementmennyiség mellett, a finomsági modulus és a cementminőség függvényében

betonminőséget helyi viszonylatban okvetlenül műszakilag helyesen s gazdaságosan fogja tudni megállapítani.

Az eddigi heterogéncementbetonok általános népgazdasági szempontjait (a cement klinker és kiegészítőanyag árát a keverési és szállítási költséget, stb.) figyelembe véve megállapíthatjuk, hogy a *vizsgált kevert hidraulitokkal készült heterogén cementek alkalmazása* — ugyanolyan szilárdságok elérésére, különösen magas szilárdságok elérésére, különösen magasabb szilárdságú betonok esetén — *csupán a szilárdsági szempontokat véve figyelembe, nem mindig gazdaságos* — alapulvéve az előbbiekben feltételezett portlandcementklinker minőségét.

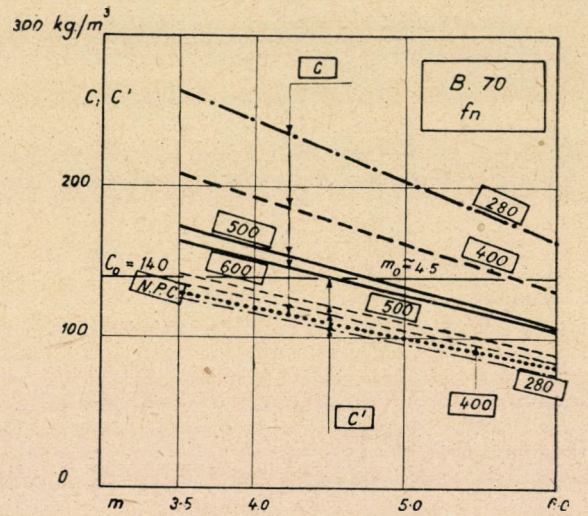
A felvetett eme két követelménynek — szilárdsági szempontból történő — biztosítása, az eddigi módon gyártott s vizsgálatra került heterogén cementekkel nem volt kielégítő. Ez a hátrány nő a fiatalabb, tehát a kizsaluzásra, a használatbavételre nézve sok esetben döntő 7, 14, 21 napos korban, valamint

még fokozottabban a hőmérséklet csökkenésével járó szilárdulási folyamat elhúzódása miatt. Ez a körülmény a vizsgált jellegű heterogén cementek alkalmazását egyes esetekben kizárhatja, sok esetben kétségessé teheti, de sok esetben — egyéb jellemző tulajdonságok figyelembevétele és követelmények kielégítése mellett — azok felhasználása műszakilag helyes, gazdaságos és célravezető lehet.

Nézzük meg tehát, mi a heterogén cementek jelentősége, alkalmazási köre, miért és hogyan, milyen feltételek teljesítése s szem előtt tartása mellett tértek rá csaknem mindenütt — különösen a Szovjetunió példáját említhetjük — a heterogén cementek alkalmazására s mik a jóminőségű heterogén cement előállításának hazai lehetőségei s követelményei.

5. A heterogén cement jelentősége és alkalmazási területe az építőiparban

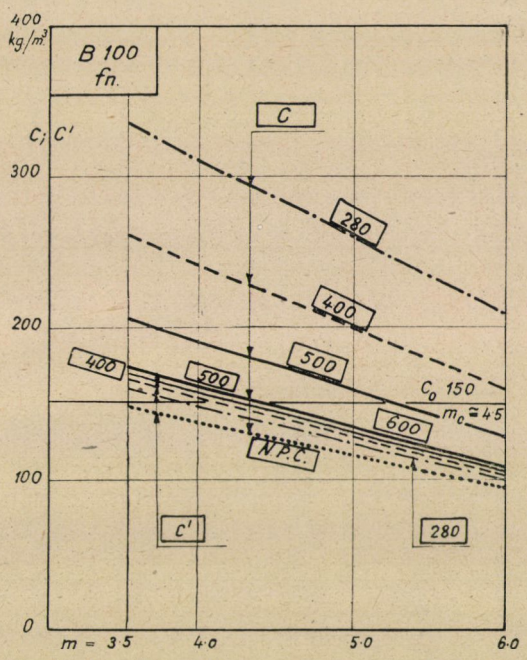
Nézzük meg mindenekelőtt az eddigi kísérleti eredményeket s vonjuk le azok más szempontból történő kiértékelése alapján is, a mai heterogén cemen-



21. ábra. B. 70. jelű beton eléréséhez szükséges cementmennyiség (c) és viszonyított cement mennyiség (c') a finomsági modulus és cementminőség függvényében

tekre vonatkozó következtetésünket. Tehát nemcsak azt vizsgáljuk meg, hogy mi az elméleti cementszükséglet (c) bizonyos betonminőségek eléréséhez, az adalékanyag és cementminőség változásának függvényében, hanem azt is, hogy mibe kerül a szóbanforgó betonminőség eléréséhez adagolandó cement, azaz mi a cementszükségletnek az NPC jelű cementhez viszonyított ára (c') s végül mi lehet az adott esetben az az adagolható minimális cementmennyiség kg/m³ (c_0), amely a szilárdsági követelményeken kívül s azokon

túlmenően az egyenletes betonminőség előállításához s esetleg egyéb okokból is (vízzáróság, rozsdavédelem, tömörség, bedolgozhatóság, egyenletes elkeverhetőség, stb.) okvetlenül szükséges és mekkora az ehhez a cementmennyiséghez alkalmazható kedvező szemszerkezet, illetőleg kedvező finomsági modulus (m_o). A viszonyított ártöbbletet a 100, 80, 61 és 40% klinkert + gipszkövet tartalmazó cementeknél 1,00, 1,03, 1,06, 1,18-re vettük fel. Így kiszámított



22. ábra. B. 100 jelű beton eléréséhez szükséges cementmennyiség (c) és viszonyított cementmennyiség (c') a finomsági modulus és cementminőség függvényében

cementszükségletet például a *21—22. ábrában* B. 70, B. 100 földnedves betonminőségre vonatkozóan ábrázoltunk.

Ezeknek az ábráknak, az eddigi következtetéseknek, valamint egyéb, rövidség okából nem közölt számításoknak és ábráknak vizsgálata alapján az alábbi következtetések vonhatók le:

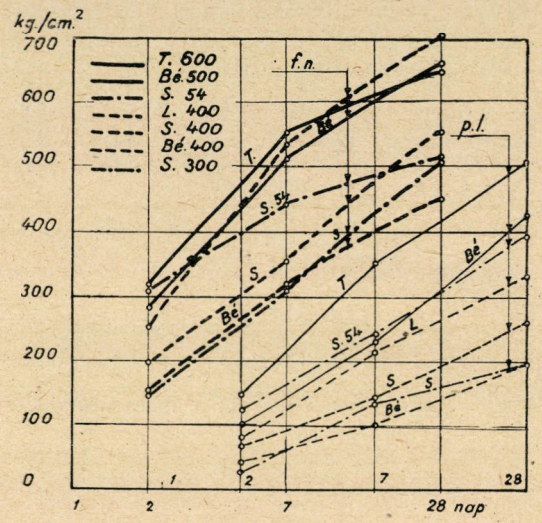
a) Gyengébb földnedves betonminőségek (B. 50, B. 70, B. 100) előállítására mind műszakilag, mind gazdaságilag előnyösebb a gyengébb minőségű heterogén cementek (280, 400) alkalmazása, még rosszabb adalékanyag ($m = 4$) mellett és relatíve nagyobb mennyiségben is.

b) B. 140-es gyengén plasztikus betonminőség — egyszerű vasbetonszerkezetek betonja — 400-as cementtel is biztosítható, de gazdaságosabban csak jobb szemszerkezettel ($m > 5{,}0$). 500-as cement alkalmazása azonban mind gazdasági, mind műszaki szempontból kedvezőbb már $m > 4{,}5$ finomsági

modulusú adalékanyagtól kezdve, mint az NPC vagy A. 600-as cement alkalmazása még 220 kg/m³ minimális cementmennyiség mellett is.

c) B. 220-as betonminőség gazdaságosan és műszakilag helyesen csak nagyon jó (m = 6,0) szemszerkezet esetén állítható elő 500-as cementminőséggel, ellenben az NPC és A. 600-as cementnál jó szemszerkezet (m > 4) legfeljebb gazdasági szempontból szükséges.

d) B. 220-as betonminőségtől kezdve — így pl. útbetonok, minőségi vasbetonszerkezetek, előrefeszített vasbetonszerkezetek esetén — a megkívánt



23. ábra. Földnedves és plasztikus szabvány-cementbetonok szilárdulási folyamata

szilárdsági értékek 500-as cement alkalmazása esetén csak nagyon jó szemszerkezettel (m = 6,0) s nagyobb cementmennyiséggel s természetesen kedvező időjárási viszonyok mellett biztosíthatók, de A. 600 vagy NPC, illetőleg hasonló minőségű cement felhasználása mind műszakilag, mind gazdaságilag kedvezőbbnek látszik.

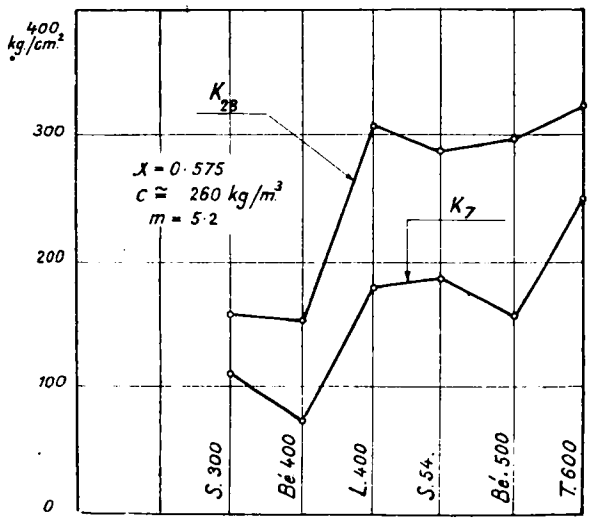
e) A vizsgálatok ismét erősen hangsúlyozták a jó szemszerkezetnek, tehát a szemszerkezetjavításnak elsőrendű műszaki és gazdasági fontosságát.

f) A heterogén cementeknek nagy alkalmazási területe lehet az építőiparban, ahol a megkívánt követelmények alacsonyabbak (alapok, felmenő falak, vízi építmények, egyszerűbb vasbetonszerkezetek stb.), ahol tehát azok felhasználása gazdaságos és műszakilag indokol. Azok helyett jobb minőségű cementek alkalmazása egyenesen sérti a nemzetgazdaság érdekeit.

g) A heterogén cementekkel is lehet — megfelelő adalékanyaggal és megfelelő munkával — megfelelő szilárdságú betont biztosítani, de valóban és biztosan csak akkor, ha azok minősége egyenletes és az építőiparnak megfelelő részletes utasítások állnak rendelkezésére azok helyes és gazdaságos felhasználására. De nem lehet

eléggé hangsúlyozni, hogy csak akkor, ha az építőipar elsajátítva a heterogén cementtel készült betonokkal kapcsolatos tudnivalókat, azokat lelkiismeretesen végre is hajtja, tehát valóban minőségi munkát végez. Ha ez nem így van, esetenkint egészen gyenge s a nemzetgazdaságra káros eredményekhez, rossz, nagyon gyenge minőségű, sok esetben nem megbízható minőségű beton- és vasbetonlétesítményekhez jutunk.

Meg kell említeni, hogy a gazdasági kérdések vizsgálatánál az építőgyakorlatban az áron kívül, pl. gyengébb minőségű heterogén cementek alkalmazásá-



24. ábra. Szabványbetonok 7 és 28 napos szilárdságértékei

val járó lassúbb szilárdulási folyamatot is, ami a betonok kiállványozásának, a létesítmény használatának vagy átadásának, a megterhelhetőségnek stb. idejére mértékadó s azzal kapcsolatban esetleg több-költséggel járhat, figyelembe kell vennünk.

h) Végső következtetésül megállapítható egyrészt, hogy a B.220-as betonminőségtől kezdve — különösen az említett különleges esetekben — a mai heterogén cementek helyett célszerűen bevezetendő lenne tiszta, jóminőségű portlandcementklinkerből legfeljebb nagyon kevés jőminőségű hidraulittal készített cement gyártása, másrészt, hogy az eddigi kevert, nem megfelelő hidraulitok helyett rá kell térni azonos fajtájú, jóminőségű, lehetőleg egyféle hidraulitnak kiegészítő anyagként történő adagolására. Mindezekre a cementipar ma is megtette a kezdeményező lépéseket, amint azt a *IV. táblázat* adatai, amelyek az 1953-ban bevezetendő új cementtajtákat tartalmazzák, mutatják.

Ezekkel az új cementfajtákkal is megindultak már a laboratóriumi kísérletek, amelyekre vonatkozó néhány eddigi átlageredményt a *23.* és *24. ábrában* mutatunk be. A *23. ábra* a cementek szabványszilárdságaira vonatkozik földnedves plasztikus habarccsal végzett kísérletek alapján, a *24. ábrában* betonszabványvizsgálatok eredményeit tüntettük fel. Ezek alapján az új cementekre tájékoztató szilárdságbecslő formula gyanánt gyakorlati célokra a fentebb közöltekkel egyelőre nagyjából egyező vehető fel,

IV. TÁBLÁZAT

A hazai új cementfajták

Szilárdsági osztálya	Megnevezése	Szilárdsága kg/cm²						Összetétele
		nyomó			húzó			
		2	7	28	2	7	28	
		napos korban						
600-as	homogén portland-cement	300	450	600	25	30	32	90% klinker 5% gipszkő 5% egyéb
500-as	különleges portland-cement (S. 54)	230	380	500	2	27	30	95% klinker 5% gipszkő
	homogén portland-cement	230	380	500	20	27	30	90% klinker 5% gipszkő 5% egyéb
	kohósalak portland-cement	—	300	500	—	22	30	85% klinker és gipszkő 13% kohósalak 2% puzzolán
	trasz portland-cement	—	300	500	—	22	30	90% klinker és gipszkő 10% puzzolán
400-as	kohósalak portland-cement	—	220	400	—	18	26	65% klinker és gipszkő 31% puzzolán 4% kohósalak
	trasz portland-cement	—	220	400	—	18	26	70% klinker és gipszkő 26% kohósalak 4% puzzolán
300-as	kohósalak portland-cement	—	160	300	—	14	20	35% klinker és gipszkő 57% kohósalak 8% puzzolán
	trasz portland-cement	—	160	300	—	14	22	40% klinker és gipszkő 52% puzzolán 8% kohósalak

a 600-as klinkercementre nézve pedig a

$$K_{28} = 210\ (z—0{,}5)$$

illetve

$$K_{28} = 230\ (z—0{,}6)$$

képlet adódik, míg a 330-as cementre egyelőre a 280-as cement régi adatait vehetjük tekintetbe.

Ezek az új adatok azt mutatják, hogy a megvizsgált 500, 400 és 300-as cementek bizonyos fejlődést, javulást adnak ugyan, de az egyes cementmárkák közt — ugyanazon fajtán belül — az előállítóhelytől függően tetemes különbségek vannak, tehát *az azonos márkák nem azonos minőségűek.* Ez a tény bizonytalanná teszi a felhasználást s az előírások biztonsági, illetőleg bizonytalansági tényezőit nagy mértékben növeli. Azt is mutatták ez újabb adatok, hogy *a tiszta portlandcementklinkerből álló tatai 600-as cement minősége alatta marad az NPC-nek jelzett nagyszilárdságú portlandcementminőségnek.*

Ha az előbbi pontokban végzett összehasonlító vizsgálatokat erre a 600-as cementminőségre, mint alapra végezzük el, a szóbanforgó heterogén cementek természetesen mind cementklinker-cementmennyiség, mind szilárdságegyenérték szempontjából lényegesen kedvezőbbeknek adódnak s 90 napos korban általában elérik — esetenkint túl is haladják — az elméleti egyenértékűségértéket.

6. Tennivalóink a cementgyártás és betonelőállítás területén

Itt mindenekelőtt rá kell mutatni egy követendő jellemző példára, nevezetesen arra, hogy amidőn a Szovjetunióban 1937 tavaszán a különböző cementek bevezetésével kapcsolatban a cementszabványok megjelentek s amidőn már ekkor megindították a plasztikus habarccsal — egyes esetekben tiszta cementpéppel — történő szabványvizsgálatoknak régi földnedves habarcsvizsgálatokkal párhuzamosan történő végrehajtását, ugyanekkor megjelent egy utasítás is az összes cementfajták meghatározásának (portlandcement, puzzolán-portlandcement mellett a magnézium-portlandcement, fehér és színes portlandcement, timföldcement, salak, mész-salak, gipsz-salakcement) és az építkezéseknél való alkalmazásának tárgyában, amelyekben kihangsúlyozták már a legelső mondatokban az alábbiakat:

»E cementfajták mindegyikének számos különleges tulajdonsága van, amelyek eltérnek a portlandcementklinkerből készített szokásos cementtől és megszabják felhasználásuk körét.

Az építési munkálatok gazdaságos és műszakilag helyes elvégzését, valamint a takarékosság végrehajtását csak akkor tudjuk minden esetben biztosítani,

ha helyesen választjuk meg a cement fajtáját és választásunkat az egyes cementfajták tulajdonságainak, valamint műszaki és gazdasági követelményeknek számba vétele alapján ejtjük meg.

Ez az utasítás tehát tartalmazza a cement fajtájának meghatározására vonatkozó rendelkezéseket és közli a számos cementfajta jellemző tulajdonságait és legfontosabb fizikai sajátosságait is.«

Az építéstudománynak és a cementszakembereknek tehát elsőrendű feladata az, hogy az építőgyakorlatot folyamatosan ellássák megfelelő részletes utasításokkal a különböző cementek különböző körülmények melletti felhasználására.

Ehhez azonban — mint már rámutattunk — még számtalan kísérlet végrehajtása szükséges, elsősorban a cementek hőmérsékletérzékenységét illetően. Azonban ettől teljesen függetlenül — egyelőre külföldi adatok felhasználásával — még ha a biztonság ideiglenes növelésével járna is — a már eddig kidolgozott utasításokat azonnal ki kell egészíteni.

Ha nemcsak a heterogén cementek egyenletességét, ami gyakorlati szempontból elsőrendűen fontos feladat, hanem ezen túlmenően a portlandcementklinker alapanyag egyenletesen jó minőségét, a kiegészítőanyagok egyenletesen jó, illetőleg jobb minőségét is biztosítani tudjuk: az eddig bemutatott s a tárgyalt cementekre vonatkozó átlageredmények minden bizonnyal lényegesen kedvezőbbek lesznek, s természetesen a különböző fajtájú cementeknek jelentősége és alkalmazási köre jelentősen kibővül s a nemzetgazdaság műszaki és takarékossági szempontjai kellőképpen érvényesülhetnek. Ehhez azonban *a cementklinker egyenletes alapanyaga, annak jó kiegészítéséhez állandó jóminőségű szén, a kiegészítőanyag jó minőségéhez mindenekelőtt egyenletesen jóminőségű granulált kohósalak, illetőleg trasz, a heterogén cement egyenletes minőségéhez megfelelő gépifelszerelés biztosítása szükséges.*

Ki kell azonban hangsúlyoznunk azt a többször említett követelményt, ami a minőségi cement mellett lehetővé teszi a minőségi betonelőállítást: a megfelelően megválasztott szemszerkezetű adalékanyagot, a kellő módon történő betonkeverést, -bedolgozást stb., röviden, a kivitelező vállalatok dolgozóinak minőségi munkáját, ennek elősegítésére fontos nevelő, továbbképző káderfejlesztést, az elméleti és gyakorlati kutatást, valamint az építőipar szoros kapcsolatainak kiépítését.

Összegezésként röviden leszögezzük a tennivalókat.

A cementelőállítás területén:

jóminőségű portlandcementklinker alapanyag s ennek előállításához egyenletes jóminőségű szén, egyenletes jóminőségű, kellő mennyiségű — elsősorban granulált kohósalak és trasz — kiegészítőanyag, megfelelő gépiberendezés biztosítása az egyenletes jóminőségű heterogén cement elkészítéséhez.

Az építéstudomány területén :

A különböző cementekre nézve felhasználási utasítás összeállítása és kiadása; kísérletek megindítása különböző cementek, illetőleg betonok hőérzékenységére, szilárdulási folyamatára, vízigényére stb. nézve. Kísérletek megindítása oly cementvizsgálati — célszerűen betonvizsgálati vagy azt megfelelően helyettesítő — eljárásra, amelynek eredményei közelebb állnak a felhasználó építőiparhoz. Cementkutatási lehetőség megteremtése a veszprémi nehézipari egyetemen a cement kisüzemi előállításának lehetővé tételére, itt állandó, folyamatos kísérletek végzése mind a forgalomban lévő, mind a bevezetendő cementek kémiai és fizikai tulajdonságaira nézve. Az építéstudomány szorosabb bekapcsolása a cementgyártás időszakonkinti ellenőrzésébe, illetve a cementfajták célszerű kiválasztásába.

Az építőipar területén :

Kavicsosztályozók felállítása a minőségi adalékanyag, a kőbányák fejlesztése, a javítóanyag biztosítása érdekében ; útpróbaszakaszok építése — laboratóriumi kísérletekkel párhuzamosan — különböző jól definiált cementfajták megvizsgálására. Minőségi munka végzése az építéshelyeken, megfelelő káderképzés és ellenőrzés a minőségi beton előállításához ;

az építőipar felhasználási területeinek felmérése a megkívánt betonminőség és -mennyiség előállításának érdekében.

A Tudományos Akadémia területén :

Mindama kérdések tudományos irányítására s a cement- és építőipar közti szorosabb kapcsolat megteremtésére — szükség szerint az érdekelt közületek és tárcák (OT, ÉAM, KM, KGM, stb.) bevonásával — az Építőipari szakbizottság megfelelő kiegészítése vegyész-, kohász-, építőipari szakemberekkel ; időnkénti ankétok rendezése a felmerülő elméleti és gyakorlati kérdések megbeszélésére s a helyes megoldásokra javaslattétel.

A jó heterogéncementek és belőlük készült minőségi betonok előállítása a magyar építőiparnak elsőrendűen fontos — amint láttuk nagyon, nehéz — kérdése, amely csak az elméleti és gyakorlati, az üzemi és építőipari szakemberek, az értelmiségi és fizikai dolgozók szoros összefogásával, jó munkájával oldható meg.

HOZZÁSZÓLÁSOK

BERECZKY ENDRE, a kémiai tudományok kandidátusa

A magyar heterogén cementgyártás megindítása, aminek első lépése a mintegy 20%, őrlés közben cementklinkerrel elkevert trasztartalmú traszportlandcement gyártása volt, s mellyel immár négyéves tapasztalatok állnak rendelkezésre, nézetem szerint döntő jelentőségű műszaki esemény a magyar cementgyártás és a hazai cementfeldolgozás terén. Ha ez a lépés a cementtermelő ipar részéről nem történt volna meg ilyen határozott és minden ellentmondást elutasító programmal, úgy ötéves tervünk építőprogrammja nem tudott volna megfelelni az ország iparosodásával, városépítési programmjával együttjáró s annak alapjait képező építkezési követelményeknek.

Természetes, hogy az új cementfajták gyártása és felhasználása nagy követelményeket támasztott úgy a gyártással, mint a felhasználással szemben. Egyik oldalon a kiegészítő anyagok egyenletességének biztosítása, a gazdaságilag és műszakilag legmegfelelőbb technológia kialakítása, az ehhez szükséges gyárberendezés megtervezése, beszerzése, felállítása és üzembehelyezése, a másik oldalról az új cementekben rejlő kötőenergiák értékelése, a megfelelő betonfajták és a megfelelő cementfajták egyeztetése a feladat, melynek megvalósítása 1951 tavasza óta állandóan foglalkoztatja mindkét iparágat s mely munka az új végleges cement- és betonszabványok kidolgozásában fogja tetőpontját elérni.

A heterogén cementek gyártása és felhasználása azonban csak egyik, bár mennyiségi szempontból legjelentősebb része a cementipar perspektivikus fejlesztési tervének. Van azonban és kell, hogy egy másik minőségi fejlesztési terve is legyen a cementiparnak. Különleges célra, különlegesen jóminőségű kötőanyagokat kell gyártani, mely különleges cementek a termelésnek mennyiségileg csak néhány százalékát fogják kitenni ; annál nagyobb jelentősége van azonban e különleges cementfajták felhasználásának a betonipar részére.

Példaképpen a mélyfúrási cement kérdésére mutatok rá. Ennek a cementfajtának magas nyomáson és magas hőmérsékleten kell előírt kötőidővel és szilárdsággal rendelkeznie. Foglalkoztunk ezzel a kérdéssel is, megállapítottuk, hogy az eddigi értékelési keretek messze nem felelnek meg az ipar igényeinek és a megbeszéléseken elhangzott javaslatok kikísérletezése bizonyára lényegesen előbbre vinné fúrási munkáink technológiai tökéletesítését. Így tehát három fajta különleges kötőanyagról volna szó, melyek mennyisége alig tenné ki cementtermelésünk néhány ezrelékét. A kis mennyiségek ellenére mindenki előtt nyilvánvaló a megoldás sürgősségének fontossága és jelentősége.

A mai portlandcement, a traszportlandcement, a kohócementek és más heterogén cementfajták, valamint a lábatlani szulfátálló cement messze nem merítik ki azokat a lehetőségeket, melyeket a cementkémia az iparnak nyujtani tud. Néhány ilyen lehetőségre kívánok rámutatni :

1. A szulfátálló cement kérdése legkésőbb jövő év nyaráig véglegesen megoldódik. Nem lesz tehát szükség arra, hogy a Ferrari-cementgyártással kapcsolatos termelés-kiesések legnagyobb cementégető-kemencénk tervtúlteljesítését hátráltassák. Ha ehhez a kérdéshez hozzáfűzzük mindazokat a javaslatokat, melyeket kiváló szakembereink és professzoraink a szulfátállóság biztosítására kidolgoztak, biztosítottnak látszik egyrészt a kérdés műszaki megoldása,

másrészt az eddigi túlzott óvatosság következtében előállott anyagtékozlás megfékezése.

2. A betonútépítés különleges követelményeket állít fel a cement minőségével szemben. Kismértékű zsugorodás, nagy hajlító-szilárdság, a kopással szembeni nagy ellenállóképesség, melynek alapproblémája a legfelsőbb betonréteg különleges fizikokémiája, legalább is azt kívánják meg, hogy az erre vonatkozó vizsgálatok folyamatosan megtörténjenek és a betonlemez viselkedése a vizsgálati eredményekkel összeegyeztessék. A portlandcementklinker ásványtani szerkezetének nem nagy mértékű megváltoztatásával fenti tulajdonságokat befolyásolni lehet.

3. Rá kívánok mutatni arra a lehetőségre, amit az alumínoportlandcementgyártás a cementfelhasználó iparnak nyujthatna. Ezen cementfajtának előállításánál éppen fordított törekvések érvényesültek, mint a hazánkban S. 54 megjelöléssel közismert Ferrari-cementnél. Ez a cementfajta, amit éppen magas aluminát tartalma miatt neveznek aluminocementnek, jól bírja a magas víz-cement-tényezőt és így esetleg új betonozási technológiát tenne lehetővé.

4. Az S. 54 mineralógiai összetételén is lehetne további javításokat végezni. A cementkémia felszabadulásunk óta tovább fejlődött ; kiváló képességű szovjet tudósok, de rajtuk kívül más kutatók is tovább dolgoznak a klinkerásványok egyensúlyi állapotának területén és igen jelentős mértékben tisztultak az eddig még függőben lévő tudományos problémák.

5. Az épületelemgyártás, az előrefeszített beton, különleges követelményeket kíván a friss, 8—16 órás betontól ; hogy ennek a kötőanyagipar megfelelhessen, két utat kell választani ; egyrészt biztosítania kell az úgynevezett alitcement előírt technológiájának maradéktalan betartását, másrészt csökkentenie kell a cementpép viszkozitását. A technológia által előírt tökéletes nyersanyag előkészítés és a tüzelőanyag salakjával való szennyeződés elkerülését kívánja meg az alit-cement, mely követelményeknek a kötőanyagipar eddig nem tudott megfelelni. A viszkozitás csökkentésére kismennyiségű, még kikísérletezendő adalékanyagokra van szükség, melyre a kidolgozás alatt álló új cementszabvány azzal van tekintettel, hogy mintegy 1%-nyi mennyiségben ilyen anyagok használatát meg fogja engedni.

A Nehézvegyipari Kutató Intézet által kidolgozott kísérleti cementüzem terve és költségvetése a Tervhivatal előtt fekszik. A termelőipar ugyanis minden erejét megfeszítve a folyó szükséglet ellátásával annyira igénybe van véve, hogy az ipar termelő gépeit kísérletezésre nem lehet felhasználni. Az előkészítés, az irányítás különben is olyan elmélyülést követel meg, melyet üzemi mérnökök felkészültségük és tudásuk ellenére sem képesek a termelési feladatok között a maguk részére biztosítani.

GÁSPÁR GÉZA, a műszaki tudományok kandidátusa

Az ÉTI laboratóriumában az új cementekkel végzett egyes kísérletek eredményeiről akarok beszámolni.

Előbb azonban arról szeretnék szólni, hogy az új cementszabályzat kapcsán végzett vizsgálatok alkalmával két tényt kell megállapítani. Az egyik az, hogy a gyárak nem oly összetételű cementeket küldtek be vizsgálatra a laboratóriumokba, mint amilyeneket a 2. sz. Mész és Cementipari Igazgatóság gyártandókként megjelölt.

Különösen kifogásolható ez a tatai 500-as cementnél, amely traszportlandcementnek volt jelezve 90% klinker + gipszkő és 10% puzzolántartalommal. Ezzel szemben, a részletekre nem térve ki, a klinker- és gipszkőtartalma e cementnek 76,5% volt, a fennmaradó 23,5% pedig öt alkatrészből állt, az egész cementben pedig mindössze 3,2% volt a tulajdonképpeni trasz. A lábatlani 400-as cement szintén mint traszportlandcement szerepelt a tervezetben, alkatrészei közé viszont besurrant az ú. n. román cement is 15%-nyi mennyiségben. Azt viszont csak helyeselni lehet, hogy az említett tervezettől eltérően a selypi 300-as traszportlandcementnek nem 52% volt a trasztartalma. Helytelen is lett volna ilyen nagy traszadagolást alkalmazni, hogy azonban az ténylegesen mekkora, arról nincsenek értesüléseink.

Az a nagyon helyes elv, hogy a cementeket nemcsak szilárdság, hanem összetételük szerint is osztályozzák, az elmondottak szerint leginkább a traszportlandcementeknél nincs következetesen keresztülvíve.

A legnagyobb baj azonban ott van, hogy ugyanazzal a gyári jelzéssel kikerülő cementek összetétele folyton változik. Változik a klinker, valamint a hidraulitok mennyisége és minősége és ezek egymásközti aránya. A cementgyárak nagyon nagy munkát fejtenek ki, hogy az ország építőiparának szükségletét ellássák. A termelés mennyisége tekintetében minden elismerést kiérdemelnek : de most már arra is kell törekedniök, hogy a minőség is folyton és tovább javuljon vagy legalább is állandó legyen, mert ellenesetben a laboratóriumok nem tudnak pontos utasításokat adni sem a cementek adagolására, sem azok felhasználási területére. Az építés-helyeken pedig a változó cementminőség miatt az építővállalatok sem tudják korábban tett tapasztalataikat hasznosítani. Ily körülmények között egy cementet sem lehet kiösmerni, és mire tulajdonságaik valahogy megállapíthatók, már nincs is a forgalomban.

A másik dolog, amit szóvá szeretnék tenni, az a laboratóriumok munkájára vonatkozik. Ugyanis nagy figyelmet kell fordítani arra a sajnálatos tényre, hogy az egyes laboratóriumok vizsgálati eredményei között már szórásnak sem tekinthető nagy eltérések vannak. Ez arra int minket, hogy a vizsgálati körülményeket jobban kell szabályozni, egyöntetűbbé tenni. Egyes laboratóriumokban, úgylátszik, nincsenek meg a kellő előfeltételek ahhoz, hogy a vizsgálatok szabatos módon végeztessenek. Az előírt vizsgálati hőmérséklet, úgy látszik, nem mindenütt tartható fenn. Az erőmérő berendezések jóságához szó fér. A begyakorolt személyzet több helyen hiányzik stb. Alaposan megvizsgálandó továbbá az, hogy a próbatestek előállítási módszereire vonatkozó szabványutasítások elég egyértelműek-e, s nem szorulnak-e kiegészítésre.

Tény az, hogy plasztikus habarcsokkal végzett vizsgálatok nagy gondosságot, pontos munkát igényelnek. Mindez azonban meghozza gyümölcsét akkor, amikor majd mi is rátérhetünk arra, amit már a Szovjetunióban Ruszcsuk mérnök javaslata, Svájcban pedig az EMPA eljárása alapján követnek, hogy a plasztikus habarcsok — tehát a mikrobeton — vizsgálati eredményei alapján következtetnek a betonszilárdságra. Ezeknek a szilárdságot előrebecslő és a beton megtervezésénél is felhasználható összefüggéseknek, képleteknek bevezetése azonban ismét csak állandó cementminőséget, megbízható szabványvizsgálati eredményeket, az építéshelyen pedig megfelelő alapismeretekkel rendelkező, a beton oly fontos tu ajdonságát, a tömörséget is megállapítani tudó személyzetet kíván meg.

Mindez pedig még azért is szükséges lenne, mert az ú. n. roncsolás-mentes betonvizsgálat ma még nem tudja a törőpróbát helyettesíteni.

Rátérve az ÉTI laboratóriumában végzett azokra a vizsgálatokra, amelyeket az új cementekkel, a szabványtervezet kívánalmain túlmenően folytattunk, a következőkben számolhatunk be.

Első feladatunkat a 600-as tatai cement kivizsgálása képezte, mert az építőipar természetszerűleg ezt a cementet fogja felhasználni a legkényesebb építkezéseknél, a nagy szilárdságú betonok, közte a feszített szerkezetekhez használt betonok előállítására.

Mindenekelőtt a cement víztartó képességét vizsgáltuk meg és megállapítottuk, hogy ebben a tekintetben a legkiválóbb külföldi cementekkel egyenrangú. Jellegzetes tulajdonsága e cementnek az, hogy a természetben is előforduló magasabb hőmérsékleten, 25—30 C°-on szilárdulásának előrehaladása kedvező lefolyású. Feszített szerkezetekhez azonban nem felel meg a várakozásoknak, mert például 480 kg/m^3 adagolással, 15 mm szemnagyságú legkedvezőbb szemcseösszetételű adalékanyaggal, és 0,35 vízténvezővel készült betonkockák szilárdsága 28 napos korában még laboratóriumban sem érte el a feszített szerkezeteknél megkívánt 560 kg/cm^2 legnagyobb szilárdságot, nem is szólva arról, hogy a feszítés feloldása még a nyári kedvező hőmérséklet mellett is csak az 5. napon volna lehetséges, ha a 420 kg/cm^2 betonszilárdsághoz ragaszkodunk.

Megállapítottuk azt is, hogy a tatai cementtel készült beton konzisztencia tekintetében nagyon érzékeny a vízcementtényezők változására még szűk határok között is. Például 262 kg/m^3 cement adagolású, 5,1 finomsági modulusú dunai homokos kaviccsal, 0,575 víztényezővel készült földnedves betonnak a német szabványhengerrel mért behatolása 2,5 cm volt, míg a 0,675 vízcementtényezővel plasztikusra változott betonba a behatolási mélység már 9,1 cm-re adódott. Ez pedig azt jelenti, hogy ha 1 m^3 betont a szükségesnél csak 25 literrel több vízzel készítjük, akkor a párhuzamosan végzett szilárdsági vizsgálatok szerint már csak 20%-kal kevesebb szilárdságot érhetünk el.

Az ÉTI laboratóriumban vizsgáltuk azt is, hogy a tatai 600-as és a többi, jövőre forgalomba kerülő cement hogyan szilárdul a 70 C° gőzölés, valamint nyomás alatti gőzkezelés hatására. Próbatestekül egyelőre a szabvány plasztikus konzisztenciájú, 4×4×16 cm méretű habarcshasábjait használtuk, amelyeknek normális szilárdulását már ismertük. Ezáltal összehasonlító adatokat nyertünk. A jósági sorrend megállapításánál értékmérőül azt a % számot választottuk, amely megmutatja, hogy a különlegesen kezelt próbatest nyomószilárdsága egynapos korában hány %-át teszi ki a normális körülmények között szilárdult próbatest 28 napos szilárdságának. Az is megállapítható volt, hogy a jósági sorrend más a gőzölés és más az autoklávolás hatására.

A vizsgálati eredményeket az I., II., és III. táblázatban közöljük.

Természetesen a közölt jóság-sorrend csak az ismertetett kezelési körülmények mellett, a beküldött összetételű cementekre érvényes. A műszaki és gazdasági szempontból egyaránt legkedvezőbb kezelési módszer kikutatása a jövő feladatunkat képezi.

I. TÁBLÁZAT

Gőzölési kísérletek az 1953. évi cementek plasztikus habarcsaival. (ÉTI kísérletek.)

Cement	Vízcement-tényező v/c	70 C°-on történt gőzölés időtartama, óra	Hajlítószilárdság kg/cm²				Nyomószilárdság kg/cm²				1 napos gőzölt a 28 napos gőzöletlen %-ában		Jóság sorrend
			gőzölt			gőzöletlen, 28	gőzölt			gőzöletlen, 28	hajlító-szilárdság	nyomó-szilárdság	
			napos korban										
			1	7	28		1	7	28				
Tatai 600	0,60*	12	57,2	59,1		75,7	290	300		510	75	57	3
	0,55	12	49,6	55,7			279	261					
	0,50	12	48,4	58,2			274	307					
Tatai 500	0,60*	10	49,9	55,0	63,7	63,9	239	289	357	345	78	69	1
S. 54	0,60*	10	43,9	61,2	56,7	72,6	213	246	328	391	60	54	6
Beremendi 500	0,60*	10	41,0	49,2	61,1	70,0	235	300	419	422	59	56	4—5
Bélapátfalvai 500	0,60*	10	32,7	33,0	49,2	69,1	147	162	267	424	47	35	9
Bélapátfalvai 400	0,60*	19,5	28,8	37,4		55,6	120	163		200	52	60	7—8
	0,60*	9	25,9	38,3		55,6	86	129		200	47	43	
Lábatlani 400	0,60*	19,5	31,7	46,5		67,0	189	242		345	47	55	7—8
	0,60*	9	34,3	38,2		67,0	147	167		345	51	43	
Selypi 400	0,71*	19,5	34,7	27,3		46,9	125	125		196	74	64	4—5
	0,71*	9	27,3	34,4		46,9	109	114		196	58	56	
Selypi 300	0,80*	8	33,8	34,6		43,0	114	108		183	79	62	2
	0,70	8	37,2	30,2			125	115					
	0,60	8	36,0	34,4			124	118					

* (szabványos terülés)

II. TÁBLÁZAT

Autoklávolási kísérletek az 1953. évi cementek szabványos plasztikus habarcsaival. Felfűtés 5 óra alatt. A szerelés hőfoka 215 C° (21 atü). Kezelés időtartama 3 óra. Lehűtés 13 óra alatt

(ÉTI kísérletek)

Cement	Hajlítószilárdság kg/cm²		Nyomószilárdság kg/cm²		1 napos autoklávolt a 28 napos normál %-ában		Jóság sorrend
	autóklávolt 1 napos	normál 28 napos	autóklávolt 1 napos	normál 28 napos	hajlító-szilárdság	nyomó-szilárdság	
Tatai 600	77	76	667	510	101	131	9
Tatai 500	110	64	661	345	172	192	3
S. 54	54	73	622	391	74	162	6
Beremendi 500	75	70	594	422	107	141	8
Bélapátfalvai 500	85	69	664	424	123	157	7
Bélapátfalvai 400	87	56	493	200	155	247	1
Lábatlani 400	84	67	590	345	125	171	4
Selypi 400	81	47	445	196	172	227	2
Selypi 300	61	43	312	183	142	170	5

III. TÁBLÁZAT

Jósági sorrend

A tényleges szilárdsági eredmények szerint			%-os növekedés szerint	
normális (28 napos)	gőzölt (1 napos)	autoklávolt (1 napos)	gőzölt	autoklávolt
1. tatai 600	tatai 600	tatai 600	tatai 500	bélapátfalvai 400
2. bélapátfalvai 500	tatai 500	bélapátfalvai 500	selypi 300	selypi 400
3. beremendi 500	beremendi 500	tatai 500	tatai 600	tatai 500
4. S. 54	S. 54	S. 54	beremendi 500	lábatlani 400
5. lábatlani 400	lábatlani 400	beremendi 500	selypi 400	selypi 300
6. tatai 500	bélapátfalvai 500	lábatlani 400	S. 54	S. 54
7. bélapátfalvai 400	selypi 300	bélapátfalvai 400	lábatlani 400	bélapátfalvai 500
8. selypi 400	selypi 400	selypi 400	bélapátfalvai 400	lábatlani 500
9. selypi 300	bélapátfalvai 400	selypi 300	bélapátfalvai 500	tatai 600

WEISZ GYÖRGY

Az újonnan bevezetett cementek viselkedésének tisztázása, valamint az új cementszabvány előkészítése érdekében az ÉÁM, az ÉM és a KM tárcák kötelékébe tartozó kutatóintézetek közös erővel vizsgálatokat folytatnak.

A vizsgálatok ugyan még folyamatban vannak, mégis szeretnék a vizsgálatok eddigi kiértékelésével a cementkérdés tisztázásához hozzájárulni.

Az intézetek kilenc cementgyártmányt vizsgálnak, melyek a 600—500—400 és 300-as szilárdsági osztályba tartoznak.

A tatai 600-as cementtel végzett kísérletek kiterjedtek a földnedves szabványos nyomóvizsgálatokra, a plasztikus nyomóvizsgálatra, a 20 cm élhosszúságú betonkockákon végzett vizsgálatokra +20 C° hőmérsékleten, és +5 C° hőmérsékleten és a habarcstesteken végzett hajlító vizsgálatokra, végül a 8-as alakú habarcstest húzóvizsgálatára.

A kísérletek szerint a 20 cm élhosszúságú 260 kg/m^3 cementadagolású 0,575 vízcementtényezőjű cca 5,0 finomsági modulusú beton K_{28} szilárdságát 100%-nak tekintve, a földnedves nyomószilárdság 217%-ra, a plasztikus (Hegermann) nyomószilárdság 128%-ra adódott, tehát lényegesen közelebb áll a gyakorlati betonszilárdsághoz.

Érdekes volt megfigyelni, hogy a +50°-on készített és tárolt 20 cm élhosszúságú betonkockák 28 napos szilárdsága 600-as p. c.-nél is csak a normál szilárdulás 60%-át éri el.

A Beremendi 500-as cementtel végzett kísérleteknél is fennállanak az előbb vázolt összefüggések. A földnedves vizsgálat még nem fejeződött be.

A +5 C°-on készült és tárolt kockák szilárdsága ennél a cementnél már csak 47%.

A lábatlani S. 54-es cementeknél feltűnő volt, hogy a Hegermann-vizsgálat mennyivel közelebb áll a gyakorlati betonszilárdsághoz, mint a földnedves cementvizsgálat eredménye. A 7 cm-es kockák törési eredménye megint jól fedi a 20-as kockákét.

A Bélapátfalvai 500-as cement esetében a beton szilárdsága már kisebb, mint a 600-as cementé, mégis a földnedves szabvány vizsgálat szerinti szilárdsága nagyobb.

A Bélapátfalvai 400-as cementnél a betonszilárdság már nagyon kicsiny, mégis a földnedves szabványszilárdság alig kisebb az előző cementekénél. A földnedves szabványszilárdság a betonszilárdság 314%-a. A Hegermann-

szilárdság jól fedi a gyakorlati betonszilárdságot. Tatai 500-as cementek esetében az előzők szerinti összefüggések adódtak.

A Lábatlani és Selypi 400-as cementtel végzett kísérletek szintén a régi vizsgálat tarthatatlanságát bizonyították.

A Selypi 300-as cement nem rosszabb a selypi 400-as cementnél. A kísérletek szerint, ha a betonszilárdságot vesszük alapul, legjobb cementünk a Tatai 600-as, 302 kg/cm^2 K_{28}-al. A lábatlani 400-as sorrendben a harmadik $K_{28} = 272$-vel. Szabványos cementvizsgálat szerint ez a minőségi sorrend éppen megfordul s legjobb a 400-as cement $C_{28} = 704$-gyel a 600-as cement $C_{28} = 615$-ös értékével szemben.

Ugyanilyen visszásságok mutatkoznak más cementeknél is. A földnedves vizsgálat szorzója a gyakorlati betonszilárdsághoz képest 1,93—3,14-ig változik. A szorzószám szórása tehát $\pm 82\%$. Ezzel szemben a Hegermann-vizsgálat szorzószáma 1,14—1,37-ig változik a szórás tehát $\pm 10\%$, ami teljesen kielégítő.

Ennek alapján javasolom az új cementszabványba a »plasztikus habarcsvizsgálat« kötelező bevezetését.

A Hegermann-féle plasztikus vizsgálat alapján az építőipar határozott támapontot fog kapni a cement gyakorlati értékére vonatkozóan és biztosítani tudja a cementek gazdaságos felhasználását.

A szilárdsági vizsgálatok mellett vegyi vizsgálatok is készültek. Sajnos, ezekből még kevés áll a mai napig rendelkezésre.

Teljes vizsgálatunk csak a 600-as és 500-as tatai cementekről van. Ez a vizsgálat is alátámasztja azt az elméletemet, mely szerint egy cementfajtából készült beton törési eredményeiből a klinkeren kívüli adalék mennyisége megállapítható és a beton késői korában várható végszilárdsága az alit-tartalom ismerete mellett megbecsülhető.

Javasolom továbbá, hogy a heterogén cementek kötőerejének jobb kihasználása érdekében az Akadémia szakbizottsága foglalkozzék *szovjet példa nyomán bevezetendő új betonbedolgozási eljárásokkal, mint a vibrovákum eljárással és utóvibrációval*, melyekkel laboratóriumunk már komoly sikereket ért el.

TALABÉR JÓZSEF

Sok szó esik mostanában a heterogén cementekről. Az emlegetés általában nem kedvező és a heterogén cementek miatt úgy a cementipart, mint cementjeinket sokan és sokszor el szeretnék marasztalni. Úgy állítják be, hogy a heterogén cementek általában nem mások, mint a portlandcementeknek különböző, sok esetben teljesen inert anyagokkal való hígítása, melynek csak egy célja van — növelni a cementtermelést anélkül, hogy ennek valami különösebb értelme volna.

Ezzel a beállítással szemben szeretnék ezen a helyen állást foglalni és az egész heterogéncement-problémát a cementipar részéről az iparágnak és a korszerű cementtechnológiának megfelelően megvilágítani.

Mielőtt még Palotás kartárs előadásához érdemileg hozzászólnék, néhány szóval szeretném elmondani, mi vezette a cementipart akkor, amikor az úgynevezett heterogén cementekre rátért.

1. Ma már senkit sem kell arról meggyőzni, hogy az, ami ezen a téren régen történt, mérhetetlen mennyiségű energiának a befagyasztása volt a különböző beton- és vasbetonszerkezetekbe. Ennek alátámasztására elég annyit mondani, hogy 1 m^3 betonba 50—100 kg szenet »építünk« be. Az esetek nagy többségénél a régi cement nagy szilárdsága nem volt kihasználva.

2. Az ország cementszükségletének hirtelen erős megemelkedése, mellyel a cementipar klinkervonalon nem tudott lépést tartani.

A cementipar előtt tehát nem volt más választás, mint felhasználni olyan anyagokat, amelyek latens hidraulikus tulajdonságokkal rendelkeznek és amelyek használata a cementnek sokszor előnyös, a portlandcementeknél is előnyösebb tulajdonságokat kölcsönöz, máskor pedig kiválóan alkalmasak arra, hogy portlandklinkerrel keverve olyan cementeket adjanak, amelyek kiküszöbölik mindazt a pazarlást, amelyet elöljáróban említettem, anélkül, hogy ez a cementnek hígítását és a minőség lényeges romlását okozná.

3. Valamennyi ország gyakorlata is igazolja a cementipar eljárásának helyességét, a legkülönbözőbb hidraulitok alkalmazását, a különböző szilárdsági osztályokba tartozó cementek gyártását.

4. Végül meg szeretném említeni, hogy a cementiparnak kisebb mértékben más lehetősége is lett volna a termelés fokozására. Alacsonyabb kötőértékű klinkerek gyártása (2 CaO SiO_2 bázisú) is a termelés fokozását szolgálta volna. Azt hiszem, nem kell hangsúlyoznom, hogy ez a megoldás a cementipar számára lényegesen könnyebb megoldás lett volna, mert erre mintegy ösztökéltek bennünket a kisméretű, régen üzemen kívüli forgókemencéink, állandó szénminőségi zavaraink, tűzállóproblémák és egyéb tényezők is. A cementipar a nehezebb, a felelősségteljesebb, a veszélyesebb utat választotta.

Az erőfeszítések révén a magyar építőipar többszázezer tonna cementet kapott az egyéb lehetőségeken kívül. És ha hangzottak is el panaszok a cementek ellen, ezek a panaszok inkább a mennyiséget keveselték és nem a minőséget kifogásolták. A cementipar teljes mértékben tisztában van azzal, hogy a cement minőségén még sokat kell javítania, de nyugodt lelkiismerettel kérdezi meg a felhasználóiparokat, — a magas- és mélyépítőipart egyaránt, — hogy ők megtettek-e mindent annak érdekében, hogy cementjeinket gazdaságosan tudják felhasználni.

Az elmondottakból alá kell húznom a következőket:

A cementipar feltétlen a fejlődés útját választotta akkor, amikor a heterogén cementgyártásra rátért.

A hibák felismerésével kötelességünk: biztosítani a jelenleg gyártott cementek egyenletes jó minőségét. Ez a cementipar feladata. De megteremteni az előfeltételét a különböző cementek leggazdaságosabb, legeredményesebb felhasználására, ez viszont a különböző tudományos intézetek (ÉTI, Műegyetem, stb.) és a felhasználóipar feladata.

A Kongresszus jó munkát csak akkor tud végezni, ha figyelmét ezekre a feladatokra összpontosítja.

Mikor van tehát meg a heterogén cementek gyártásának létjogosultsága? Ha az alábbi feltételeket biztosítani tudjuk:

1. jóminőségű klinker,
2. jóminőségű hidraulitok,
3. megfelelő gyártási technológia,
4. megfelelő betontechnológia.

1. Jóminőségű klinker

Általában azt mondhatjuk, hogy a múlttal szemben a klinkereknél lényeges változás nincs. Mégis vannak olyan problémák, amelyek megoldatlansága sok esetben járul hozzá a klinker minőségének lényegtelen és legtöbbször átmeneti romlásához.

Ezek között a problémák között első helyen a szénkérdést kell megemlítenünk.

A legelőnyösebb helyzetben lévő Tatabányán régen 15% fölé nem mehetett a szén hamutartalma. Most nem egyszer 20% felett van. A többi gyár 20—30% hamutartalmú szénnel dolgozik, de a hamutartalom nem egyszer eléri a 35%-ot is. A szénminőség állandóan ingadozik. Megfelelő tárolóhelyek hiányában előfordul, hogy kemencéink 2000—5000 kal között változó fűtőértékű szenekkel kénytelenek dolgozni. A szénminőségnek ezt a változását semilyen módszerrel ellensúlyozni nem lehet.

A cementipar erről a helyről is csak azt kéri, biztosítsák számára a jóminőségű szeneket, mert a ma már nagyszámmal rendelkezésre álló szovjet irodalmi adatok szerint ez az egyetlen módja a minőségi és mennyiségi klinkergyártásnak.

2. Jóminőségű hidraulikus pótanyagok

A cementipar idáig nem kapta meg azokat a hidraulitokat, amelyekre szüksége lett volna. Egyik gyárunkban sincs megfelelő minőségű hidraulikus pótanyag. Mindenki előtt ismeretes, hogy a vaskohászat a kohósalak félszáraz granulálását a cementipar minden igyekezete ellenére sem oldotta meg. A minőség kérdése terén kifejtett szívós munkánknak sem volt a mai napig semmi gyakorlati eredménye. Egy tapodtat nem tudtunk előbbrehaladni ezen a téren, hogy a szovjet szabványokban még a II. osztályú minősítést sem elérő salakok minőségét megjavíthattuk volna. Pedig ez a törekvés nem ellenkezik a vaskohászat érdekeivel.

Mivel ezen a téren nem tudunk előbbremenni, más, sok esetben szükségmegoldások után kellett néznünk. Így jutottunk el a sok esetben nem megfelelő, sok esetben kétes megbízhatóságú adalékanyagokhoz.

Ha a trasz-szabvány alapján nyert (gyengeminőségű) kohósalak szilárdságát 100-nak vesszük, a többiek aránya ehhez a következő:

Kohósalak	100
Rátkai puzzolán	50—55
Pernye	40—50
Kazánsalak	25—40

Ezek a számok önmaguktól beszélnek. A cementiparnak nem volt más választása, használtuk azokat.

3. Megfelelő gyártási technológia

A heterogén cementek bevezetése évtizedekre vetette vissza gyártási technológia terén a jól gépesített cementipart. Nem volt és még ma sincs megoldva az egyenletes adagolás kérdése. De ezen a téren folyamatba tett intézkedések révén előreláthatólag egy féléven belül abban a kedvező helyzetben leszünk, hogy heterogén cementjeink egyenletes összetételét biztosítani tudjuk.

4. Megfelelő betontechnológia

A cementipar elég korán, 1950 novemberében hívta fel a felhasználóiparok figyelmét a heterogén cementekkel kapcsolatos technológiai kérdés megoldására. Az azóta eltelt két év alatt ezen a téren nem sok történt.

Nyilvánvaló, hogy az eddig szokásos betontechnológiai módszerek a heterogén cementek felhasználása terén nem vezethetnek eredményre. Weisz kartárs hozzászólása során pár igen fontos betontechnológiai kérdésre hívta fel a figyelmet és én ehhez szeretnék kapcsolódni akkor, amikor hiányolom e korszerű, a heterogén cementek eredményes és gazdaságos felhasználását egyedül biztosító betontechnológiai módszerek közzétételét.

Szóvá kell tennem az egynemű adalékok kérdését.

A szovjet cementirodalom nemcsak az egy-, két-, de a többkomponensű cementeket is ismeri. A három összetevős rendszerekhez tartoznak az olyan, eredetileg kétalkotós cementek, amelyeket egy harmadik, finom őrleménnyel, az úgynevezett mikrotöltőanyaggal egészítenek ki. A harmadik összetevő tehát nem más, mint a tömegben egyenletesen elosztott, finomra őrölt, sok esetben inert adalék. És hogy az inert adalékanyagok sem olyan veszedelmesek, mint ahogy azt Palotás kartárs hangsúlyozza, erre megint szovjet példát szeretnék felhozni. A szovjet cementiparban évek óta használják adalékként a kvarchomokot azon régen ismert tulajdonságánál fogva, hogy a finomra őrölt kvarchomok a mésszel szemben — normális hőmérséklet mellett — nem mutatkozik abszolút inert anyagnak, habár a reakció igen lassan megy végbe. A reakcióban résztvevő fajlagos felületek növelésével a reakciót gyorsíthatjuk, de az a kémiai hatásokon túlmenően fizikai, mechanikai módon is szilárdságnövekedést jelent.

Az inert anyagok alkalmazására más példát is tudok felhozni a szovjet irodalomból, az ú. n. karbonátos cementeket, amelyek a $CaCO_3$, $MgCO_3$, $CaMgCO_3$-nak a cement hidratációs termékeivel való nagyobb kohéziós képességén alapulnak, amelynek során a $Ca(OH)_2$-vel komplex vegyületek képződésére nyílik lehetőség.

Ez a magyarázata annak, hogy a szigmacement nem tekinthető balsikerű vállalkozásnak, hanem mindenképpen alátámasztott igen szép kezdeményezésnek, amelyet, ha technikai okokból a cementipar nem is tudott folytatni, mindenképen indokolható.

Befejezésül arra kérem a szakembereket, ha a cementminőség gyors javulását akarják —, segítsék meggyorsítani a cementipari beruházások építkezéseit. Ne nézzék olyan részvétlenül építkezéseinket, mint eddig, mert csak új létesítményektől várhatjuk a klinkertermelés fokozását, tehát a cementminőség kérdéseinek végső rendezését.

ERDŐS ELEMÉR

Az elhangzott előadásnak egy adatához kívánok reflexiókat fűzni. Munkahelyemen, a Mélyépítőipari Betonelőgyártó Vállalat Kutató Laboratóriumában részt veszek a cementszabvány módosításával kapcsolatos kísérletek végzésében. E vizsgálatok során kiderült, hogy a legjobb minőségű cementünk, amelyet a jövő évben a cementipar gyártani fog, a tatai 600-as portlandcement, 46% Alitot fog tartalmazni, illetve a kísérletre legyártott minőség 46% Alitot tartalmazott. Ez rendkívül kevés ebből a korai szilárdságot eredményező ásványból; kb. 20—25%-kal kevesebb, mint amennyit a szovjet irodalom a jó minőségű, betonútépítésnél felhasználandó portlandcementnél előír. A betonút-építésnél talán ez még megengedhető volna, ellenben rendkívül nagy hátrányt jelent az előrefeszített szerkezeteknél, ahol a feszültség feloldására egy bizonyos szilárdság elő van írva. Ezt a szilárdságot ezzel az Alit-tartalmú cementtel gyorsan, rendkívül

nehéz lesz elérni. Mi okozza azt, hogy az Alit-tartalom a legjobb jövőévi cementünkben ilyen kevés? Nyilvánvalóan a szénminőség okozza, illetőleg annak két tényezője. Az egyik az, hogy az égetéshez magas hamutartalmú szeneket használnak és ez a cementet felhígítja és klinker-tartalmát csökkenti.

A másik, amiről Talabér kartárs hozzászólásából is értesültünk, a szeneknek változó kalóriája. A klinker-égetéshez felhasznált szén minősége 2000—5000 kalóriáig változik és ahogyan Talabér kartárs említette, az ingadozás óráról-órára is változik. Természetszerűleg ilyen kalóriatartalmú és ilyen változékony szénminőség mellett nem lehet az égetési hőfokot tartani és az alacsony Alit-tartalmat nyilvánvalóan az égetési hőfok változása okozza.

Azzal a kéréssel szeretnék a cementiparhoz fordulni, nem lehetne-e legalább az előrefeszítő ipar részére jóminőségű szénnel, jóminőségű, legalább 60% Alitot tartalmazó portlandcementet előállítani.

*

Az előadáshoz hozzászóltak még: *Egyed Zoltán*, *Lipták János*, *Szilágyi István*.

BESZÁMOLÓ A PORSZÉNHAMU FELHASZNÁLÁSI MÓDJAINAK KUTATÁSÁRÓL

RUDNAI GYULA
[ÉPITÉSTUDOMÁNYI INTÉZET, BUDAPEST]

Hazánkban építőipari célra a kazánsalakoknak felhasználására eddig — legalább is komoly mértékben — nem került sor. Ismeretesek azok a salakbeton-építőelemek, melyeket a felszabadulás előtt és azután gyártottak, de tulajdonképpeni nagyméretű gyártásuk és felhasználásuk eddig nem valósult meg. Építőiparunk hatalmas fejlődése szigorúan megköveteli tőlünk, hogy salakféleségeink felhasználására fokozottabb gondot fordítsunk.

A felhasználás szempontjából elsősorban erőműveink kazánjaiból kikerülő salakok jöhetnek számításba. Erőműveink a kazánok két főtípusát alkalmazzák : a láncrostélyos és a porszéntüzelésű kazánokat. Az ötéves terv erőműépítkezéseinél azonban már kizárólag porszéntüzelésű kazánok létesülnek, rostélyos kazánokkal működő erőműveink is egyre inkább átállnak a porszéntüzelésű kazánrendszerre.

A rostélykazánokból kikerülő salakokból a Szovjetunióban és nyugaton is, főleg Németországban, gyártanak cementkötésű építőanyagokat. Bizonyos az, hogy a Szovjetunió szenei majdnem kizárólag magas kalóriatartalmú kőszenek és minden valószínűség szerint a német salakbetontestek is kőszénsalakból készülnek és ezért betarthatók azok az előírások, melyek a felhasználandó salakok minőségére vonatkoznak. Hummel szerint a salakbetonhoz felhasználandó salakok szulfáttartalma az 1%-ot és éghető széntartalmuk pedig a 10%-ot nem haladhatja meg. Hazánkban viszont majdnem kizárólag barnaszenek vannak és a rostélytüzelésű kazánokból kikerülő barnaszénsalakok 4—8%-ig terjedő ként és 20—24%-ig terjedő éghető szenet tartalmaznak. Nyilvánvaló, hogy ez a körülmény megnehezíti kazánsalakjainknak gazdaságos felhasználását. Fentieken kívül megfontolandó továbbá a salakbetonok gyártása cementigényes voltuk miatt is, tekintettel arra, hogy cementgyártásunk kapacitása az ötéves tervépítkezések óriási cementszükséglete miatt nem igen terelhető tovább. Másrészt, mint fentebb említést nyert, az új erőműveknek kizárólag porszéntüzelésű kazánokkal való üzemeltetése porszénhamuk felhasználásának égető problémáját veti fel.

Ez a tanulmány azokról a kutatási és kísérleti eredményekről számol be, melyeket az Építéstudományi Intézet a porszénhamu építőipari célokra való felhasználásának területén eddig elért.

Hozzávetőleges becslések alapján erőműveink az ötéves terv végére évenként több mint 1 000 000 tonna porszénhamut fognak termelni, sőt a második ötéves terv befejezése körül ez a mennyiség kb. a kétszeresére fog emelkedni. A kémiai analízisekből megállapítható, hogy az erőművek porszénhamui nagyon jó hidraulikus tulajdonságokkal rendelkeznek és építőanyag gyártásának alapanyagául kitűnően alkalmasak. Természetesen az említett nagy mennyiség teljes egészében nem használható fel, mert a hamuk minősége, kémiai összetétele rendkívül változó aszerint, hogy a szenek milyen lelőhelyről származnak és hogy egyes erőművek milyen arányban keverik a szénlelőhelyekről hozzájuk beérkező szeneket. Megállapítható továbbá az is, hogy a porszéntüzelésű kazánokból kikerülő hamuk lényegesen kevesebb éghető szenet tartalmaznak, mint a rostélyos kazánok salakjai és az égetés, valamint finom szemszerkezetük miatt aktív állapotban vannak. A porszénhamu tulajdonságainak meghatározása attól függ, hogy bennük milyen százalékos mennyiségben jelentkeznek szilikátok, aluminátok és a mésztartalom. Önálló hidraulikus kötés szempontjából a mésztartalom a döntő. A jó látens hidraulikus tulajdonságok jellemzője viszont a magas kovasav és timföldtartalom.

Az I. sz. táblázat eddigi vizsgálataink során legmegfelelőbbnek ítélt porszénhamuk kémiai analízését mutatja be. Az analízisekből kitűnik, hogy a mátrai, tatai, csepeli hamuk elsősorban kovasav- és timfölddúsak, csak az ajkai hamu rendelkezik viszonylag magas mésztartalommal.

I. TÁBLÁZAT

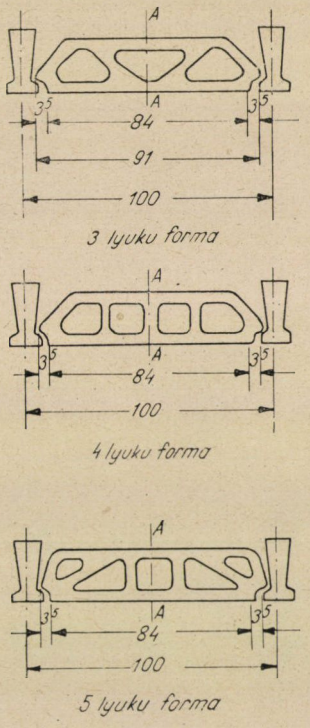
Porszénhamu fajták vegyi összetétele

Származási hely	Vegyi összetétel (átlagos) %							
	Izz. veszt.	SiO_2	Fe_2O_3	Al_2O_3	CaO	MgO	SO_3	egyéb
mátrai	0,5—2	51,7	12,8	22,6	6,2	2,8	2,3	1,6
tatai	4	43,6	11,3	30,6	8,5	3,0	2,5	0,4
csepeli	4	57,3	7,5	17,4	5,2	2,4	2,1	—
ajkai	4	22,5	20,4	5,6	37,6	—	12,34	—
portlandcement klinker	0,5	22	2,5	6	66	2	0,3	0,7
andornoki tuffa		68,26	2,37	16,30	2,5	1,38	0,09	

Az ajkai hamukkal végzett kísérletek azt bizonyították, hogy a belőlük készített habarcsok, éppen a magasabb mésztartalmuk miatt, cementszerűen kötnek, de szilárdságuk alacsony és ez még mészadagolással sem növelhető. Az ajkai hamuval végzett kísérletek azt is mutatták, hogy a belőle készített habarcsok térfogatukat 2—3%-kal növelik és emiatt, mint építőipari alapanyag önállóan nem jöhet számításba. A tatai, mátrai és csepeli hamukkal végzett

sorozatos kísérletek viszont azt mutatták, hogy kötésük önmagukban nem kielégítő és ezért ezeknél a mésszel való szilárdítás optimális feltételeit kellett megkeresni. Az erre vonatkozó kísérletek a legjobb eredményeket a porrá oltott mész hozzáadásával adták. A kísérletek kiterjedtek háromfajta utókezelésre éspedig :

1. szobahőmérsékleten való szilárdulásra ;
2. 80 C° páratérben 24 órán át tartó gőzkezelésre ;
3. 5 órán át tartó 8 atü nyomású gőzkezelésre.



1. ábra

A tapasztalat azt mutatta, hogy a gőznyomás alatti szilárdítás alig ad jobb eredményeket, mint a nyomásnélküli gőzölés. A hideg szilárdulás viszont a gőzöléssel elérhető szilárdságnak kb. csak a felét adta.

Sorozatos előkísérletek folytak a mészadagolás csökkentése céljából. Ebből a szempontból az ajkai hamu aktivizáló hatása révén mint mészpótló komoly szerepet töltött be.

Tekintettel arra, hogy a kutatás célja építőanyag előállítása volt, melynek alkalmazási módjai közül legégetőbbnek a födémbéléstest mutatkozott, a kutatásokat a födémbéléstest kialakítására és előállítására vonatkozó ipari előkísérletekkel kapcsoltuk össze. Az anyagok keverési arányaira vonatkozó kutatásokat már ezen az ipari előkísérleten belül hajtottuk végre.

II. TÁBLÁZAT

Előkísérletek

Összetétel jele	Anyagok 1 elemhez (kg)							Kezelés	Törő erő kg	Forma
	égetett portmész	mész hidrát	gipsz	csepeli hamu	ajkai hamu	mozdony pernye	víz			
I.	5	—	5	20	—	—	20,5	önt.	820	3 lyukú
I.	5	—	5	20	—	—	20,5	〃	395	〃
I.	5	—	5	20	—	—	20,5	〃	590	4 lyukú
I.	5	—	5	20	—	—	20,5	〃	560	〃
I.	5	—	5	20	—	—	20,5	〃	695	5 lyukú
I.	5	—	5	20	—	—	20,5	〃	995	〃
I.	5	—	5	20	—	—	20,5	〃	970	〃
I.	5	—	5	20	—	—	20,5	〃	770	〃
IV.	—	4	2	19	5	—	17	vib.	520	5 lyukú
IV.	—	4	2	19	5	—	17	〃	500	〃
V.	2,1	—	—	18,6	9,3	—	16,5	〃	—	〃
VI.	—	3	—	18	9	—	15,5	〃	520	〃
VI/*a*	—	3,3	—	19,5	9,9	—	15	〃	870	〃
VI/*a*	—	3,3	—	19,5	9,9	—	13,5	〃	720	〃
VII.	—	3	1	18	8	—	15,5	〃	870	〃
VII/*a*	—	3,15	1,25	18,9	8,4	—	14,75	〃	595	〃
VII/*b*	—	3,3	1,1	19,8	8,8	—	13,5	〃	865	〃
VIII.	1,1	1,65	—	20,35	9,9	—	17	〃	630	〃
VIII.	1,1	1,65	—	20,35	9,9	—	17	〃	695	〃
IX.	11	3	2	17	8	—	16	〃	—	〃
X.	2,75	—	2,75	19,8	7,7	—	22,5	önt.	—	〃
XI.	—	3,3	1,65	19,25	8,8	—	17,6	vib.	—	〃
XII.	0,8	2	1	20	9,2	—	15	〃	950	〃
XIII.	—	3,5	0,5	21,5	9	—	14,5	〃	990	〃
XIII.	—	3,5	0,5	21,5	9	—	13,75	〃	1030	〃
XIV	—	3,5	0,5	19	8,5	3,5	14	〃	970	〃
XIV.	—	3,5	0,5	19	8,5	3,5	14	〃	960	〃
XV	—	3,5	—	19	9	3,5	13,7	〃	760	〃
XV.	—	3,5	—	19	9	3,5	14	〃	985	〃
XIV.	—	3,5	0,5	19	8,5	3,5	14,5	〃	1470	5 lyukú 7 atü 8 h

A kísérletek során először a födémbéléstest formai kialakítását határoztuk meg. A vizsgált födémbéléstest alakokat az 1. ábra tünteti fel. A II. sz. táblázat egy darab födémelemhez felhasznált különböző keverésű anyagok összetételét, valamint a felhasznált formák fajtáját és az elért törési eredményeket mutatja. Felső, vastagon bekeretezett rovatai azonos keverésű anyagokkal, de a formák változtatásával végzett kísérletek adatait foglalják össze. Legmegfelelőbbnek az öt lyukkal ellátott forma mutatkozott. Ezután a cél ennek megtartása mellett a legkedvezőbb és leganyagtakarékosabb összetétel megkeresése volt. A bedolgozás megkönnyítésére, a jobb szemszerkezet előállítására mozdonypernyét is alkalmaztunk. A mozdonypernye csak mint adalékanyag szerepel, a kémiai kötésben nem vesz részt. A porszénhamuk szemszerkezete t. i. viszonylag igen finom, a 0—0,06 mm szemnagyság az egész mennyiségnek 70—73%-át, a 0,06—0,09 mm szemnagyság pedig 22—27%-át teszi ki. A mozdonypernye szemszerkezete a porszénhamuéhoz viszonyítva sokkal durvább. A szemszerkezet megoszlása : 0,2—0,6 mm-ig terjedő szemnagyság 27,1%, a 0,6—1 mm-ig terjedő szemnagyság 12%, az 1—3 mm-ig terjedő szemnagyság 45,4%. Fennmaradó 15,5% részben az említett határok alá, részben fölé esik.

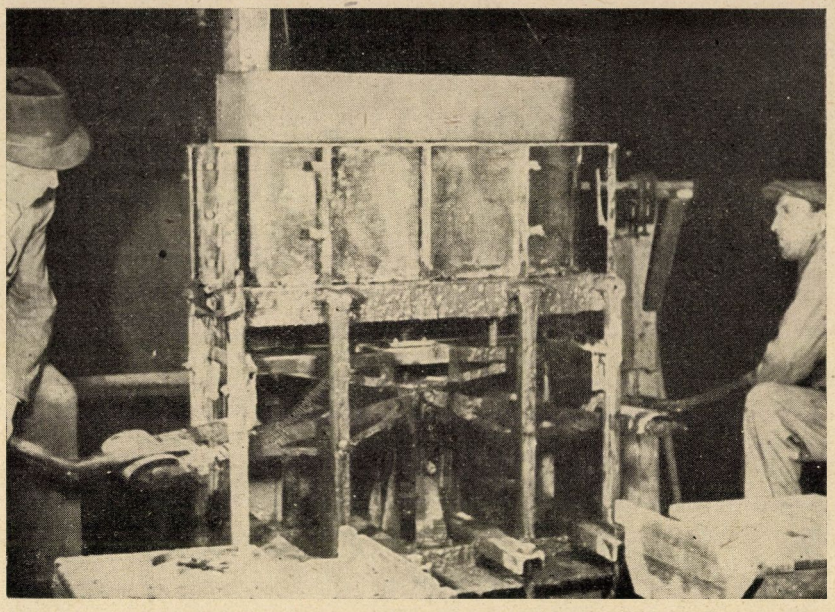
A famintákban készített elemeket vibróasztalon ráztuk be és a zsaluzatot a bevibrálás után azonnal eltávolítottuk. Az elemek 16—24 óráig tartó pihenési idő után kerültek gőzkezelés alá. Az elemeket egy órán át fokozatosan emelt hőmérséklettel 50 C°-ig melegítettük a gőzölő köpenyének fűtésével. Ezen a hőfokon történt a gőz bevezetése. A második óra végére elértük a 70 C°-ot, majd a harmadik óra végére a 95 C°-ot. A gőzölőt 8 órán át ezen a hőmérsékleten tartottuk. A lehülés 12—14 órán át történt a fűtés és a gőz lezárása után.

Az elemeket hajlító szilárdsági vizsgálatnak vetettük alá. A beépítési módnak megfelelően kb. 87 cm fesztávon megtámasztott elemeket mindkét tengelyére szimmetrikusan elhelyezett 10 × 10 cm méretű felületen támadó két egyenlő nagy erővel terheltük az 1. sz. ábrán feltüntetett elrendezésben. Az első repedés általában az elem alsó övében következett be. A törés az elem boltozatszerű részének tönkremenetele vagy a felfekvő orr lenyíródása által hirtelen következett be.

A kísérleti eredmények összevetése után legjobbnak a XIV. számmal jelzett anyagösszetétel mutatkozott. Ezzel az anyagösszetétellel tértünk rá a félipari kísérletek lefolytatására. A keverési arány a következő volt :

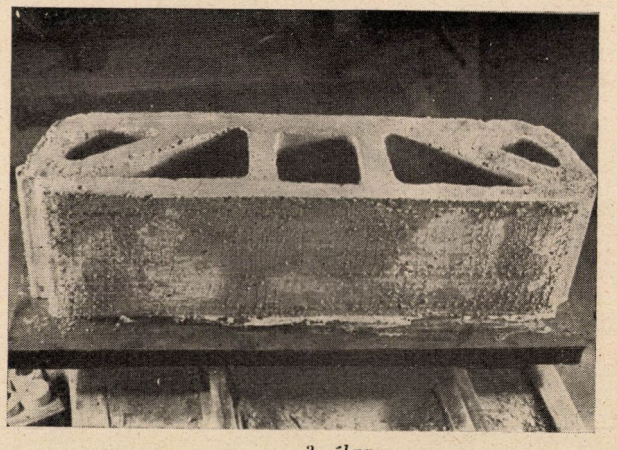
csepeli hamu	54,3	súlyrész
ajkai hamu	24,3	«
mészhidrát	10,0	«
gipsz	1,4	«
mozdonypernye	10,0	«
	100,0	súlyrész

A legyártandó elemek nagy száma miatt és a gépi gyártáshoz szükséges tapasztalatok megszerzése céljából egy vibróasztalra szerelhető gépet szerkesztettünk (lásd 2. ábra).



2. ábra

Ennek a gépnek a segítségével a ki- és bezsaluzás időtrabló munkáját kiküszöböltük. A gép bebizonyította, hogy az anyag gépi gyártásra alkalmas. A bevibrálás után a test egyetlen nyomásra a sablonból teljes épségben jött ki. Egy kész födémbéléstestet a 3. ábra mutat.



3. ábra

Az így legyártott testeket az említett utókezelésnek vetettük alá. Kereken 600 darab testet a Honvéd-utcai bérházépítkezésen előregyártott gerendák közé építettünk be. Az említett építkezés vezetői a beépítés tapasztalatairól írásban számoltak be az Építésügyi Minisztériumnak. A beépítéssel kapcsolatos tapasztalatok nagyon kedvezőek voltak.

A gyártás közben ellenőrző hajlító szilárdsági vizsgálatokat végeztünk. Egyes testek alsó síkján — a fesztávolságra merőlegesen és a fesztávolsággal párhuzamos irányban — 1,5 cm mélységű hornyokat is véstünk, hogy a villanyszerelés esetleges horonyvéseseinek a béléstestekre gyakorolt szilárdságcsökkentő hatásáról meggyőződjünk. Egy jellemző eset szilárdsági eredményeit a III. sz. táblázat mutatja be. A terhelési mód az előkísérletével azonos volt.

III. TÁBLÁZAT

Hajlító szilárdsági vizsgálat
Jellemző eset

Az elem súlya	Terhelő erő kg		Nyomaték kgm		Kiértékelt elosztó terhelés		Megjegyzés
	1	2	1	2	1	2	
	repedéskor	töréskor	repedéskor	töréskor	repedéskor	töréskor	
43,9	870	2320	111	295	4680	12 500	1,5 cm a fesztávra merőleges horonyvésés
40,0	690	2450	88	312	3720	13 200	1,5 cm a fesztávval párhuzamos horonyvésés

Az elemeket beépítés közben érő dinamikus terhekkel szembeni ellenállásuk vizsgálatára taligapróbának vetettük alá. A beépítésnek megfelelően elhelyezett elemeket a támaszköz felező vonalában 5 cm magasságból az elem közepére eső gördülő taligával terheltük. A terhelés 40 kg sullyal kezdődött és minden ismétlésnél további 10 kg teher hozzáadásával folytatódott az első repedésig, illetve ezen túl a törésig. Ezt a vizsgálati módszert a francia szabvány előírásból vettük át és jelenleg a készítés alatt álló »Előregyártott födémek és elemeinek szilárdsági viszgálata« című előírásba már beépítettük. Az előírás szerint négy esetben kell a vizsgált testnek a terhet elbírnia és pedig 40 kg, majd 50, 60 és 70 kg terheléssel. A taliga-próba eredményeit a IV. sz. táblázat tünteti fel.

A testek a próbát — amint látjuk — az előíráson felül 5—8, illetőleg 14 ismételt terhelésig állták ki. Meg kell jegyezni, hogy a táblázatban feltüntetett első három adat a támaszoknál szárazon felfekvő testekre, az utolsó adat viszont

IV. TÁBLÁZAT

Födémelemek taligaprobája

Az elem súlya kg	Ismételt gördülő teher kg		Átlag kg	
	repedés	törés	repedés	törés
39.5	100	100		
40,5	80	90		
38,8	110	110	98	144
40,8	90	100		
42,7	110	170		

a támaszoknál aláhabarcsolt testekre vonatkozik. Az első repedés ennél a vizsgálatnál is természetesen az alsó övlemezben következett be ; a törés itt is hirtelenül történt.

Az elem készítéséhez használt anyag különböző utókezelések hatása alatti szilárdulási folyamatának megvizsgálására 54 darab 7 cm élhosszúságú kockát vizsgáltunk.

A szobahőmérsékleten tárolt testeknél a kockaszilárdság az anyag kiszárítása következtében 126,5 kg/cm²-ről 166,7 kg/cm²-re növekedett. Az anyag nedvességgel telítve is utószilárdulást mutatott, mely semmivel sem maradt el a szobahőmérsékleten tárolt testek szilárdsági értékeitől. Mesterséges szárítással a 60 napos szobahőmérsékleten tárolt testek szilárdsági értéke már 7—15 nap alatt elérhető. A kísérleti eredményeket az V. sz. táblázat tünteti fel.

Az anyag hővezetési tényezőjét is vizsgáltuk. A vizsgálati eredmények szerint a hővezetési tényező = 0,210 kgcal., a tégla 0,36 kgcal. hővezetési tényezőjével szemben.

V. TÁBLÁZAT

7 cm élhosszúságú kockák vizsgálata

A kocka kora nap	Szobahőmérséklet kb. 20 C°		2 cm magas vízben telített nedvesség kb. 15 C°		Mesterséges szárítás kb. 50 C°	
	térfogatsúly kg/dm³	nyomószilárdság kg/cm²	térfogatsúly kg/dm³	nyomószilárdság kg/cm²	térfogatsúly kg/dm³	nyomószilárdság kg/cm²
3	1,51	126,50	—	—	—	—
5	1,46	140,25	1,48	127,5	—	—
7	1,48	130,75	1,48	124,25	1,26	151,75
10	1,43	134,50	1,49	114,75	—	—
15	1,38	136,0	—	—	1,24	168,75
30	1,35	131,0	1,53	121,0	—	—
60	1,28	166,7	1,55	163,3	—	—

A félipari kísérletek bebizonyították, hogy a porszénhamuból jó építőanyag gyártható. Meg kellett azonban azt is állapítani, hogy vibrációs bedolgozással a gyártás nem lenne gazdaságos. A kísérletek bizonyították, hogy a gépi gyártás, az azonnali kizsaluzás lehetősége fennáll, azonban a gyártási idő, még ha teljes mechanizációt veszünk is figyelembe, testenként 4 perc alá nem csökkenthető.

Ezért a vibrációs eljárás előkísérlete után a döngöléssel, illetőleg beveréssel való gyártás lehetőségeit is tisztázni kellett. Erre a Parafakőgyár egyik gyártó gépe látszott alkalmasnak, melyen a gyár porszénhamuhoz hasonló laza anyagokat ütéssel formáz. A gép az adagoló által beszórt anyagot a formába erőteljesen berázza és ezt követően döngöli. Úgy a berázás, mint a döngölések száma szabályozható. A kísérletek lefolytatására, tekintettel a gyár üzemének folytonosságára, rendkívül kevés idő állott rendelkezésre. Ennek ellenére sikerült a gyárnak egy már használaton kívüli és elavult formával rendelkező beverő fejével a kísérleteket lefolytatni. Az ütőforma egy $50 \times 25 \times 25$ cm befoglaló méretű, két darab egymást keresztező belső bordával és négy, egyenként 5'61 m $\times$ 7 cm-es függőleges tengelyű lyukkal ellátott 3,5—4,5 cm falvastagságú falazó blokk volt. Ezek a kísérletek igazolták, hogy rázó és döngölő gépi berendezés alkalmas ipari gyártásra. A gépen négy darab falazó blokk gyártható egyszerre és a gyártási időtartam kb. két perc. Ugyanez a kísérlet azt a tapasztalatot is adta, hogy a mozdonypernye jól helyettesíthető őrölt salakkal, sőt a helyes szemszerkezet elérése céljából salakot esetleg még nagyobb súlyarányban is kell alkalmazni mint a mozdonypernyét. Az őrölt salak alkalmazása még előnyösnek is mondható, mert úgy a tatabányai, mint a mátrai erőműveknél porszénhamu mellett a salak is rendelkezésre áll és így a mozdonypernye szállítása kiküszöbölhető.

Az elmondott előkísérletek és félipari kísérletek alapján javasoljuk ipari kísérletek beindítását. Ez annál is inkább szükséges, mert bármennyire jó eredményeket adtak az eddigi előkísérletek, még sem ismerjük eléggé az anyag ellenállóképességét azokkal az igénybevételekkel szemben, amelyek az anyag tárolásával és a beépítés utáni viselkedésével kapcsolatosak. Nem ismerjük még az esetleg később jelentkező belső feszültségekből származó elváltozásokat, amelyekre salak alapanyagú építőelemeknél általában számítani kell.

Befejezésül meg kell említeni, hogy porszénhamuval hőszigetelő, nem szerkezeti anyagok előállításának a kutatása is folyamatban van. Az eddigi eredmények azzal biztatnak, hogy rövidesen porszénhamu alapanyagú habosított hőszigetelő anyagokról is beszámolhatunk.

Az eddigi sikeres eredményekért köszönetet kell mondanunk elsősorban Schütz Mihály osztályvezetőnek, továbbá munkatársainak: Szilágyi István, Rőhringer Károly és Kálnai János mérnöknek, akik a porszénhamu felhasználásának nagy nemzetgazdasági ügyét olyan közel vitték a megvalósuláshoz.

HOZZÁSZÓLÁS

SCHÜTZ MIHÁLY

A magyar barnaszénhamuk kémiailag kétféle főtípushoz tartoznak: a gipszes és a puzzolánszerű anyagokhoz. Külföldi barnaszénhamuknál még egy harmadik típus is előfordul: a román-cement típus, azaz kedvezően magas timföld- és kovasavtartalom mellett jó mésztelítettség. Ez utóbbiak nálunk hiányoznak. Az ilyen típusú hamukat, mint a Német Demokratikus Köztársaság nemrég ittjárt szakembereitől hallottuk, közvetlenül is használják kisebb igényű építkezéseknél, alacsony márkájú cementek helyett.

Sajnos, a mi magas mésztelítettségű hamuink, mint a várpalotai lignit és az ajkai barnaszén hamuja ugyanakkor 10—20% között ingadozó szulfáttal és kedvezőtlenül alacsony alumínium-oxid modulussal rendelkeznek. Így — bár a külföldiekhez hasonlóan önkötő, — kötése gipszes típusú, víz- és térfogatállandósága nincs. Erős duzzadása arra vall, hogy a vasoxid is képes mésztimsószerű vegyületeket alkotni. Ennek ellenére előnyösen felhasználhatók kis százalékban gerjesztőanyagokként, a puzzolántípusú mészkötésű hamuk és kohósalakok esetében, valamint gipsz feltöltésére.

A puzzolán karakterű hamuk közül jelenleg még csak a tatai és mátrai erőművek porhamui tartalmaznak elég alacsony százalékban éghetőt ahhoz, hogy kellő szilikátaktivitással rendelkezzenek. A borsodi szénmedence és Komló kőszénelőfordulásai, melyek legfontosabb iparvidékeinket látják el, s a jövőben a legtöbb hamut fogják szolgáltatni, ma még 6—8% éghetővel kerülnek ki a kazánokból. Tehát annak ellenére, hogy szénmentes izzított hamuik a jó szilikátaktivitás minden kellékével rendelkeznek, jelenleg magas széntartalmuk ezt a hatást annyira lerontja, hogy jóminőségű építőkövek belőlük nem készíthetők.

Kérdés, hogy a kőszenek egyáltalában égethetők-e jobb hatásfokkal. A csepeli RM Erőmű (dorogi-nagybátonyi szénnel) szintén jól aktiválható hamut termel, de alacsony timföld-tartalma miatt csak hő hatására mutat jó hidraulikus tulajdonságokat. A leendő budapesti erőmű is tatai szénnel fog működni, amely igen fontos bázist fog képezni.

Kutatóink központi problémáját képezi jelenleg a porszénhamu építőkövek egyenletes, megbízható minőségének biztosítása, továbbá a szilárdság és gazdaságosság növelése.

A termelés üzembiztossága megkövetelné a hamuk egyenletes minőségét. Ez jó szilikátaktív hamuinknál, amelyek egyazon erőműnél mindig állandó szénbázisból keletkeznek, nagyrészt biztosítva van. A szilárdság ingadozása a mátrai-tatai hamuknál eddigi méréseink szerint max. 25%, amit főként a kazánok egyenlőtlen hőfoka, megterhelése, a szenek változó nedvességtartalma, az őrlés-finomság változása okoz. Ennek ellenszeréül ajánlható a hamuk legalább egyheti mennyiségének szilózása és kevert felhasználása. Ezenkívül szükséges a napi laboratóriumi ellenőrzés.

A porszénhamuk minősítő vizsgálatainál teljes mértékben sem a cement-, sem a trasz-vizsgálatokra nem támaszkodhatunk. A szilárdsági vizsgálatoknál ugyanis a normál hőmérsékleten elérhető szilárdság nem mindig jellemző a 100°, vagy 170°-os gőzben kifejleszthető szilárdságra. A térfogatállandósági vizsgálatnál a Lea-féle salakvizsgálati lepénypróba nem vált be, mert a tapaszta-

latnak ellentmondó eredményeket szolgáltatott. A folyamatos gyártás olyan vizsgálatokat követel, amelyek 24 órán belül lebonyolíthatók. Ilyeneket sikerült is kidolgozni. A szilárdsági és térfogatállandósági vizsgálat elégséges a napi üzemi ellenőrzéshez. Ezenkívül szükségesek olyan tájékoztató vizsgálatok, amelyek egyes hamu- és salakfajták használhatóságát általában hivatottak eldönteni. Ilyenek : az oxidos analízisen kívül a PH értéknek, a szabad és kötött földalkáliák, oldható szulfát, szén mennyisége, a szilikátaktivitás, őrlésfinomság és fajlagos felület meghatározása.

A maximálisan elérhető szilárdság megállapítása céljából vizsgálatnak vetettük alá a mészadagolás, a víztényező, a gőzölés módjának optimális feltételeit. Ezenkívül megvizsgáltuk a gerjeszthetőség, az aktiválás lehetőségeit és úgy látszik, ezen a téren igen érdekes eredmények várhatók. Lehetséges 1% mészadagolás mellett, sőt teljesen mészmentesen is 100 kg/cm^2 törőszilárdságon felüli anyagok előállítása, részben szulfátos, részben alkálikus gerjesztőanyagokkal, melyek szintén ipari hulladékok.

A salak-granulátumok adagolása szintén előnyösnek mutatkozott, különösen gyártástechnológiai szempontból, mert a nagyszemcsés adalék fokozza a bedolgozhatóságot, mérettartást, az általa előidézett nagy pórusok pedig a gőzölés alatti és későbbi alakváltozásokat.

A vörös érett salakok, — amennyiben szilikátaktívak, — őrölt állapotban teljes mértékben pótolhatják porszénhamuinkat, sőt azoknál nagyobb szilárdságok érhetők el velük, 250 kg/cm^2 nyomószilárdságig. Vörös salak-depók azonban csak korlátozott mértékben állnak rendelkezésre, ezért inkább helyi jelentőségűek. A mészporszénhamu építőkövek törőszilárdsága általgosan 100 és 200 kg/cm^2, 1000—1400 kg/m^3 térfogatsúly mellett, tehát a jósági számuk, amit a szilárdságtérfogatsúly hányadossal fejezhetünk ki, felülmúlja még az első osztályú égetett tégláét is. A gazdaságosságot illetően csak egy adatot említek : a mészpernye-testek előállításához kb. 30%-a kell a kerámiai tégklákéhoz használt kalóriának.

A porszénhamuk felhasználási területeinek kibővítése céljából jelenleg habarcs és gipsz pótanyagokkal folynak kilátásos kísérletek. Egyik legérdekesebb felhasználási terület a habszilikátok előállítása. Ezen a téren a hőszigetelő anyagoknak egész sora állítható elő, a megfelelő pórusképző eljárásokkal, 0,08-as λ-tól kezdve egészen a kőszivacsnak megfelelő és teherbíró elemekig. Barnaszénhamuink felhasználásának nagy nemzetgazdasági perspektívái indokolják azok kötési viszonyának elméleti kimunkálását, aminek kapcsán mint elsőleges problémák jelentkeznek a $CaO—SiO_2$ és $CaO—AC_2O_3$ rendszerek kialakulásának feltételei, a porszénhamuk speciális kötési viszonyai és a gerjesztés mibenlétének kutatása, amire nézve eddig csak empirikus feltevések találhatók az irodalomban.

AZ ELŐREGYÁRTOTT VASBETON-ÉPÍTÉSBEN SZERZETT LEGÚJABB ISMERETEK ÉS TAPASZTALATOK

Prof. ERNST LEVICZKI
[MŰSZAKI EGYETEM, DREZDA

Előregyártott vasbeton építőelemeknek a különféle mérnöki munkáknál való felhasználása terén a Német Demokratikus Köztársaságban az utóbbi években erős fellendülés tapasztalható. Ennek oka mindenekelőtt : a fatakarékosság, a folyamatos munkamenet, az építési idő lerövidítése, a szakmunkáshiány áthidalása ennél a munkamódnál tanulatlan munkaerők és női munkaerő felhasználásával, az építkezések általános iparosítása és gépesítése.

Az alkalmazás nemcsak kézzel könnyen elhelyezhető előregyártott építőelemekből készült építményekre (pl. lakóházakra és az általánosságban ismeretes magasépítményekre) vonatkozik, hanem újabban különösen az olyan ipari- és közlekedési építményekre is, — tehát csarnokokra, többemeletes vázakra és hidakra —, amelyeknél súlyos és nagyméretű elemek nyernek alkalmazást. Silók és bunkerek kivitelezése előregyártott elemekből most van kialakulóban.

Sürgető szükségessége mutatkozik annak, hogy ezzel az építésmóddal kapcsolatos tapasztalatokról és ismeretekről állandó és élénk tapasztalatcserét folytassunk. A Német Demokratikus Köztársaságon belül mi ezt meg is szerveztük. Kb. 20 tapasztalt szakemberből álló kutatócsoport dolgozik a számos időszerű műszaki és műszaki-gazdasági probléma megoldásán. Az építésügyi államtitkár mellé rendelt, néhány igen tapasztalt szakemberből álló ú. n. »Üzemek feletti előregyártott-beton-épületelem-brigád« feladata, hogy teljesen bürokráciamentesen ötletekkel lássa el a tervező és kivitelező vállalatokat, tapasztalatokat gyűjtsön, azokat kiértékelje és széles körben való elterjedésükről gondoskodjék.

Az előregyártott elemes építésmódnál lényegében mindig azonos problémákról van szó, melyeknek fejlettebb megoldása ezt az építésmódot előbbre viszi. A tapasztalatok sokaságából lassanként bizonyos felismerések kristályosodnak ki, melyek irányelvekké foglalhatók össze.

Mindenekelőtt ezeket a problémákat szeretném felfedni, majd a különböző lehetséges megoldásokat bemutatni, ezeket bíráló szemmel megvizsgálni, valamint szerkezetekre és kivitelezésekre vonatkozó ötleteket adni. Mondanivalómat csakis az általános mérnöki gyakorlatra korlátozom, tehát csak a nehéz és leg-

nehezebb előregyártott építőelemeket veszem tekintetbe és nem foglalkozom ehelyütt a könnyű építőelemek alkalmazásával.

A problémák a következők : típustervezés, kialakítás, statikai rendszer, csomópontok és illesztéses kötések, az előállítás kérdése, az előállítás helye és szállítás, szerelés és ehhez szükséges eszközök.

1. A típustervezés

Az előregyártott elemes építésmód csak abban az esetben vezet tartós gazdasági sikerekre, ha a különféle építési feladatoknak megfelelő típusokat kidolgozzák, tehát pl. a meghatározott fesztávú, fő tartóállású ipari csarnoktípusokat, meghatározott daruterheléssel és daru-emelőmagassággal.

Az előregyártott vasbeton elemekből készült ipari csarnokok tipizálásának efajta jelei köztársaságunkban már mutatkoznak a jénai Zeidler-kollektíva munkáinál, amely néhány csarnok típustervén dolgozik.

Nagyméretű lakóházak és üzletházak céljait szolgáló sokemeletes keretépítkezéseknél is ma már bizonyos típusokat állapíthatunk meg.

Nem elegendő azonban maguknak az építményeknek méreteikben történő tipizálása. E típusépületek valamennyi részletelemét is tipizálni kell. Emellett törekedni kell arra, hogy a feladatot kisszámú különböző elemmel oldjuk meg, és különös súlyt kell fektetni azok sokoldalú felhasználási lehetőségére.

Az eféle tipizálás rendkívüli előnye a következő : az ilyen építményeknél szükségtelenné válik a műszaki tervezés ; a statikai számítások és kiviteli rajzok teljesen készen rendelkezésre állnak. Az egyes elemek formái bármikor ismét felhasználhatók. Előállításuk központi műhelyekben történhet, ahonnan az építkezés színhelyére szállíthatók.

Már ma is, amikor teljes épületek tipizálását még nem hajtottuk végre, a legnagyobb figyelmet kell szentelni minden egyes előregyártott épületelem részleteinek tipizálására, hogy minden építkezésen kevés változatban, de annál több elem készüljön. Ennek gazdasági szempontból döntő jelentősége van. Itt különösen a tervezőknek — az építészeknek — kell megértést mutatniok, és nem szabad architektonikus okokból egyes építkezéseken szükségtelenül sokfajta elem felhasználását megkövetelni. Így pl. lakóház céljait szolgáló előregyártott elemekből készült kereteknél a válaszfalak tengelytávolsága feltétlenül egyforma legyen, hogy az előregyártott elemek jegyzéke egyenletességet mutasson.

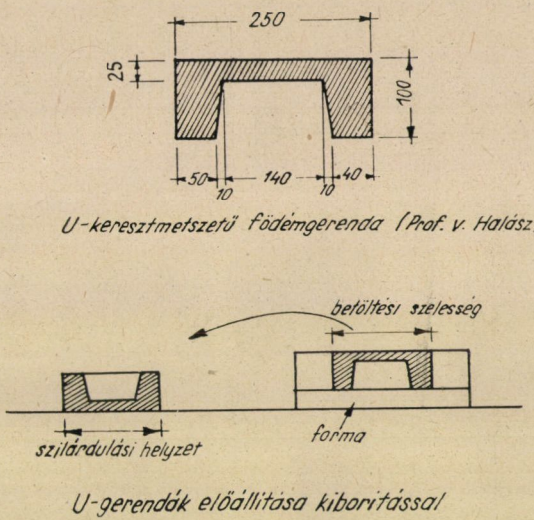
2. Kialakítás

A kialakítást elsősorban az egyes elemek önsúlyának csökkentésére való törekvésnek kell befolyásolnia. Minél kisebb az egyes lemez- vagy rúdalakú elemek térfogatsúlya, annál nagyobbak lehetnek ezek az emelőberendezés teher-

bíróképességének határán belül, és minél nagyobb az elem, annál kevesebb szerelési munka és illesztés szükséges.

a) *A keresztmetszetkialakítás*

A legrégibb és különösen támaszoknál még gyakran alkalmazott megoldás a derékszögű négyszög keresztmetszet. Előnye: könnyű zsaluzhatóság, az acélbetétek, különösen a kengyelek és felhajlított vasalás jó elhelyezhetősége. Hátránya: nagy önsúly.

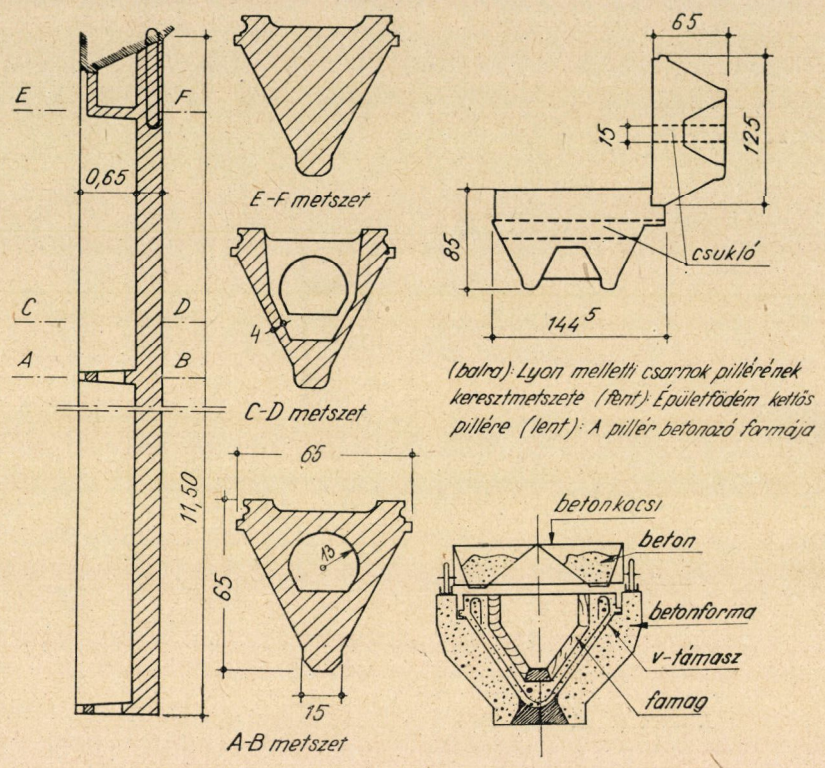


1. ábra. (Prof. Halász) U-keresztmetszetű födémgerenda

Ezért manapság túlnyomórészt a T- és I-alakra tértek át. Ezáltal aránylag kis keresztmetszeti terület mellett nagy inercianyomaték érhető el. T-alakú keresztmetszeteket főképpen olyan gerendák és keretek vízszintes elemeinél alkalmaznak, melyek csak egyirányú hajlításra vannak igénybevéve, I-szelvényt pedig olyan támaszoknál, amelyeknél a centrikus nyomóerő és kihajlási biztonság szempontjából a szimmetrikus keresztmetszeti kialakítás különösen előnyös.

A fentiekben tárgyalt keresztmetszetű építőelemek zsaluzása csak bizonyos idővel a megszilárdulás után távolítható el, ezért a rüdersdorf-i betongyár (Prof. Halász, Lefoldt) olyan U-alakú gerendákat készít, melyek előállítása különösen egyszerű, és az előregyártott elemekkel való építésmód jellegzetes formáinak tekinthetők (1. ábra). Előállításuk gerincükkel lefelé fordítva, vízszintes helyzetben történik. A teljes, végleges gerendamagasság tehát a beto-

nozásnál mint szélességi méret áll rendelkezésre ; közvetlenül a vibrálás után a gerendákat zsaluzattal együtt megdöntik, és a zsaluzat azonnal — tehát még a megszilárdulás előtt — eltávolítható. Az U-keresztmetszet hátrányai : az aszimetria és lehajlás esetén csavarodásra való hajlamosság ; ajánlatos ezért



(balra): Lyon melletti csarnok pillérének keresztmetszete (fent); Épületfödém kettős pillére (lent); A pillér betonozó formája

2. ábra. Háromszögkeresztmetszetű pillérek (Lyon)

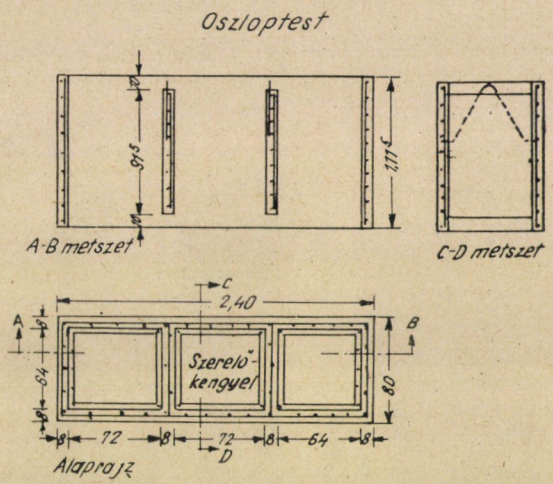
keresztbordák alkalmazása. A méreteket, különösen az öveknél lehetőleg kicsinyre kell felvenni, nehogy ezen a helyen a zsaluzás eltávolítása esetén a friss betonban letöredezés és sérülés következzék be. Az U-keresztmetszet ikertartóként is alkalmazható, ha az egyes elemeket meghatározott helyeken helyszínen öntött betonnal és anyáscsavarokkal kapcsolják egymáshoz.

Franciaországban, Lyon-Guillotière-ben, a francia vasúttársaság (S. N. C. F.) részére épített két darab, egyenként 38 000 m² alapterületű csarnok építkezésénél háromszög keresztmetszetű oszlopokat alkalmaztak (2. ábra). Ez a megoldás gazdasági előnyökkel járt és az építész számára is forma-kialakítási lehetőséget nyujtott, miután a háromszögek kifelé mutatnak. Az egymástól

12 m távolságra elhelyezett főtámaszok tömörek, a 2,40 m-ként elhelyezett közbenső támaszok viszont üregesek, 4 cm vastag falakkal.

A közbenső vízszintes elemeket elhagyták, miután csatlakozásuk nehézkes, a támaszoknak tehát 11,50 m összmagasságban kihajlással szemben kellő biztonsággal kell rendelkezniök. A V-alak kis keresztmetszeti terület mellett nagy inercia nyomatékot biztosít. Az oszlop előállítása előregyártott elemként famagos betonformákban történt. Ilyenfajta háromszögalakú keresztmetszeti forma különösen az előregyártott elemes építésmód számára ötletes és előállítása aránylag könnyű.

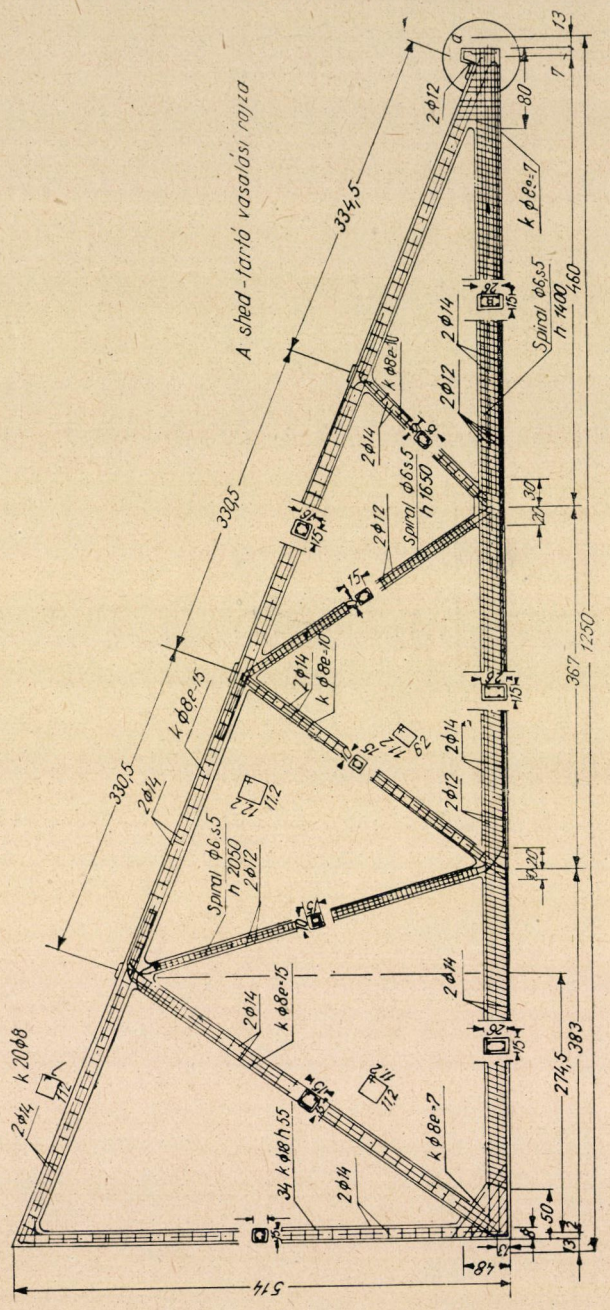
Különösen érdekesek köztársaságunk egyik nagy ipartelepén jelenleg alkalmazott 30 m magas, 80×2,40 m keresztmetszetű oszlopok, amelyeket



3. ábra. Üreges zsaluzat nagy keresztmetszetű magas pillérek előállítására

súlyuk miatt természetesen nem lehetett egy darabban előállítani (3. ábra). E munkahelyen 1,115 m magas derékszögű kereteket állítottak elő, mindegyiket 8 cm falvastagságú 2—2 kimerevítő fallal láttak el és egymásra helyezték őket. E keretek a végleges oszlopkeresztmetszet statikailag szükséges kengyeleit tartalmazzák, a hosszanti vasalásokat viszont a keretek üregeibe helyezik, majd az üregeket helyszínen öntött betonnal öntik ki. A hossz-vasbetéteket 6 m-es távolságokban túlnyújtással illesztik egymáshoz.

Oszlopok és tartók előállításánál azonban nemcsak tömörfalú szelvények nyernek alkalmazást, hanem legújabban áttértek egész rácsos tartók előregyártására is. Ezek különösen nagy fesztávok esetén könnyebbek és gazdaságosabbak, ezenkívül a gyártóműhelyben is jól előállíthatók. A 4. ábra egy nagy berlini ipartelep shed-rácsostartóját mutatja, a fesztáv 12,50 m, a magasság 5,14 m,

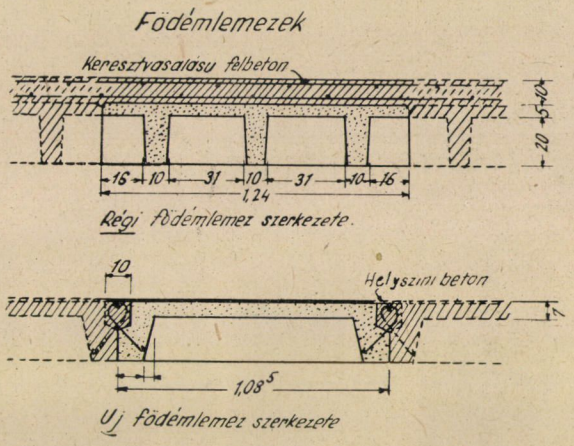


4. ábra. Előregyártott shed-tartók

rúdkeresztmetszetek: felső öv 16/15 cm, alsó öv 26/15 cm, rácsrudak 15/15 cm és 10/15 cm, egy elem súlya 3 t.

b) *Az előregyártott elemek hossza*

Az előregyártott elemek hossza elsősorban a rendelkezésre álló emelőszerkezetektől, azok gémhosszától és hordképességétől, valamint az elemek keresztmetszeti formája által meghatározott súlytól függ. Azok minél hosszabbak

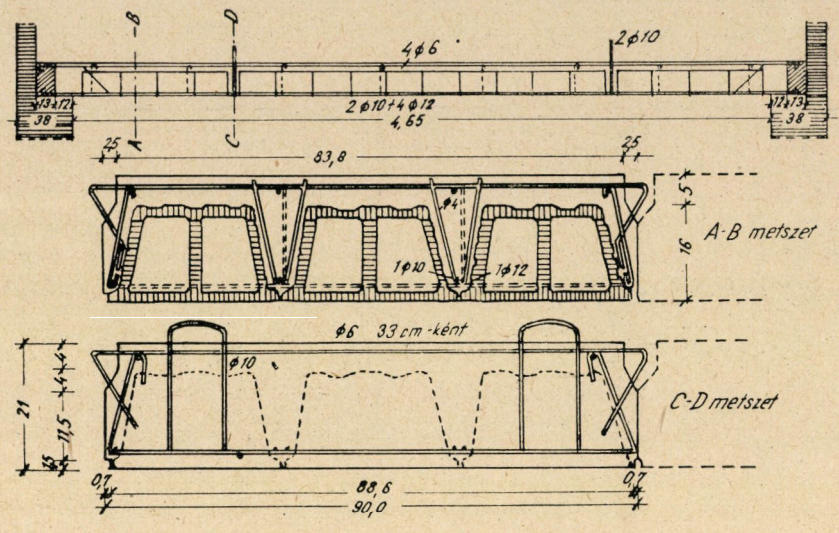


5. *ábra.* Bordás födémlemezek fejlődése

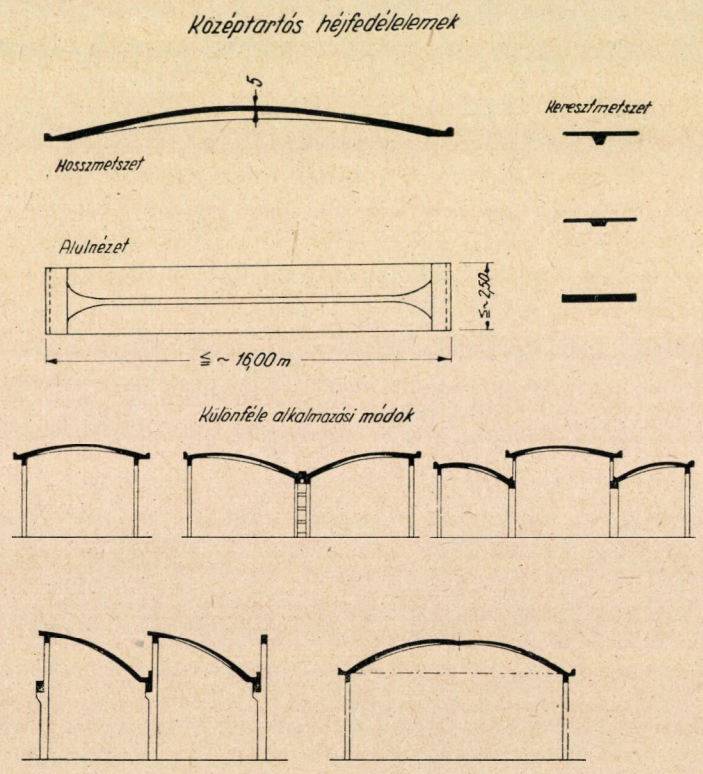
legyenek, és lehetőleg több támaszponton át vezessenek; tehát több mezőt hidaljanak át. Az ezáltal keletkező statikailag határozatlan felfekvés kisebb felfekvési szint-különbségek esetén járulékos nyomatékot idézhet elő, amelyet azonban megfelelően megbecsült támaszpontsüllyedés felvételével a statikai számításoknál figyelembe lehet venni.

c) *Födémelemek*

Nagyméretű födémlemezek formai kialakításánál a m^2-kinti lehető legnagyobb súlymegtakarításra is tekintettel kell lenni. Az 5. ábra kétféle fejlemezes kiképzést mutat, amelyek közül a második az első javított megoldását ábrázolja. E bordás lemezek egy nagy ipari üzem emeletes építkezésénél nyertek alkalmazást. Az 1. megoldás egy kb. 10 cm vastag, kétirányban vasalt felbeton alkalmazását tette szükségessé a következő követelmények kielégítésére: tehermegoszlás, különböző nagyságú terhek alatti egyenlőtlen lehajlás következtében



6. ábra. A drezdai VEB által kifejlesztett vasbeton bordás födémelem üreges idomokkal (Eggeling—Wanzenberg)

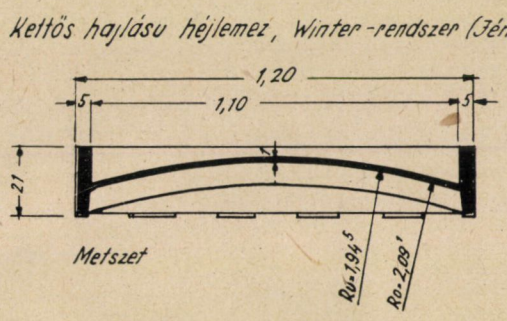


7. ábra. Középtartós héjfedélelemek

a hosszirányú hézagokban előálló repedések elkerülése érdekében; a hosszirányú hézagok biztosítása hőmérsékletváltozás-okozta feszültség ellen; az épület vízszintes merevítése.

A 2. megoldást építőanyagmegtakarítás céljából dolgozták ki; itt a hosszirányú hézagok összekötésének különleges elrendezése révén maga a födém, külön felbeton nélkül elégíti ki az imént felsorolt követelményeket.

Alul sík felület kialakításának szükségessége esetén bordás lemezekbe kitöltő testeket helyeznek (6. ábra) (Eggeling—Wanzenberg-födém, Wenko födém), vagy a bordás födémre alul egy másik födémet függesztenek.



8. ábra. Kettős hajlású héjlemez, Winter-rendszer (Jéna)

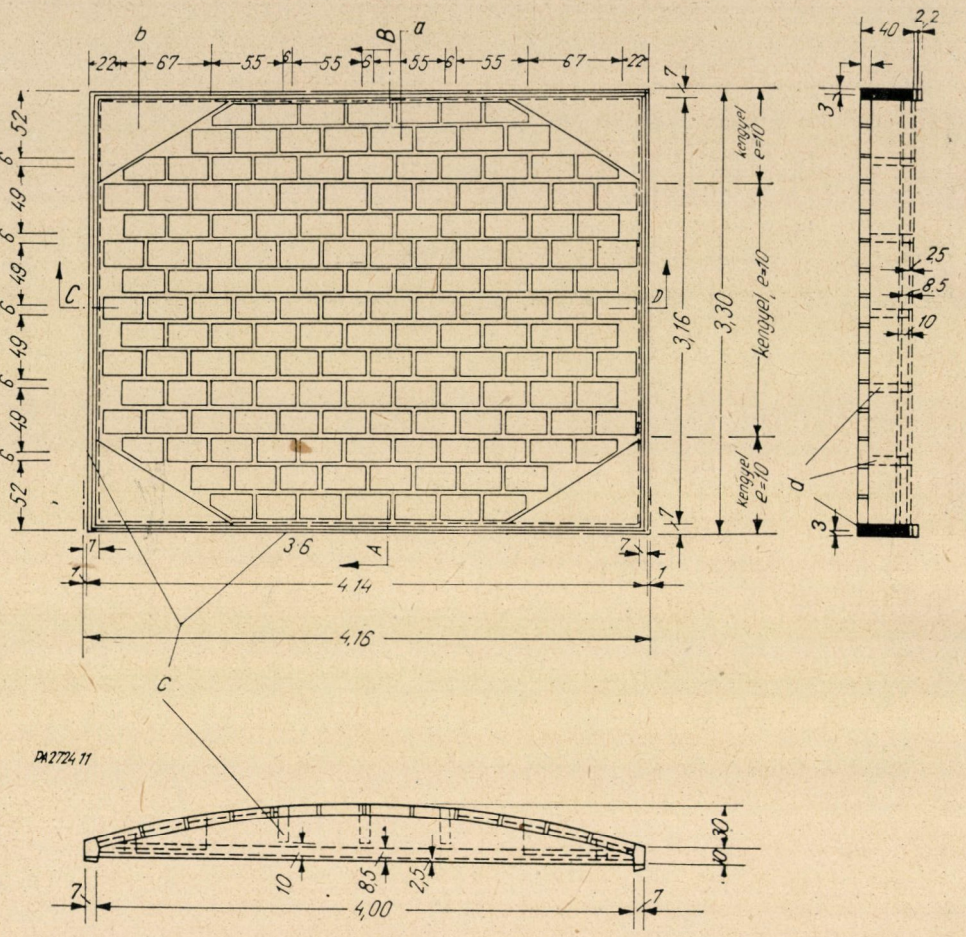
Héj- és redősszerkezeteknek födémek és tetők előregyártott elemeiként való alkalmazása a súlymegtakarítás miatt rendkívül kedvezőnek tűnik. Egy nagy iparüzemben jelenleg a mintegy 14 m fesztávú csarnokokat középtartóval merevített 6 cm-es héjjal fedik le, ami rendkívül kellemes megjelenést biztosít (7. ábra). Már shed-héjakat is alkalmaznak, pl. egy drezdai kutatóintézetnél. A héj itt is 6 cm vastag.

Nagyméretű héjelemek további érdekes megoldását képezi a Winter—Jena-féle héjfödém (8. ábra), 1,20×1,20 m-es elemekből, melyekből tetszés szerinti nagyságú födémrészek állíthatók össze, valamint a 30 cm ívmagasságú boltozott tetőlemezek 4,10×3,30 m méretben, 6 cm vastag üreges idomokból, körülmenő vasbetonkoszorúval Ledderboge szerint (9. ábra).

Ezen a téren még sok a tennivaló; lehetőség nyílik nagyméretű helyiségek lefedésére, pl. Ledderboge (Berlin) jelenleg 8×8 m-es födémelemek megoldásán dolgozik.

d) *Az elemek anyaga*

A kialakítást az alkalmazott anyag is befolyásolja. A Szovjetunióban és Svédországban még teherviselő elemeket is könnyű betonból állítanak elő. Külföldön a legtöbb előregyártott elemből készült szerkezetet előrefeszített betonból állítják elő.



Egyirányban görbült fedéllemez kiviteli rajza
a üreges elemek
b a sarkok teljesen kibetonozandók
c az üregek a lemezek behelyezése után betonnal kiöntendők
d kihagyások

9. ábra. Egyszeres hajlású fedéllemez

e) *Súlyok*

Az előregyártott elemek maximális súlyát illetően kizárólag a rendelkezésre álló emelőberendezések hordképességére kell figyelemmel lenni. A nehéz súlyoktól való félelem már rég megszűnt ; manapság 45 t-ig terjedő súlyokat helyeznek el, nagyméretű csarnoképítkezéseknél 30 t-ás elem már egészen megszokott.

f) *Statikai rendszer*

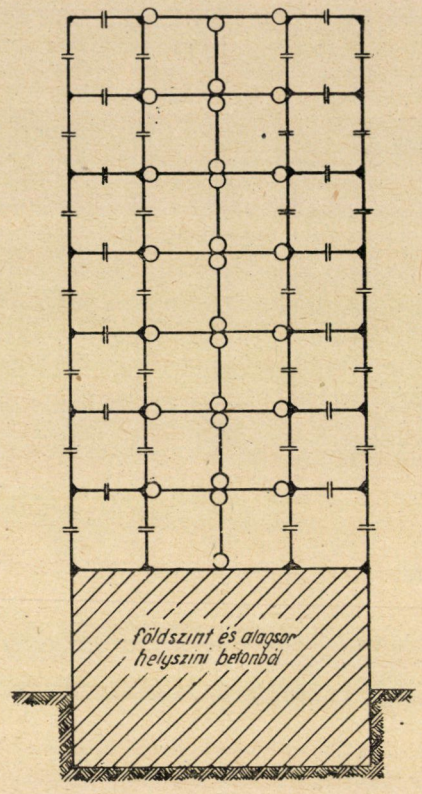
Előregyártott épületelemekből készült szerkezetek statikai elrendezésének kiválasztásánál a közönséges monolitikus vasbetonépítkezések alapelvei minden további nélkül nem alkalmazhatók. Különös tekintettel kell itt lennünk az előregyártott elemes építkezés sajátosságára. Így pl. szerelés közben figyelemmel kell lenni az építmény állékonyságára. Sarokmerev kötésekkel kialakított statikai rendszer kiválasztása előnytelennek bizonyult, miután a támaszok és keretgerendák utólagos sarokmerev kötése a keretsarkokban lehetséges ugyan, azonban nagyon körülményes. Mindinkább visszatérnek ahhoz a megoldáshoz, hogy a kb. 16 m támaszközig terjedő csarnokfőtartókat már nem sarokmerev keretekké képezik ki, hanem sokkal kedvezőbb a keretoszlopokat az alapba befogni, és a keretgerendákat kéttámaszú tartókként kialakítani. Kivitelezés-technikai okokból a sarokmerev hosszanti keretek hosszirányú erők (fékező- és szélerő) felvételére sem kedvezőek. A darupályatartókat és tetőmerevítőgerendákat is szabadon elforduló, a hosszanti irányban az alapozásba befogott oszlopokra felfektetett kivitelben kell kiképezni. Ha vízszintes erőknek ily módon való átadása nehézségbe ütköznék, — ami megtörténhetik, — egy-két helyszínen öntött betonból készült hosszanti keret beiktatása tanácsos.

Emeletes építkezéseknél nem szükséges az összes támaszoknak az alsóbb emeletbe való befogása és a felettük elhelyezett gerendával való sarokmerev kötése ; sokkal előnyösebb, ha csuklósan, mint csuklós alátámasztású oszlopot, az emeleti födémek közé állítják őket és a szélerőt az egyes emeleteken vonóvassal, vagy a rendszer megfelelő mezőiben elhelyezett merev betonlapokkal fogják fel.

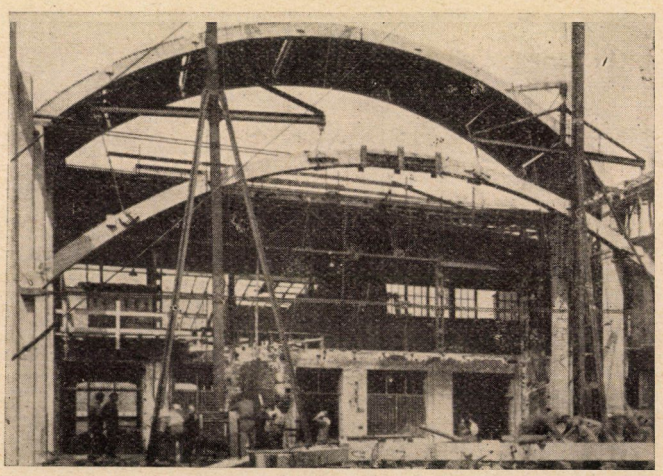
Ily módon a födémgerendákról a támaszokra történő és nehezen keresztülvihető nyomatékátvitelt elkerüljük. A Sztálin-Allée egyik nyolcemeletes lakóházépítkezésénél — amint azt a 10. ábra mutatja — Granitzki (Berlin) javaslata szerint a kerettartók és támaszok illesztéses kötéseit minden esetben az egyes tartóelemek közepén helyezték el, vagyis azon a helyen, ahol a szélteher általi nyomaték 0 lesz. Ily módon is olyan keretsarkok alakíthatók ki, melyek már az előállítás helyszínén monolitikusan kivitelezhetők, úgyhogy a szerelés utáni nehézkes illesztéses kötések elkerülhetők.

Két külön részből álló, vonóvassal összekapcsolt háromcsuklós ívek lényeges acélmegtakarítást tesznek lehetővé, mivel ezekre csak csekély mértékű hajlító nyomaték adódik. A 11. ábra példaképpen bemutatja egy Berlin melletti üveghuta főtartójának kiképzését, 22 m fesztávú háromcsuklós ívvel.

Többtámaszú tartószerkezetek, mint pl. átmenő födémlemezek, szelemenek és darupályatartók alkalmazásánál figyelembe kell venni, hogy a g_1 (saját súly) + g_2 (helyszínen öntött beton) terhek okozta nyomatékot a szerelési állapotra kell meghatározni, tehát az egyes részek monolit összekötése előtti állapotra, vagyis az egyes elemek hosszának megfelelően kéttámaszú



10. ábra. A berlini Stalin-Allée egyik nyolcemeletes lakóházépítkezésének vázrendszere



11. ábra. Háromcsuklós gerenda vonóvassal, 22 m-es fesztáv

vagy háromtámaszú tartókra. Egyedül a p hasznos teher okozta nyomatékokat szabad többtámaszú gerendának megfelelően kiszámítani.

Ezáltal a $g_1 + g_2 + p$-ből adódó támasznyomatékok kisebbek és a mezőnyomatékok nagyobbak lesznek, mint az egész teher hatására többtámaszúság esetén lennének. Ez a tény azonban az acélmennyiség szempontjából úgyszólván semmit sem jelent, csupán helyzetüket a támaszokról a mezők felé tolja el. Csak a mezőkeresztmetszetek betonmagasságára hathat ki némileg kedvezőtlenül, ezzel azonban számolni kell ; ez a többlet megtakarítható a szerelés alatti áthajlás elkerüléséhez szükséges alsó merevítések elhagyása révén.

A támaszok befogása az alapokba rendszerint az alapban kiképzett kehelyszerű üregbe bebetonozással történik. Ezeknek a kelyheknek és különösen azok falainak méretezése szolgál vasalásuk alapjául. Az itt fellépő erőbehatásokra vonatkozó vélemények még megoszlanak. Azok a kísérletek, melyeket jelenleg Dipl. Ing. Unger (Drezda) tanszékemen folytat az erőbehatások tisztázását célozzák, hogy ezáltal az acéltakarékosságot előmozdítsák.

A statikai kérdések tárgyalásánál nem szabad megfeledkezni a hézagkiosztás kérdéséről sem. E téren általános nézet, hogy előregyártott elemekből készült csarnokoknál hosszirányú dilatációs hézagok teljesen fölöslegesek, mivel a beépítés idején az előregyártott betonelemek zsugorodása már lezajlott. Ez mindenesetre — bizonyos feltételek mellett — helyes, azonban a hézagok a hőmérsékletváltozások okozta mozgás kiegyenlítésénél is szerepet játszanak. Én azokat feltétlenül szükségesnek tartom 25—35 m-enkint. A hézagok kiképzése legmegfelelőbben kettős főtartóállások elhelyezésével történik, semmiesetre sem azonban a gerendáknak konzolokra való felfektetésével.

4. Csomópontok és illesztéses kötések

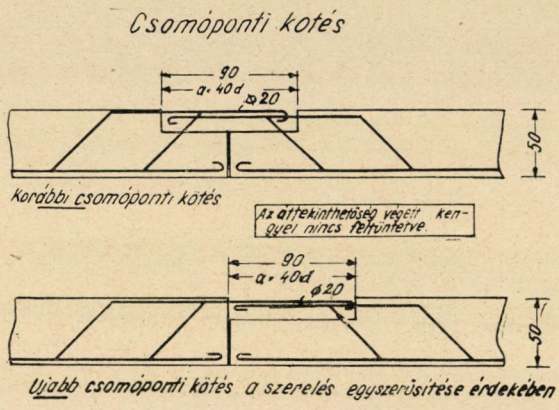
Ez egyike a legfontosabb problémáknak, melyek megoldását többféle módon kísérelték meg.

Lehetőségeink a következők :

a) vasbetétek átfedéses illesztése,
b) szovjet rendszerű illesztés,
c) bebetonozott acélrészeknek csavarokkal vagy szegecsekkel való összeerősítése,
d) bebetonozott acélrészek összehegesztése,
e) csavaros kötés
f) csapos kötés
g) súrlódás.

a) *A vasbetétek átfedéses illesztése*

az, melynél az egyik elemből kinyúló vasbetétek a másik elem betonkeresztmetszetében lévő kiüregelésekbe nyúlnak. Ilyen illesztések jóságának vizsgálatára — akár többtámaszú gerendák, vagy merev keretsarkok előállításáról van szó — utóbbi időben Dipl. Ing. Rabich (Drezda) számos kísérletet hajtott végre. Ezek a kísérletek azt eredményezték, hogy egy részekből összeillesztett vasbeton szerkezet törőszilárdság és alakváltozás szempontjából teljesen egyenértékű a monolitikusan, helyszínen öntött betonból készített szerkezettel. Miután ilyen kapcsolatokra hivatalos előírások még nincsenek, Rabich kollegával egyet-



12. ábra. Csomóponti kötés a vasbetétek túlnyujtásával

értésben a mi brigádunk ilyen illesztések alkalmazása esetén a következő szabályokat javasolja:

1. Minden előregyártott elem és helyszíni beton közötti csatlakozási hézag — akár tompa- vagy nyírt hézagokról van szó — a betonkeresztmetszet gyenge pontjainak számítanak és kielégítő vasalást igényelnek. Minden nyírt hézagot keresztvasakkal és kengyelekkel, valamint az előregyártott elem felületének fogazott kiképzésével kell elcsúszás ellen biztosítani. A húzott rész minden illesztési felületén a statikailag szükséges vasbetétet kell átvezetni. Az illesztés keresztmetszete felhajlított vasbetétekkel különösképpen biztosítandó.

2. Minden illesztendő vasbetét nyúljon ki az előregyártott elemből; legalább egyik végükön egy előregyártott elembe legyenek lehorgonyozva.

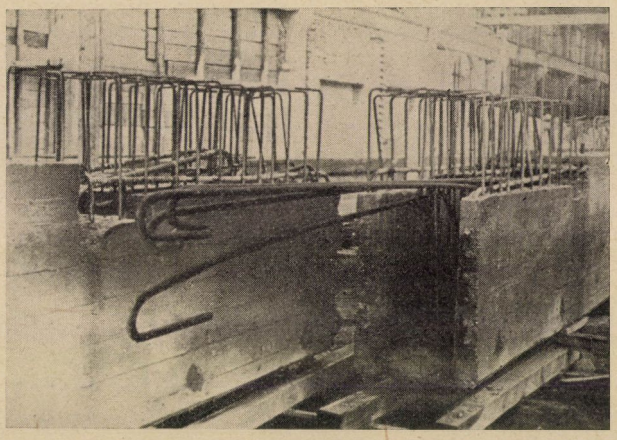
3. Valamennyi betétvasat egy helyen csak I minőségű betonacél és B. 300-as kiöntő beton esetében szabad illeszteni. 40 d átfedési hossz mellett az acél átmérője nem lehet 25 mm-nél nagyobb.

4. A vasalás úgy legyen elhelyezve, hogy a szerelés zavartalan lebonyolítására és a vasbetéteknek betonnal való körülágyazására elegendő hely álljon rendelkezésre.

5. Az egyik oldalról az illesztési keresztmetszetbe nyúló vasbetétek keresztmetszete nem haladhatja meg a kiöntő beton húzott részének 5%-át.

6. Az előregyártott elemeknek a keret csomópontjaiban történő kapcsolását úgy kell kialakítani, hogy a vízszintes tartógerendák nyomatéka az oszlopokba kellően méretezett nyomott és húzott felületekkel zökkenésmentesen átszerelhető legyen.

Szerkezeti szempontból az ilyenfajta illesztéseknél arra kell ügyelni, hogy a vasbetétek az illesztési helyeken ne mindkét elemből nyúljanak túl a gerendahosszon, hanem csak az egyikből, míg az átfedéshez szükséges betonkiüregelést



13. ábra. U-alakú előregyártott elem

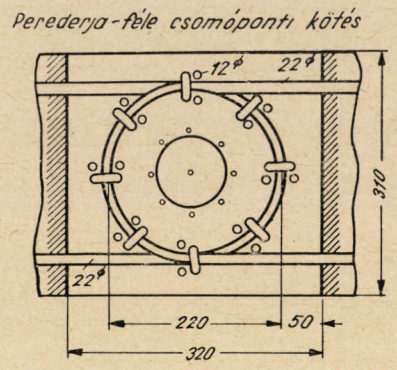
a másik elemben kell kiképezni. Ez a szerelést rendkívüli módon megkönnyíti, mert ezáltal a vasbetétek a behelyezésnél nem akadályozzák egymást (12. ábra).

Törekedni kell továbbá arra, hogy a kiüregelések megfelelő kiképzése révén az előregyártott elemek egyik végén a rendszerint nagy magasságban fekvő és nehezen elérhető illesztési helyek utólagos bezsaluzását elkerüljük.

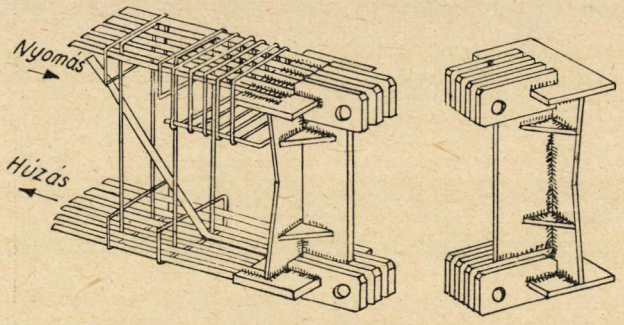
Az előregyártott elemek végeinek U-alakú kiképzése jelen esetben megfelelő megoldás (13. ábra).

b) *Szovjet rendszerű illesztés*

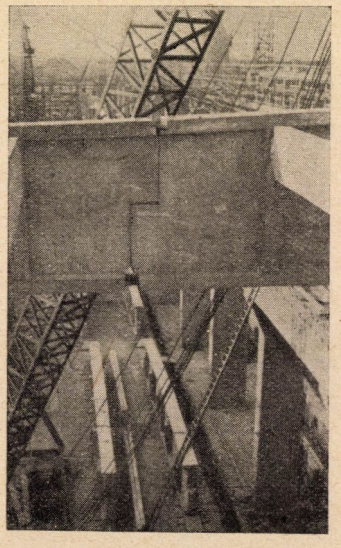
Újabban egy, a Szovjetunióból, V. Perederja szovjet akadémikustól származó illesztés vált ismeretessé, melyet »Összeállítható hidak tervezési irányelvei« c. könyvében hoz nyilvánosságra. Azonban azt ipari építkezéseknél is fel lehet használni. Perederja abból indul ki, hogy lehetőleg kismennyiségű acélt használjon fel. Ezt az illesztést a 14. ábra mutatja be. A szerző egyelőre még nem bizonyos abban, hogy ezzel az eljárással előállított illesztések kellő



14. ábra. Perederja-féle csomóponti kötés



15. ábra. Összecsavarolt acélrészekkel kiképzett csomóponti kötés



16. ábra. Tartó csomóponti kötése hegesztett laposvasakkal kiképezve

szilárdságúak-e és feltett szándéka, hogy jövő évben erre az illesztési eljárásra vonatkozó kutatási programm keretében természetes nagyságban beható kísérleteket folytasson. A javaslatot nem vethetjük el minden további nélkül, mivel ilyen illesztéseket a Szovjetunióban, pl. vasúti hidaknál sikerrel alkalmaztak, és azok számos előnyt mutattak fel.

c) *Bebetonozott acélrészeknek csavarokkal, ill. szegecsekkel való összeerősítése*

Ezt az illesztési módszert (16. ábra) Prof. v. Halász utasításai alapján a rüdersdorf-i betongyár fejlesztette ki. Még ma is alkalmaznak ilyen szerkezeteket olyan tipizált keretszerkezeteknél, amelyeket egy központi betonüzemben állítanak elő és vasúton szállítanak. Olyan gerendákról van itt szó, amelyeknél az egyes elemek illesztései a keretgerendák negyedpontjaiban fekszenek az egyes részeknek vagonba-rakható hosszakra való osztása érdekében. Az acél kapcsolati részei úgy vannak kiképezve, hogy ezek mind a hajlító nyomatékokat, mind a hossz- és keresztirányú erőket biztonsággal felvegyék és átadják. Ezeket az összekötő részeket a vasbetétekhez hegesztik és a kötőgerenda szerelése előtt a földön illesztőcsavarokkal összeerősítik. Ezáltal a gerendák egy darabban emelhetők fel. Az ilyen csavarkötéseket nyitva hagyják és nem betonozzák be. A beton nyomófeszültségeit különleges nyomásfelfogó lemezekkel veszik fel. Az ilyen kötés lehetővé teszi, hogy a csarnokokat a csavarok kioldásával ismét szétszereljék és más helyen felállítsák. Ezt a lehetőséget egyszer már meg is valósították egy Berlin környéki csarnoknak a 750 km-re fekvő Saar-vidékre való áthelyezésénél.

d) *Bebetonozott acélrészek összehegesztése*

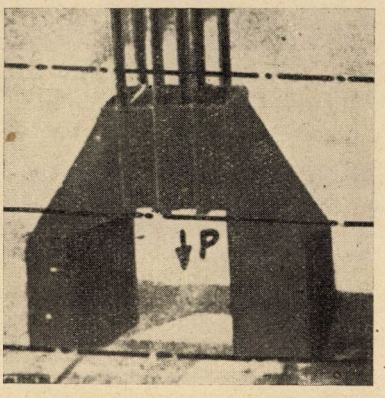
Ez az eljárás Magyarországon nyilván ismeretes, miután az egyik nagy erőműépítkezésnél ilyen illesztéseket sikerrel alkalmaztak. Egy nagyméretű csarnoképítkezésnél mi is alkalmaztunk ilyen hegesztési kapcsolásokat — teljes sikerrel. A 16. ábra ilyen illesztéses kapcsolást mutat.

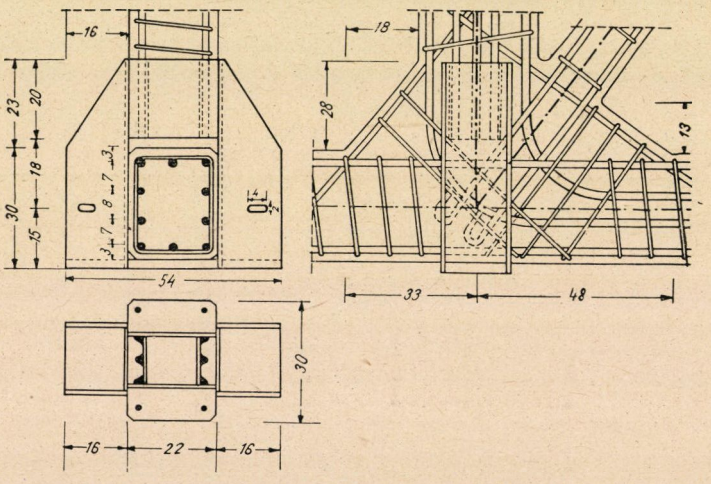
e) *Csavaros kötés*

Ennél az eljárásnál az összekapcsolandó részeket összeillő lyukakkal látják el. Az elemek beigazítása után a lyukakon az anyáscsavarokat átdugják, az anyákat meghúzzák és a hézagot kiöntik. Ez a kapcsolási mód különösen olyan építmények számára alkalmas, melyeknél később egyes részek kicserélése várható.

f) *Csapos kötés*

Az alsó részekbe kampókkal ellátott 20—24 mm ∅-jű betonvasakat betonoznak be, amelyek nem rendelkeznek felső csavarmenettel. Ezek felül a kapcsolandó előregyártott elemek kónikus kiüregeléseibe illenek bele, amelyeket azután kiöntenek.





17. ábra. Acélsarus csomóponti kötés

g) *A súrlódás felhasználásával történő illesztés*

Ennél a megoldásnál a szerkezeti elemeket csupán felfektetik, a vízszintes erők felvétele kizárólag az elemek súrlódása által, egy habarcságy segítségével történik. E megoldás célszerűségére vonatkozó vélemények megoszlanak.

A szerelés ugyan egyszerű, ugyanakkor azonban hiányzik a szerkezet folyamatos kapcsolata.

h) *Acélsaruk*

A 17. ábra egy tetőszerkezet nagyméretű előregyártott elemeinek összekapcsolását mutatja acélsaruk alkalmazásával. A sarukat egy rácsostartó csomópontjában helyezik el és a shed-gerendák felvételére szolgálnak.

A csomópontok és illesztési kapcsolások problémájához tartozik a *pilléreknek befogása az alapokba* is. A pilléreket többnyire kelyhekbe helyezik, melyeknek fala veszi fel a befogási nyomatékokat és keresztirányú erőket. Kiigazítás után az oszloplábakat faékekkel szilárdan kiékelik és az alap és oszlop között fennmaradó közt erős vibrálás mellett bebetonozzák.

5. Az elemek előállítása

a) *Minőség*

Az elemeket különösen jó minőségben kell előállítani. B 300-as vagy B 450-es beton alkalmazása kívánatos.

b) *Betonozó formák*

A betonozó elemek formáit fából, betonból vagy acélból állítják elő. Újabban íves felületeknél sikerrel alkalmaztak nedves, döngölt homokból készült formákat is. A faformák akként szerkesztendők meg, hogy néhány fogással szétszedhetők és ismét összeállíthatók legyenek. A faformák mindig 40 mm vastag gyalult pallókból készüljenek. Gyengébb fa nem eléggé tartós és túl sok összeerősítést kíván. Betonforma alkalmazása ott kívánatos, ahol egy bizonyos fajta elemből nagy mennyiség előállítása szükséges, különösen lemezelemeknél (ívhéjazat, bordáslemezek, stb.). Előállítási költsége a fazsaluzattal ellentétben csekély. Betonformák előállításánál az alábbi tapasztalatokra hívom fel a figyelmet:

A formáknak nem szabad egymásra merőleges felületekkel, éles sarkokkal, élekkel és hornyokkal rendelkezniök. A merőlegesen csatlakozó felületek eltérése 10 : 1-nél nagyobb legyen. A felületeket a beton kiöntésével egyidőben cementhabarccsal le kell simítani, valamennyi netalán megmaradt egyenetlenséget dörzskővel le kell csiszolni. A formákat még az első betonelem elkészítése előtt olajjal át kell itatni, és azután minden újabb használatbavétel előtt ismét alaposan átolajozni, hogy az előregyártott elemek kiemelését megkönnyítsük.

c) *Tömörítés*

A tömörítés legmegfelelőbb módja a vibrálás, éspedig a betonelem alakjának megfelelően tűvibrátor, vagy külső vibrátor alkalmazásával. Utóbbiak megfelelőbbek, mert ha megfelelő számban szerelik a formára és különösen ha a forma rúgósan van alátámasztva, a friss beton legrövidebb idő alatt olyan jó tömörítési fokot ér el, hogy az oldalzsaluzás levétele közvetlenül a vibrálás befejezése után lehetővé válik, vagy a kész betonelemek kiboríthatók.

d) *Korai szilárdság elérését célzó eljárás*

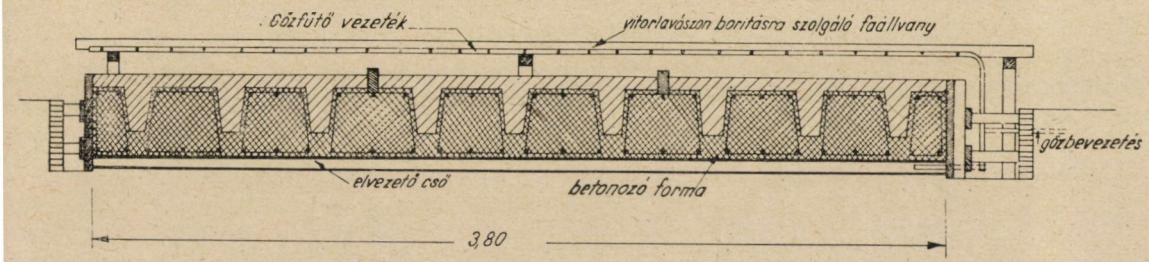
A formák gyors újra felhasználása és ezáltal kevésszámú forma alkalmazása valamint az előállítási helynek kis területre való korlátozása érdekében kívánatos a friss beton gyors megszilárdulása. Ennek elérésére számos eljárás van, alkalmazásban és kialakulóban. A természetes szilárdulás meggyorsítására leggyakrabban alkalmazott eljárás a *friss beton kezelése alacsonynyomású gőzzel* Bizonyos, hogy nem minden cementfajta alkalmas erre, és előzetes kísérletekkel meg kell győződni a rendelkezésre álló cementfajták alkalmas voltáról. Egy nagyarányú kísérletsorozat, melyet pillanatnyilag folytatok, — amely azonban még nincs lezárva — a külföldi kutatásokkal összhangban már most arra mutat, hogy a tüzelőanyagmegtakarítás érdekében előnyösebb, ha a frissen előállított betonelemeket először 5 óráig gőzkezelés nélkül kötni hagyják, majd kb. 4 óra hosszat 70°-os gőzkezelésnek vetik alá. Ilyen módon olyan szilárdságokat értek el, amelyek lehetővé tették 24 órán belül egy és ugyanazon formában 2 sorozat előregyártott elem előállítását, kiemelését és tárolását. A gőzkezelésnél fontos szempont a gőzvezeték méretezése, a gőzcsövek legkisebb keresztmetszetének megállapítására, hogy ezáltal a csőfelületek kisugárzása révén előálló hőveszteségeket elkerüljék. Feltétlenül szükséges a csövek megfelelő hőszigetelése. A 18. ábra a gőznek a formákhoz való vezetését tünteti fel. A formákat nemcsak felülről kell gőzzel kezelni, szükséges magának a munkapadlónak fűtése is gőzvezetékrendszer révén.

e) *Hőkezelés*

A Szovjetunióban (B. G. Skramtajev, S. A. Mironov) újabban meleg levegő alkalmazásával gyorsítják a beton szilárdulását, aminek 60—70° hőmérséklet mellett, 14—18 órán keresztül teszik ki a friss beton elemeket. Állítólag számos laboratóriumi és üzemi kísérlet bebizonyította ennek az eljárásnak előnyeit a gőzkezeléssel szemben. A beton felmelegedése folyamán a gyártmányok felületén összegyűlt víz elpárolog és az őket körülvevő levegőt párássá teszi. Ezáltal a meleg levegő kamrákban a betonszilárdulásra kedvező nedvességi állapot keletkezik.

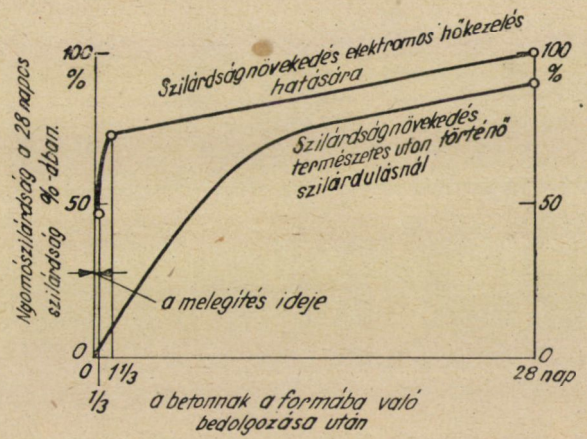
A betonkészítményeknek a meleg levegő általi hevítés folyamán keletkezhető kiszáradásának veszélyét a közben történő vízleadás csökkenti és kiküszöböli. Amennyiben ez valóban fennáll, akkor a meleg levegő alkalmazása a gőzkezelésnél lényegesen gazdaságosabb lenne.

A betonnak, beléje mélyített elektródák révén *elektromos hővel* való fűtési



Vasbeton zsaluzat gőzfűtése

18. ábra. Vasbeton zsaluzat gőzfűtése



19. ábra. Az elektromos hőkezelés hatása a beton szilárdságnövekedésére

eljárását pillanatnyilag egy kutatási programm keretében tanulmányozzák. A kísérleteknél 10—12 mm ∅-jű betonacélok szolgálnak elektródákként, melyek áramforrással vannak összekötve. Ezt az eljárást ismételten alkalmazták olyan országokban, ahol tartós faggyal lehet számolni, mint pl. Szovjetunió és Svédország. A 19. ábra az elektromos úton melegített beton szilárdságnövekedését mutatja természetes úton szilárdult betonnal szemben.

A *vakuumeljárás* szintén a beton szilárdulását gyorsítja. Ez az eljárás abból áll, hogy a friss betonból közvetlenül elkészítése után megfelelő felszerelés

segítségével légritkítás segítségével a felesleges vizet elvonják, miáltal a szilárdulás meggyorsul.

A betonszilárdság gyors fokozásának *vegyszerekkel* való elősegítése nem ajánlatos, mert ez a végszilárdság rovására megy.

f) *Az üzem iparosítása*

Az előregyártott vasbeton építőelemes építésmód megfelelően felfokozott gépesítésével és szervezésével egy iparosított üzem keletkezését kell elérni.

A gépesítéshez tartozik: a betonkeverő berendezés gépesített kezelése; a betonnak a formákba és zsaluzatokba gépi úton való elosztása; emelőberendezés (portáldaruk, elektromos felvonók, fogaskerekű csörlők és hidraulikus prések) az elemeknek a zsaluzatokból való kiemelésére és azok tárolására, megfelelő emelőszerkezetek az elemek kiemeléséhez, tárolásához és beemeléséhez.

Az előregyártott elemes építésmód megszervezése az előregyártott építőelemek beépítésének különleges figyelembevételével, az egyes munkamenetek sorrendjének pontos betartásával és a rendelkezésre álló munkaerő gondos betervezésével történjék. A zsaluzatok, gőzölő berendezések és szerszámok legjobb kihasználása érdekében a legmegfelelőbb a munkáknak egy ütemterv szerinti végrehajtása. Ily módon biztosítani kell két sorozat előregyártott elemnek 24 óra alatt történő előllítását egy sorozat formában, továbbá a szerelés végrehajtását a lehető legrövidebb idő alatt. Köztársaságunkban ezt nagyobb építkezéseknél már elértük. Csak a berlini Sztálin-Allée és számos nagy iparüzem építkezéseit kívánom megemlíteni.

6. Az előállítás helye

A gyártás vagy helyhez kötött, központi betonüzemben történik, állandó jellegű termelésre méretezett felszereléssel, azonban hosszú szállítási távolságokkal és költséges rakodási munkával, vagy pedig ideiglenes előállítási helyen az építkezés helyszínén, esetleg annak közelében, kisegítő termelőeszközökkel, azonban nagy távolságokra való szállítás nélkül és csekély rakodási munkával.

Minden építési helyet, ahol előregyártott elemeket alkalmaznak, az előállítási hely kedvező felépítése szempontjából meg kell vizsgálni. Ezzel kapcsolatosan a következő kérdésekre kell választ kapnunk: *a)* rendelkezik-e az építési hely vágánycsatlakozással? Ha nem, milyen távolságra van a legközelebbi vágánycsatlakozás? *b)* Elegendő szabad területtel rendelkezik-e az építési hely, vagy szorosan körülhatárolt-e? *c)* Az adalékanyagok kitermelési helyeihez viszonyítva, szállítás szempontjából kedvező elhelyezésű-e? *d)* Milyen az építési hely megközelítése? Sík, vagy dombos terület? *e)* Fennáll-e a kavics építési helyi kitermelésének lehetősége? *f)* Elegendő munkaerővel rendelkezik-e az építkezés munkabéren felüli juttatás nélkül? *g)* Vannak-e munkaerő nehézségek?

h) Milyen formákról, darabszámokról és darabsúlyokról, valamint az előállítandó előregyártott betonelemek milyen összmennyiségéről van szó? *i)* Melyek az egyes építmények építési határidei?

Nagyjából kimondható, hogy egy közepesen kedvező fekvésű építési hely esetén, nehezebb elemek (db-ként kb. 2 t-tól felfelé) előállítása a rakodó- és szállítómunkák megtakarítása érdekében feltétlenül az építkezés helyszínén történjék. A legnehezebb elemeket (6 t-tól felfelé) a beépítés helyének közvetlen közelében, de mindenesetre még az alkalmazandó emelőszerkezet hatáskörén belül kell előállítani. Feltétlenül kívánatos a rendelkezésre álló terület beosztása, a szerelőszerkezet számára szükséges hely figyelembevételével. Minden nehéz elem számára tervszerűen meg kell állapítani annak előállítási helyét, amint azt a 20. ábra mutatja. A 2—6 t súlyú elemek számára az építkezés szinhelyén kisebb vízszintes szállítóeszközök is beállíthatók.

6. Szerelőeszközök és szerelés

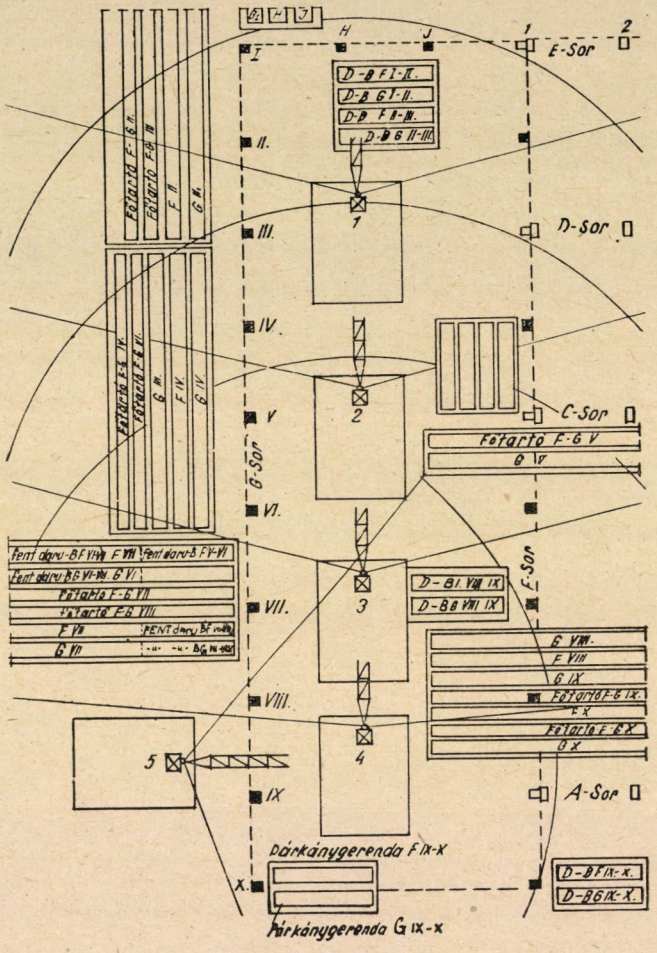
Előregyártott elemes építkezések gazdaságos kivitelezéséhez külön erre a célra kialakított emelőszerkezetek szükségesek. Az acéliparból vett daruk használata csak kisegítő megoldás lehet és olyan emelőszerkezeteket kell kifejleszteni, melyek megfelelnek az előregyártott vasbetonelemes építésmód különleges követelményeinek.

Nagyon alkalmas szerkezet a kerekeken gördülő portáldaru, különösen az előregyártott elemek előállítási helyén. Ilyen portáldaruk nagyságát legmegfelelőbben a DIN 15020 szerint választják meg, éspedig a következő teherbíróképességnek megfelelően : 1, 2, 3, 5 és 12,5 t. Ha kivételes esetben nehezebb elemeket készítenek, akkor ezekhez két portáldarut vagy hidraulikus préseket alkalmaznak. Magam részéről 12,5 t-nál nehezebb portáldaruk alkalmazását nem látom indokoltnak. Bizonyos esetekben a szerelésnél is alkalmazhatnak portáldarut, különösen ha az építmény nagysága egy ilyen — akár fából, akár acélból készült — daru elkészítését indokolttá teszi. A 21. ábra egy nehéz portáldaru szerkezetét mutatja. Szerelési daruk legújabb fejlődése során u. n. emeletportál-darukat szerkesztenek, amelyeket lakóházépítkezéseknél emeletről-emeletre felhúznak és sínpályájuk konzolosan túlnyúló külső állványzaton nyer elhelyezést. Ez a daru természetesen csak olyan sorházépítkezéseknél kerülhet alkalmazásra, melyeknek max. szélessége cca 10 m.

Úgynevezett »kábeldarut« mutat be a 22. ábra, vagyis olyan darut, amely csőrlő segítségével kitámasztási állásból üzemi állásba hozható.

Egy másik, a szerelésnél különösen jól alkalmazható daru a gördülő gémesdaru. Építési helyeink tapasztalatai alapján ilyen daruval szemben a következő követelményeket kell támasztani : elforgathatóság : 360° ; lehetőleg pneumatikus kerekeken gördüljön ; teherbíróképesség 10, 20, 30, 40 t ; emelő-

magasság : 30 m ; drótkötelekkel való rögzítés nélküli használhatóság ; oldalirányú erőkkel szemben nagyfokú ellenállás. Ez feltétlenül szükséges, mivel nehéz elemeket gyakran ferde húzókötelekkel vontatnak oda ; célszerű az emelőkart végénél egy ú. n. csőrrel ellátni, melynek segítségével kisebb terhek

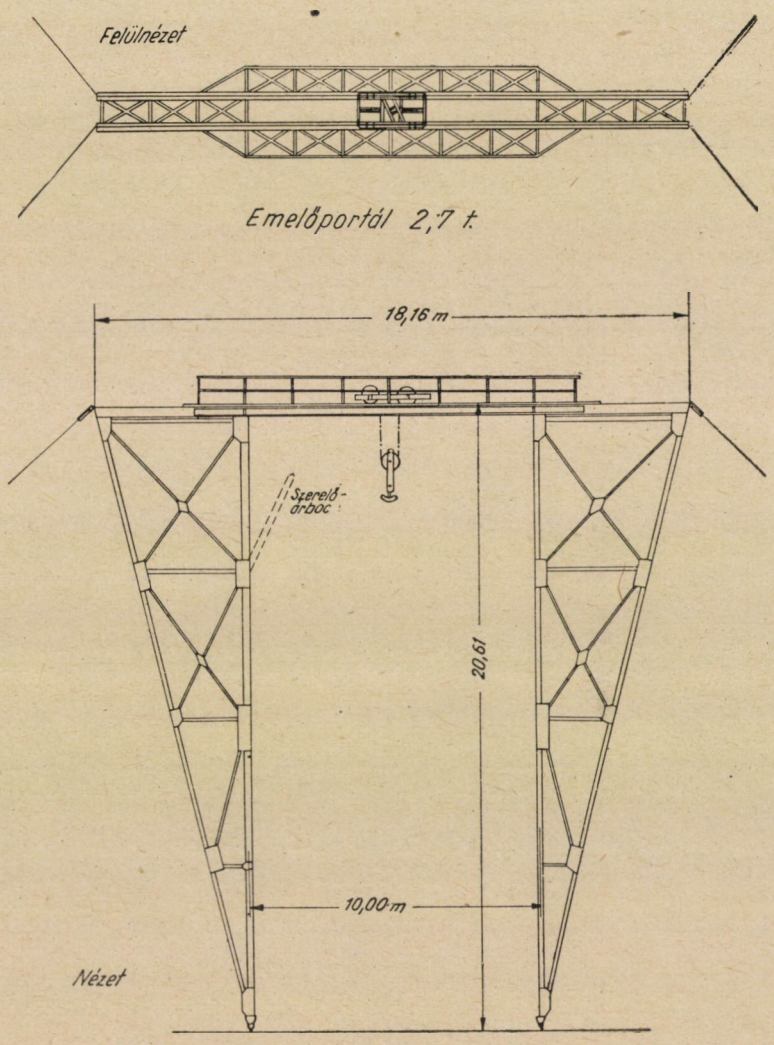


20. ábra. Munkaterület beosztása és szerelés

— legfeljebb a teherbíróképesség 20%-a — gyorsanfutó csőrlő segítségével felhúzhatók.

Ilyen típusú daruval jelenleg a berlini Koll. Krauss, VEB Baumechanik cég kísérletezik (23. ábra). Egy 5 m nyomtávú és 5 m tengelytávolságú gördülő portálszerű alépítményre 360°-kal elfordítható, lehajlítható árbócú felsőrész kerül. Egy ellensúly és 2 vízzel megtöltött tartály szolgál az egyensúly beállítására. Emelőmagassága kb. 25 m, legnagyobb kinyúlása kb. 18. m. Teherhordóképessége függőleges helyzetben 30 t, 10 m-es kinyúlásnál kb. 7 t.

Miután még nem rendelkezünk elegendő számú szerelődaruval, néhány államosított vállalat ötletesen segített magán, amennyiben kisegítésképpen fa-darukat állított elő. A 24. ábra egy gördülő árbocdarut mutat be fából.

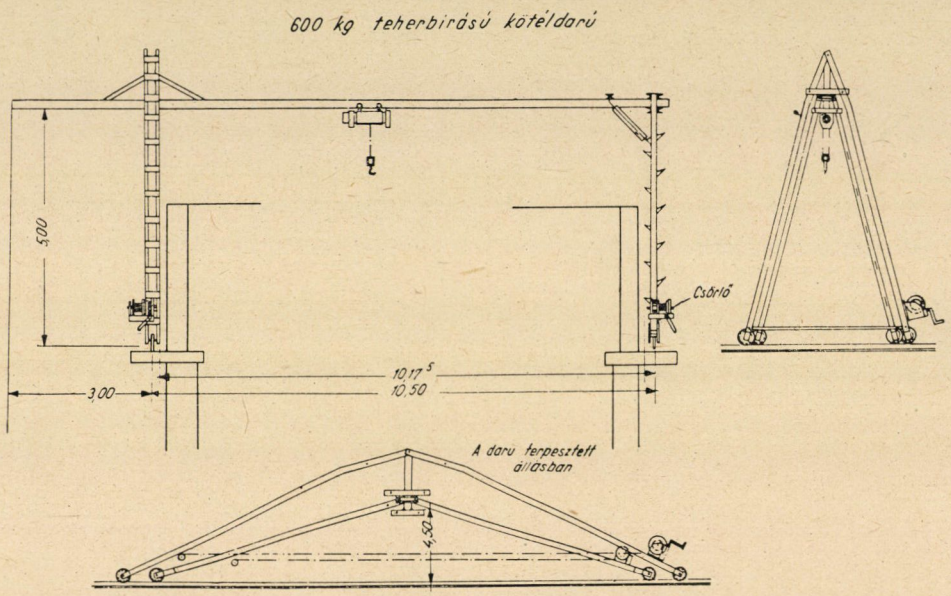


21. ábra. Szerelő portáldaru. Hordképesség 30 t.

2,5 t súlyig terjedő előregyártott elemeknél legjobb eredménnyel a 30 vagy 45-ös típusú toronydarukat alkalmazzák, 20 m-ig terjedő kinyúlással. Újabban a többemeletes lakóházépítkezések keretvázas építésmódjánál a 6 t teherbírású

ú. n. emeletes Derrick-daruk használatára tértek át, melyek emeletről-emeletre haladnak felfelé. Az emelőszerkezetek kérdése szabványosítást tesz kívánatossá, hogy az előregyártott elemek tervezői, terveik elkészítésénél, bizonyos emelőszerkezetekkel és meghatározott maximális szerelési terheléssel számolhassanak.

Nehéz oszlopok szereléséhez olyan berendezéseket kell szerkeszteni, melyek a fekvő oszlop lába alatt helyezhetők el, hogy ezek a láb vízszintes mozgását a felhúzásnál megkönnyítsék és a daru igénybevételét ferde húzásra csökkentsék. E célból az egyik nagy építkezésen egy jól használható berendezést állítottak



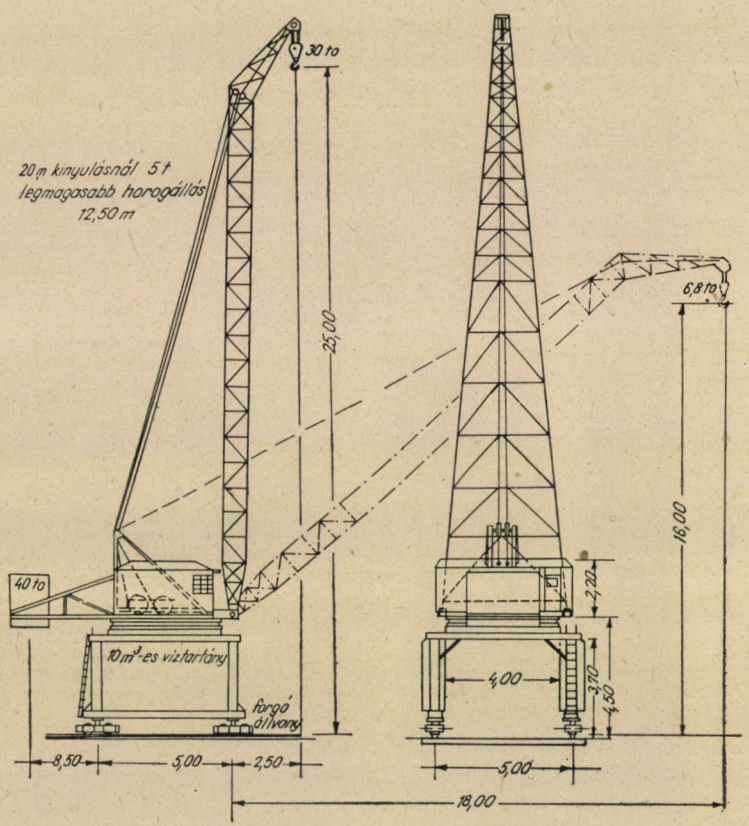
22. ábra. Szerelő portáldaru lakóházépítkezések számára. 600 kg teherbírású kötéldaru

elő, amelyet a 25. ábra tüntet fel. A nehéz elemeknek a daruhorogra való felfüggesztése közbeiktatott tartókkal vagy függesztő rudakkal történjék. Oszlopokat fejüknél fogva, gerendákat két ponton és lemez-elemeket négy ponton kell felemelni. Magát a szerelést folyamatosan kell végrehajtani. Ez csak akkor vihető keresztül, ha elegendő számú elem van raktáron.

Befejezésül még csak az előregyártott elemes építésmód további alkalmazási lehetőségeit szeretném szemléltetni. Nálunk jelenleg gabonasilókon dolgoznak, amelyek építésénél a kb. 5 m ∅-jű köralakú cellákat 50—100 cm magas egymásra helyezett előregyártott gyűrűből fogják előállítani. Előregyártott elemekből készült hidakon is dolgozunk. A 26. ábra egy ívhíd tervét mutatja. A híd szerelését mindkét partról két daruval kívánják végrehajtani, a híd közepének alátámasztása nélkül. A szerkezet szerelés közben háromcsuklós ívként dolgozik, majd a középső csuklót bebetonozzák. Különleges elrendezés révén lehetővé

válik az ív magasságának változtatása. Az ívek T-alakú bordák (övvel lefelé), melyek közeit betonnal kitöltik, úgyhogy az összterhelés felvétele egy tömör kétcsuklós ív révén történik.

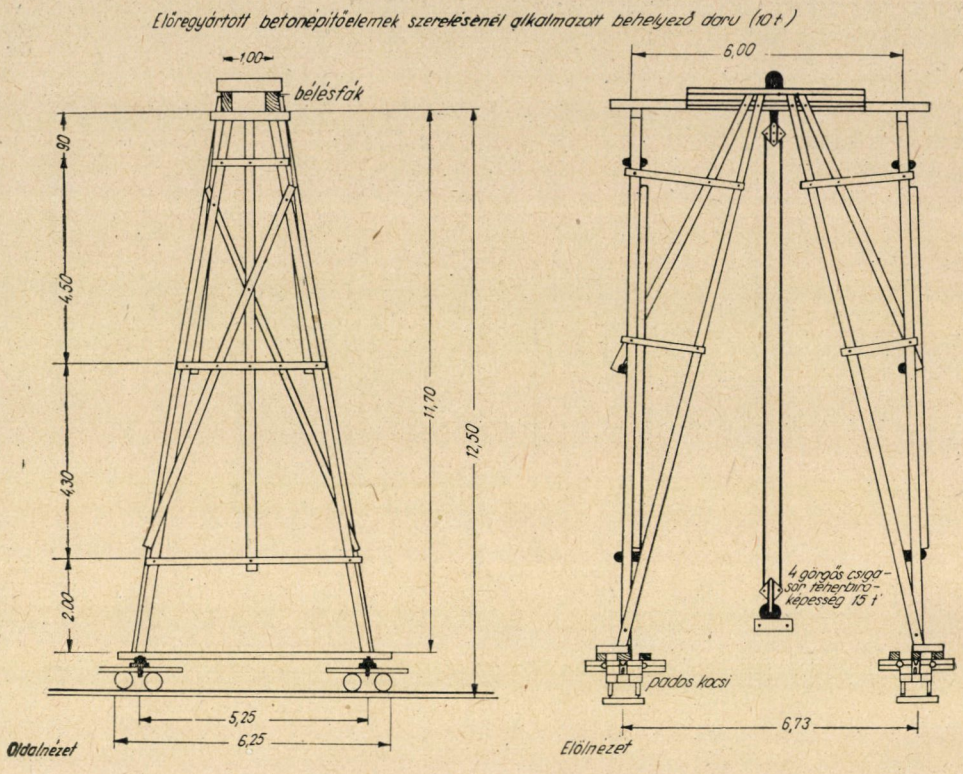
A nagy fal- és födémelemes lakóházépítkezés fejlődése nálunk még nem mutat különösebb előrehaladást. Az első ilyen kísérleteket a szászországi



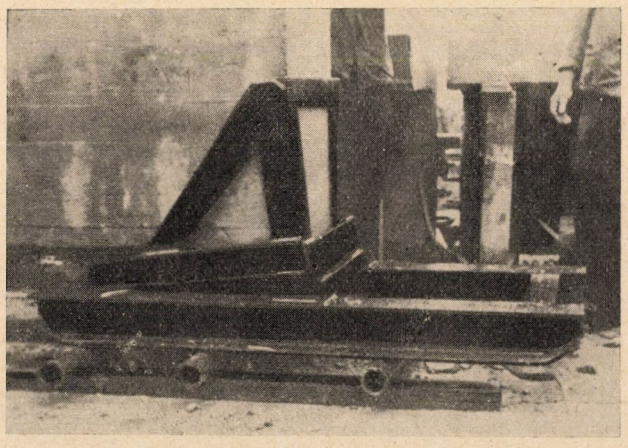
23. ábra. Konzolos forgódaru előregyártott vasbeton elemek beemelésére

Freibergben, egy lakótelep sorházépítkezésénél látjuk, ahol kb. 3 m^2 felületű és 38 cm vastag, 2 t súlyú falazott falelemeket gyártanak előre és helyeznek be.

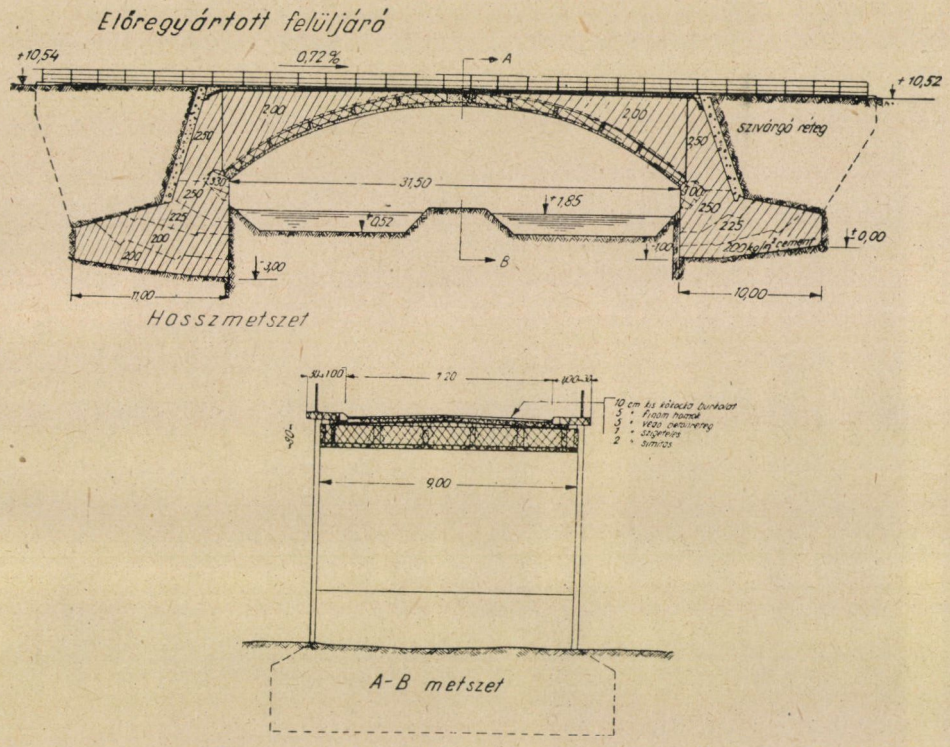
Befejezésül nyomatékosan fel szeretném hívni a figyelmet arra, hogy az előregyártott elemes építésmód termékeny továbbfejlesztése csakis építész és mérnök — ezen belül statikus és szerkesztő mérnökök és különösen kivitelező mérnökök — legszorosabb együttműködéséből fejlődhet ki a tervezés első pillanatától kezdve.



24. ábra. Kisegítő szerelődaru, fából



25. ábra. Egy oszlopláb mozgó alátámasztása az oszlop felemelésénél



26. ábra. Előregyártott ívhíd

Az előadáshoz hozzászólt: *Egyed Zoltán*

ELŐREGYÁRTOTT VASBETONELEMEK MÉRETTŰRÉSEI

Prof. Dr ING. W. HENN és J. H. KRELL

[MŰSZAKI EGYETEM, DREZDA]

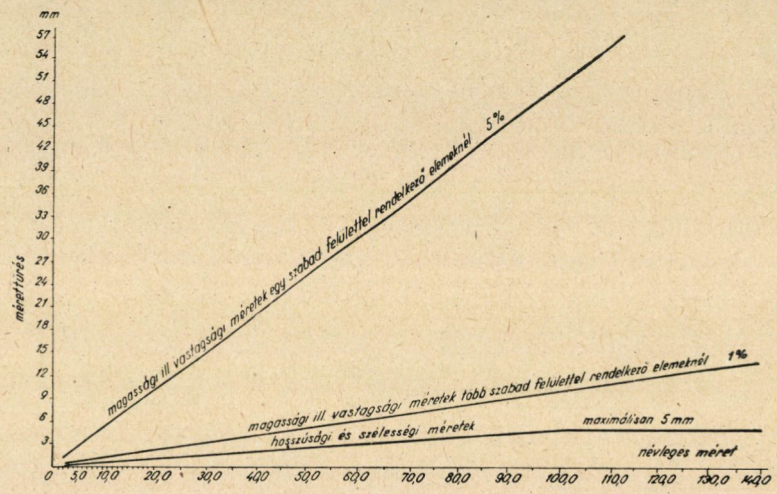
Az eddig ismert módszerekkel, merev zsaluzással előállított monolit vasbetonszerkezeteken végzett mérések ahhoz a megállapításhoz vezetnek, hogy az építmény méretei a terv szerinti méretektől többé-kevésbbé eltérnek. Például valamely támasz hosszúsága, amely előírás szerint 5,0 m, valójában esetleg 4,97, esetleg 5,03 m. Az eltérést nem lehet kiküszöbölni, velejárója az építés folyamatának s amíg bizonyos határok között marad, nem is veszélyezteti a monolit építmények stabilitását. Eddig az előállítási költségekre sem volt hatása, mivel az épületszerkezetek nyers állapota és végleges állapotuk más-más lapra tartozott. Mielőtt a kivitelhez hozzáláttak volna, a méreteket a nyersszerkezeten ellenőrizték és azokat a kiviteli rajzokon megfelelően javították. Midőn azonban épületek ipari előállítására és — kivált a vasbetonépítkezésben — előregyártott elemek alkalmazására térünk át, a megengedhető tűréseket pontosan meg kell határoznunk. Egyfelől ugyanis előregyártott épületelemek az épületen történő összeillesztésük alkalmával nem igényelhetnek utólagos megmunkálást s szükség esetén akadálytalanul kicserélhetőknek kell lenniök, másfelől a belső kiképzés elemei is egyre inkább sorozatgyártással készülnek és az épületen már csak a száraz összeszerelés munkáját végzik. Végül pedig nem feledkezhetünk meg arról sem, hogy a vasbetonelemek tűrései az épületek stabilitását is befolyásolhatják. Ezért tehát az előregyártott vasbetonelemek mérettűréseit egyértelműen meg kell állapítani. Első látásra feladatunk könnyen megoldhatónak tűnik, de a kutatások megmutatták, hogy mérettűréseket rögzíteni az építőipar számára éppenséggel nem egyszerű dolog.

Nem elegendő, hogy a mérnökök, a hajszálpontos munka vágyától fűtve, rajztáblájuk mellől az elérhető legszigorúbb pontosságot követelik meg; a szoros mérettűrések ugyanis költségesek. A gazdasági szempontok és megfontolások tehát döntően belejátszanak a mérettűrés szabályozásába; mégsem szolgálhatnak kiindulásul vizsgálatainkhoz.

Az egész bel- és külföldi irodalomban hiába keresünk olyan közleményt, amely az építőipari mérettűrésekkel foglalkoznék. Nyilvánvaló, hogy e téren rendszeres kutatómunkát eddig egyáltalán nem folytattak.

Néhány évvel ezelőtt, amikor először vetődött fel a megengedhető mérettűrések kérdése, a gyakorlati szakemberek tapasztalatból azt állították, hogy vasbetonszerkezeteknél $\pm 5 - \pm 10$ mm-es pontossággal, tehát 10—20 mm-es tűréssel lehet számolni. De ez a tűrés már az előregyártott elemeken végzett első mérések során többnyire csekélynek bizonyult.

Tudjuk a fémipar gyakorlatából, amelyben a mérettűrések és az illeszkedések kezdettől fogva nagy szerepet játszottak és azok meghatározott értékei is évtizedek óta ismeretesek, hogy a mérettűrések a névleges méret nagyságától



1. ábra. Betonelemek megengedhető mérettűrései a DIN 18 500 (1951 okt. szabványtervezet) szerint

függenek s a méret növekedésével parabolaszerűen növekednek. Feltehető volt, hogy az előregyártott vasbetonszerkezeteket ugyanilyen összefüggés jellemzi, ennek ellenére a DIN 18500 tervezetének 1951 októberi változata, amely a betonkövek és előregyártott vasbetonelemek minőségi előírásait tartalmazza, a megengedhető méreteltérések következő lineáris meghatározását adja:

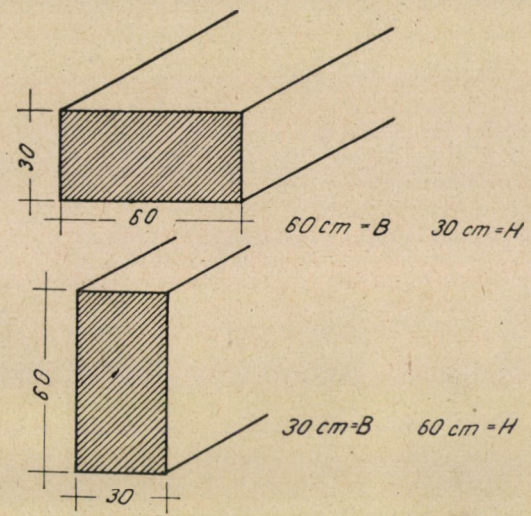
A hosszúsági és szélességi méretek a névleges mérettől legfeljebb 0,5%-kal, de 5 mm-nél nem többel, a magassági, ill. vastagsági méretek egy szabad felülettel rendelkező elemeknél legfeljebb 5%-kal, több szabad felülettel rendelkező elemeknél legfeljebb 1%-kal térhetnek el.

Ezt fejezi ki grafikusan az 1. ábra.

A meghatározás elméletileg és gyakorlatilag egyaránt megalapozatlan. Éppen ezért a megengedhető mérettűrések szabványjavaslatának alátámasztására nélkülözhetetlennek látszott a ténylegesen előforduló mérettűrések eddig hiányzó, pontosabb ismerete. Ennek megszerzésére az Ipari Épületek és Épületszerkezetek Intézete a drezdai műegyetemen számos mérést és vizsgálatot végzett, melyek eredményeit kivonatosan most először hozzuk nyilvánosságra.

A kutatásnak először az előregyártott vasbetonelemek ezidőszerint mutatkozó méreteltéréseivel kellett foglalkoznia. Sokezer építőelem tényleges méreteit hasonlítottuk össze a tervek névleges (előírt) méreteivel. A méréssorozatok célszerű feldolgozása, ami a valószínűségszámításon (nagyszámok törvényén) alapuló matematikai statisztika révén történt, megkívánja eleve helyes megválasztásukat és csoportosításukat.

Megkívánja továbbá, hogy csak azonos jellegű méreteket, vagyis azonos feltételek között előregyártott elemeket foglaljunk össze. Egynemű, de külön-



2. ábra. 30×60 cm-es támasz B és H méreteinek értéke két különböző zsaluzási helyzetben

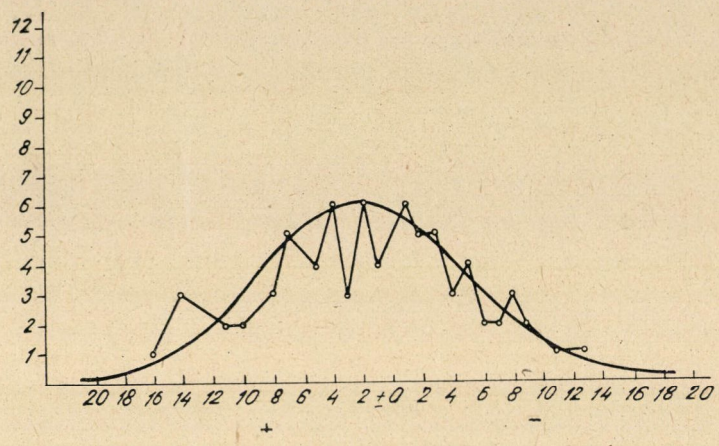
böző építési helyeken előállított építőelemek nem foglalhatók össze amint vannak, mert a valószínűség törvényei így rájuk még nem alkalmazhatóak. A méréseket is a lehető legegységesebb feltételek között (ugyanaz a mérőcsoport, hitelesített mérőeszközök stb.) kell eszközölni.

Figyelembe veendő további szempont az, hogy előregyártott vasbeton elemeknél a betonozásból, nem pedig a későbbi beépítésből kell kiindulni. Valamely támasz szélessége betonozáskori helyzetének folyománya (2. ábra), akárcsak magassága és hosszúsága. Ami a hosszúságot illeti, még különbséget tehetünk részleges és teljes méretek között. Ezek lerögzítésére azért van szükségünk, hogy a statisztika úgynevezett kollektíváihoz hozzájuthassunk. Ezek révén a méreteltérések eloszlása az ismert Gauss-féle normáleloszlási görbe* (véletlen eloszlás) (3. ábra) szerint alakul. A sorozatos méréseket számos név-

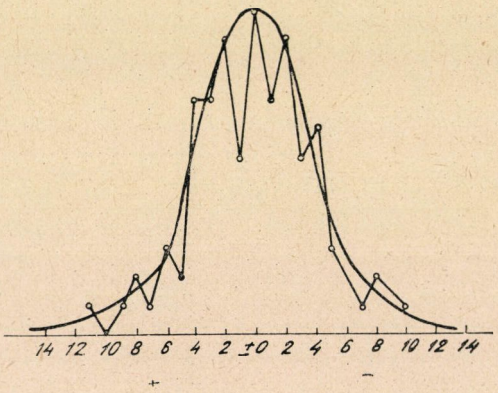
* A vita során dr. Olszak professzor (Varsó) felhívta figyelmemet arra, hogy egyfelől valamely építőelem lehet ugyan elméletileg végtelen nagy, de soha nem lehet negatív nagyságértékű, másfelől a Gauss-féle görbe szimmetrikus menetű és az abszcissza-tengelyhez kétfelől asymptotikusan közelít s ezért alkalmazása elméleti pontatlansággal jár. Ennek azonban gyakorlati jelentősége nincs. Azok az aszimmetrikus eloszlási görbék ugyanis, amelyeket Pearson dolgozott ki sem nyujtottak meggyőzőbb eredményeket.

leges méretre kell elvégezni. Az eloszlási görbe, a mérettűrés névleges méretektől való függőségének megfelelően, az utóbbiak növekedésének arányában szélesedik ki (4. ábra).

Egy épület minden elemének vizsgálata általában nem lehetséges, ezért az egyes méréssorozatok mindig csak kémpróbák az építőelemek valamely csoportjának egészében. Összehasonlító számításokból kitűnt, hogy az építő-



3. ábra. 93 mérési érték gyakoriságeloszlási görbéje 40 cm névleges méret esetén

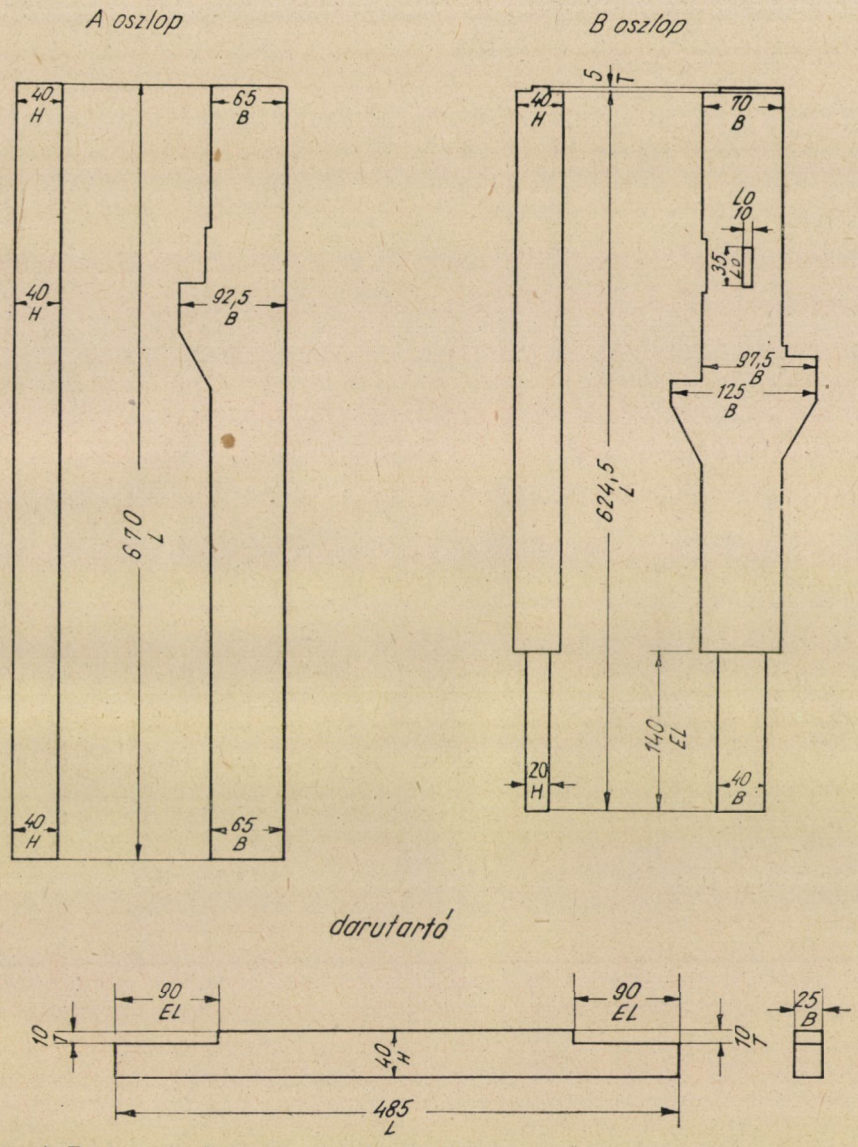


4. ábra. 82 mérési érték gyakoriságeloszlási görbéje 475 cm névleges méret esetén

elemek egy-egy csoportjával és egy-egy névleges méretre vonatkozó méréssorozatban elegendő 50 mérést végezni. Ennyiből már kialakul a méreteltéréseknek a Gauss-féle normáleloszlási görbe szerint kiértékelhető eloszlása. Hiába végeznénk 50 helyett 100 mérést, nem tennénk szert annyival nagyobb pontosságra, amennyivel több energiát pazarolnánk a mérésekre és azok feldolgozására.

Ezzel szemben egy-egy névleges mérettel kapcsolatosan egyazon építési hely különböző elemein legalább négy sorozatmérést kell eszközölnünk. A különböző építési helyeken vagy betongyárakban végzett méréseket végrehajtásuk

és feldolgozásuk során egymástól gondosan el kell különítenünk, különben nem számíthatunk olyan eredményekre, amelyek a gyártási helyre és a gyártási módra jellemzőek. A legfontosabb, hogy a szóbanforgó négy különböző építő-



5. ábra. A, B támasz és darutartó ; mindegyik építőelemen megtalálható a H = 40 cm magassági méret

elem közös névleges méretekkel rendelkezzék, szerkezeti szempontból azonban elütő legyen (5. ábra). Egy kémpróba tehát egy építmény négy építőelemének valamely közös és egynemű névleges méretére (pl. 40 cm magasságra)

vonatkozólag 200 mérésből áll. Ilyen módon a kémpróba jellemzőbb lesz a gyártott mennyiségekre, mintha csak az építőelemek egy csoportján eszközölt méréseket foglalná magában. Az sem volna helyes, ha a négy építőelemen végzett mérések eredményeit eleve egyetlen vizsgálat anyagává foglalnók össze. A méreteltérések eloszlása ugyan ebben az esetben is a Gauss-féléhez hasonló görbét adná, csakhogy ennek nagyobb volna a szórása és az egyes méréssorozatok sajátos jellemzőit nem eléggé világosan fejezné ki. Ezenkívül csak nehézségek árán tudnánk felismerni az építőelemek egyes csoportjainak szélső hibaértékeit, az úgynevezett kiugró értékeket, melyeket feldolgozás előtt számításainkból ki kell iktatnunk.

Az építőelemek neme szerinti csoportosításból több eloszlási görbe származik, melyek egymástól eltérhetnek, ezért meg kell határozni középértéküket. A középérték kialakításakor minden egyes görbe jellemző szórásának értékéből, a σ-ból indulunk ki. A σ a négyzetes közepes szórás, melynek képlete a következő:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n}(x_i - m)^2}{n-1}}$$

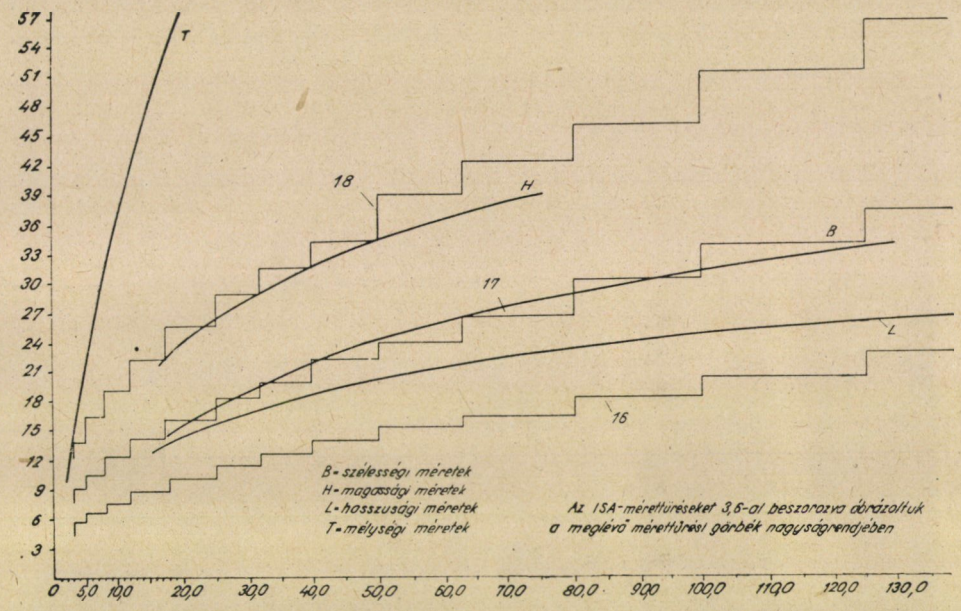
ahol n a mérések számát, x_i a méreteltéréseket és m a méreteltérések számtani középarányosát jelenti. Nagy előnye σ-nak, hogy a Gauss-féle normáleloszlási görbével közvetlen összefüggés mutat. Ugyanis a valószínűség elméletéből levezethető, hogy 6σ ($= \pm 3\sigma$-határ) a várható eltérések 99,73%-át magában foglalja. Megtaláltuk tehát a nagyságértékét annak a mérettűrésnek, amely a méréssorozatban vizsgált anyag egészének ($= 100\%$) gyakorlatilag maradéktalanul megfelel. A különböző eloszlási görbék számtani középarányosának kiszámításával pedig a valószínűségszámítás szerint megteremtjük a tűrésekre vonatkozó minden vizsgálódás elméleti alapját.

Az eszményien helyes eljárásnak a sorozatos méréseket a névleges méretek egész tényleges tartományára ki kell terjesztenie. A hosszméretek tartománya 20 m-ig terjed. A névleges méretek ama pontjait, ahol méréseket fogunk végezni, először csak becsléssel jelölhetjük ki, hiszen még nem ismerjük a tűrési görbe menetét. Miután a méréseket feldolgoztuk, visszatekintve következő elosztásukat ajánlhatjuk:

Hosszméretek 0—20 000 mm
esetleg 40, 100, 200, 330, 500,
800, 1200, 1800, 2600, 3800,
5600, 8000, 11 500, 16 500 mm-nél
vagy esetleg 40, 100, 180, 300, 450,
650, 950, 1350, 1900, 2600,
3600, 5000, 6800, 9500, 13 000,
18 000 mm-nél.

A hosszméret 0-tól 20 000 mm-ig terjedő tartományában tehát mintegy 15 névleges mérettel megjelölt helyen végzünk méréseket. Ha négy méréssorozat-

ban mindezeken a helyeken 50—50 mérést eszközlünk, tehát az eszményileg kívánatos esetben csak a hosszméret mérettűrési görbéjének megállapításához nem kevesebb, mint 3000 mérés szükséges. Hasonló méréssorozatokat kell összeállítanunk a névleges szélességi és magassági méretek megfelelően nagykiterjedésű tartományaira is. Ez első pillanatban talán túlzott kiterjesztésnek tűnik, azonban vizsgálataink igazolták, hogy a méréseknek ez a sokasága nélkülözhetetlen. Első méréseinket nem tudtuk értékelni, illetőleg nem alakíthattunk ki belőlük meggyőző eloszlási görbéket, mert nem elég nagy körültekintéssel csoportosí-



6. ábra. A rendelkezésre álló mérettűrések alakulása
Az ISA mérettűréseket a rendelkezésre álló tűrési görbébe 3,6-tal beszorozva vettük fel

tottuk őket. Csak akkor jutottunk meglepő törvényszerűségekre, amikor az egyes méréseket a fentemlített pontok figyelembevételével kollektívákba osztottuk be.

Az ideális esetet — vagyis azt, hogy a névleges méretek tartományát mérésekkel teljesen ellenőrizzük — elérni nagyon nehéz. Kivételes esetekben ezért beérhetjük olykor 20 méréssel is, de ilyenkor, és ha a névleges méretek nehezen mérhető, vagy ritkán előforduló tartományáról van szó, melyben esetleg csak két méréssorozatot tudunk végezni, a szomszédos helyeken négynél több méréssorozatot kell eszközölnünk. Ebből is nyilvánvaló, hogy szórványos méréseknek, kivált ha 20-nál is kevesebb van belőlük, nincsen semmi értékük. A valószínűségre általánosítva ugyanis csak több egynemű méréssorozatból következtethetünk.

A tűrési görbék, melyeket az előadott szempontok szerint végzett és az előregyártott vasbetonelemek hosszúsági, szélességi, magassági és mélységi

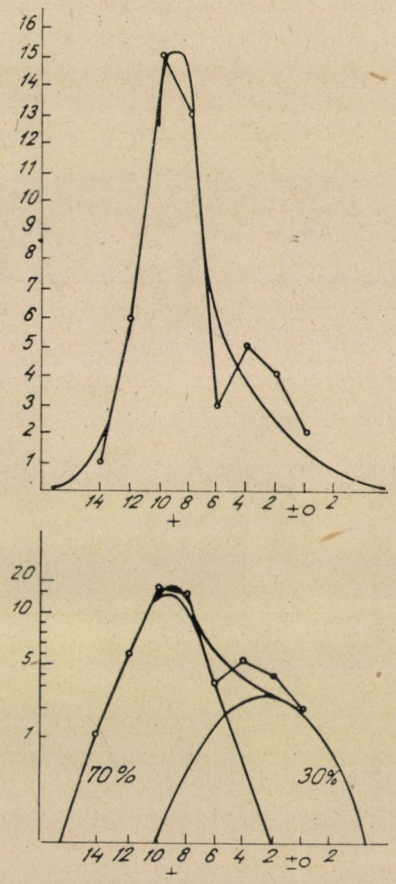
méreteire vonatkozó széleskörű méréseink eredményeztek, a 6. ábrán láthatók. Ezek szerint a méreteltérések a névleges méretek nagyságának függvényei és azok növekedésével párhuzamosan növekednek. Az eltérések legkisebbek a hosszméretekben, nagyobbak a szélességi és magassági, legnagyobbak a mélységi méretekben. Összehasonlításul berajzoltuk az ábrába a gépipar ISA-tűréseinek alakulását, s hogy tűrési görbéink nagyságrendjébe beilleszthetők legyenek, azokat előzőleg a 3,6 tényezővel szoroztuk. A görbék hasonló törvényszerűségekre vallanak, de nem fedik egymást. A közel egyenlő voltuk a 20-tól 40 cm-ig terjedő szakaszon csak látszólagos, a tényezővel való beszorzás folyománya. Az ISA-mérettűrések lépcsős görbéi még a nagyobb névleges méretekkel is viszonylag meredeken együttemelkednek, az építőipari hosszméret-tűrések görbéi viszont a névleges méretek növekedésével mind laposabbak lesznek. A B, H és T görbék valószínűleg hasonlóan viselkednének, ha a névleges méretek velük kapcsolatos tartományai nem szorulnának oly szűk határok közé. A görbéket az ISA-mérettűrések mintájára lépcsőzéssel fogjuk helyettesíteni, mert alkalmazásukat a gyakorlatban megkönnyíti, ha a névleges méretek egy-egy tartományára vonatkozó tűréseket csak egy táblázatról kell leolvasni.

Másik fontos feladat a minőségi osztályok felállítása, ugyanis némely fontos építőelem tűréseivel szemben várhatólag magasabb követelményeket fognak támasztani, mint amilyenek ma általában kielégítenek. A tűrések alapgörbéjének megállapítása után már csak az a kérdéses, hány minőségi osztályt s ezeknek milyen fokozatait kell felállítani. Az osztályozást leghelyesebb a Gauss-féle normáleloszlási görbére alapozni, azt mérlegelve, hogy az építőelemek összességének hány százalékát kell a Gauss-féle normáleloszlási görbe határmezőiben kirekeszteni. Az elemek előállításának módjait (acélzsaluzás, fazsaluzás, tömörítés módja, zsaluzás tartama, utókezelés) az előírt minőségi osztálynak megfelelően kell megválasztani. Ezek már gazdasági megfontolások, ill. üzemtechnikai feladatok, amelyek a mérettűrések alapvető ismérvi körén kívül esnek. Helytelen volna azt hinnünk, hogy a különösen mérettartó előregyártott vasbetonelemek számára feltétlenül acélzsaluzást kell előírnunk. Szorítkozzunk inkább a mérettűrések minőségi osztályainak meghatározására és bízzuk a kivitelező mérnökre, hogyan tesz eleget követelményeinknek.

A mérések és eredményeik megbízhatósága kitűnik az alábbiakból:

Vizsgálataink révén, az egyes méréssorozatok középértékének a névleges mérettől való eltéréséből utólag meghatározhattuk az építőelemek betonozáskori helyzetét. A grafikus feldolgozáskor viszont feltűnt, hogy három érték idegen tartományba került, mint például egy különálló szélességi érték a magasságértékeknek egyik nagyon zárt csoportjába. Feltehető volt, hogy elírás történt; a mérési jegyzőkönyvek ellenőrzése azonban ezt nem támasztotta alá, ha csak annyiban nem, hogy ezek az értékek mind ugyanannak a darupálya-

támaszsornak értékei. Arra következtettünk tehát, hogy ennek a sornak a darupályatámaszait nem a megjelölt helyzetben betonozták, hanem élreállítottan ; a felvilágosítás, amelyet az építkezésen beszereztünk, ezt a következtetésünket utólag teljesen igazolta. A támaszokon végzett méréseknél tehát csak fel kellett cserélnünk a méretfajták elnevezését, a magassági és



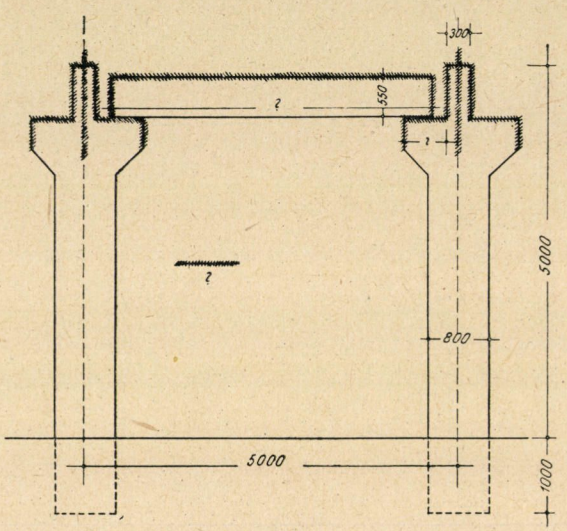
7. *ábra.* Vegyes kollektíva
Abszcissza : méreteltérések (+, —) mm-ben. Intervallum 2 mm
Ordináta : Az előfordulás gyakorisága (1, 2, 3...)
az alsó ábrán log. léptékben feltüntetve

a szélességi méreteket s a közös méretfajtához tartozó értékek tökéletesen megfeleltek egymásnak.

A szabályos Gauss-féle normáleloszlási görbe nem mindig alakul ki. Az eloszlási görbék néha a 7. ábra szerinti jelleget öltik. Ilyenkor a velük kapcsolatos építőelemfajta többnyire vegyes kollektívát képez, amelyben különféle hatások keverednek ; ezeknek kielemzése a kivitelező mérnöknek a gyártásban és a mérettűrések csökkentésében értékes irányításul szolgálhat. Ezek-

ben az esetekben a mérések és grafikai feldolgozásuk fontos segédeszköz lehetnek az előállítás folyamatának ellenőrzéséhez.

A Gauss-féle görbe azonban még e vegyes kollektívák gyakoriság-eloszlását is megközelítőleg és értékelhetőleg pontosan fejezi ki. Az összesített gyakoriság-eloszlásnak a tűrések meghatározásában mindaddig döntő szerepe van, amíg a részkollektívákat, okaik és különbségeik ismeretének híján, nem tudjuk egymástól elkülöníteni. Ezért nem is szükséges a mérettűrések meghatározásához, hogy minden egyes méréssorozat felvételekor megállapítsuk, mennyire



8. ábra. Kéttámaszú tartó

egyezik a Gauss-féle görbével, hanem megelégedhetünk néhány próbával is.

A mérettűrések vizsgálatának az is feladata, hogy felismerje a méretek eltérésében közrejátszó tényezőket és figyelembe vegye a mérettűrések nagyságára gyakorolt hatásukat. Ezeknek a feladatoknak azonban csak most lehet nekilátni, miután a mérettűrések nagyságában érvényesülő törvényszerűségeket tisztáztuk. Ne feledkezzünk meg arról sem, hogy a rengeteg mérés és számítás eredményeként meghatározott tűréseket a gyakorlatban alaposan ki kell próbálnunk. A mérettűrések kérdése ugyanis a tervezőknek eleinte nagy nehézségeket okoz, mert új és szokatlan szempontok szerint kell gondolkodniok. A gyakorlatra vár, hogy a tűrések javasolt fokozatait és a névleges méretek szerinti összefoglalását elbírálja.

A mérettűrés meghatározásában sokszor több tényező is közrejátszik és felvetődik az illeszkedések kérdése. A problémát alább egy példán ismertetjük, de megoldásának lehetőségeit ennek a tanulmánynak a keretében nem taglalhatjuk.

Egy kéttámaszú tartó esetében ismerjük a tartó tengelyhosszát és keresztmetszetét, továbbá az oszlop hosszúságát és keresztmetszetét. Keressük a tartó gyártási hosszát és felfekvési mélységét a konzolon (8. ábra).

Először is vegyük sorra, hol kell mérettűrésekkel számolnunk:

1. a tengelytávnál*, 2. a két tartóvégen, 3. a tartó felső élén, 4. az oszlopfej oldalirányú kiterjedésében, 5. a konzol oldalirányú kiterjedésében, 6. az oszlopfej felső élén és 7. a konzol felső élén. Jelen esetben figyelmen kívül hagyhatjuk a 3., 6. és 7. jelű tűréseket, mert az összeépítés és a használhatóság szempontjából általában nincs jelentőségük. Az 5. jelű tűrést csak azért kell figyelembe venni, mert alsó határával a tűrésnek megfelelő és statikailag szükséges felfekvési mélységet annak minimális mértékeként biztosítania kell.

Döntő szerepük van ezzel szemben az 1., 2. és 4. jelű láncszerűen összefüggő tűréseknek. Ezek határozzák meg a felfekvés tűrésének megfelelő mélységet, amelyhez még hozzá kell adni a statikailag szükséges mélységet és a tartó gyártási hosszát. A következő határesetekre kell ügyelnünk:

1. hogy a legrövidebb tengelytáv és legvastagabb oszlopfej esetében a leghosszabb tartó még beilleszthető legyen;

2. hogy a legnagyobb tengelytáv és a legkeskenyebb oszlopfejek esetén is meglegyen a legkisebb tartónak a statikailag szükséges felfekvése, legyen meg például a jobboldalán akkor is, ha baloldalán szorosan a támaszfejhez illeszkedik.

A felfekvéseket általában az építőelemek mindkét oldalán egyenlően nagyra kell kiképezni különben az elemek elhelyezésekor hibák keletkezhetnek. Ajánlatos az is, hogy a mérettűrések számításánál kezdetben hagyjuk figyelmen kívül a voltaképpeni illesztési hézagot. A tartó számított hosszúságán tehát a tiszta tartóhossz és az illesztési hézag összegét értjük.

A kérdés így azonban még nem hangzik elég átfogóan, a határesetekben ugyanis határértékek találkoznak, aminek annál kisebb a valószínűsége, minél nagyobb a szereplő tagok száma. Az illeszkedésekkel kapcsolatban fel kell tehát vetnünk azt a kérdést, mekkora valószínűség szól a határértékek (max. mérettűrések) találkozása mellett, — vagy másként, — feltehető-e, hogy az építőelemeket kedvezőtlen esetben az építési helyen kicserélik. Ezek a kérdések természetesen már a gazdaságosságot érintik.

Fontos azt is tudni, megkövetelik-e a jobb minőséget, tehát megengedhető-e bizonyos selejt-százalék, vagy esetleg utólagos megmunkálásra kell-e számítani.

Még sok kérdést lehet felvetni, amelyek részint csak elméleti érdeklődésre tartanak számot, részint meg éppen gyakorlatilag nagyon fontosak.

* Az itt szereplő tűrés alapvető sajátsága, hogy nem az egyes részek előállításától függ, hanem az összeszerelési folyamat határozza meg. Az erre vonatkozó mérések alapján pedig még nem mondhatunk ítéletet a szerelési tűrésekről.

Az előregyártott vasbetonelemek mérettűréseivel eddig nem törődtek, mert ezek statikai és szerkezeti vonatkozásban látszólag nem játszanak szerepet. Az itt elmondottak azonban segítsék azt a felismerést, hogy az előregyártott elemek mérettűréseinek vizsgálata tudományos feladat, amit csak akkor oldhatunk meg, ha az ismertetett módon többhelyütt hasonló méréseket végzünk.

*

Az előadáshoz hozzászóltak:

Barta József, a műszaki tudományok kandidátusa, *Gáâori Pál*, *Gyengő Tibor*, a műszaki tudományok doktora, *Jakó Sándor*, *Széchy Károly*, lev. tag, *Weisz György*.

UTÓFESZÍTÉS ÉS HELYSZÍNI ELŐREGYÁRTÁS, KÜLÖNÖS TEKINTETTEL A HÍDSZERKEZETEKRE

GNÄDIG BÉLA
[MÉLYÉPÍTŐ TERVEZŐ VÁLLALAT]

I. Utófeszített hídszerkezetek

A hídépítés tudománya nem egyenletesen fejlődött, mert egy-egy új építőanyag bevezetése nagy lendületet jelentett. Annak idején a hengerelt vas, később a vasbeton alkalmazásával a hídépítés tudományának egy-egy új korszaka kezdődött. A feszített beton révén is a továbbfejlődés új útjai nyíltak meg.

A Szovjetunióban, Franciaországban, Németországban többszáz feszített betonhíd épült és a hatalmas fejlődést a feszített beton gerendahidak nagy fesztávolságai mutatják. Mint egyik kiemelkedő példát említhetem a Németországban építés alatt lévő 101+114+104 m-es nyílású wormsi hidat. Ez a híd szabad szereléssel készül, tehát mederfenékre támaszkodó állványzat nélkül.

Egyes országokban tapasztalható nagy fejlődés mellett más, nálunk nagyobb vagy iparilag fejlettebb országokban viszont ezen a téren alig történt valami fejlődés. Ennek okát kutatva, rá kell jönnünk arra, hogy a feszített beton terén fejlődés csak akkor várható, ha bizonyos előfeltételek ki vannak elégítve.

Egyik előfeltétel: a feszített beton készítéséhez alkalmas *nagyszilárdságú acél.* Azokban az országokban ahol ilyen acél nem áll rendelkezésre vagy csak drágán importálható, a fejlődés természetesen nehezen képzelhető el. Magyarországon van megfelelő minőségű nagyszilárdságú acél. Ez az úgynevezett patentirozott acélhuzal, mely ∅ 5 mm-es méretben készül és szakítószilárdsága kb. 15 000 kg/cm². Gyártásához külön ötvöző anyagokra nincs szükség. A feszített beton fejlődésének *másik előfeltétele a nagyszilárdságú beton.* Hazai építőiparunk ennek előállítását is biztosítani tudja.

Nálunk tehát a feszített beton fejlődésének az anyagokra vonatkozó előfeltételei biztosítva vannak.

Ezek az előfeltételek szükségesek, de magukban még nem elegendők ahhoz, hogy a feszített beton széles körben elterjedjen. Ehhez még az is szükséges, hogy mérnökeink, technikusaink és szakmunkásaink a feszített szerkezetek tervezésének és kivitelezésének részleteit elsajátítsák. Ez folyamatban van.

A magyarországi első feszített betonhidak tervezésénél és kivitelezésénél a legtermészetesebb az lett volna, ha a bőséges külföldi tapasztalatokat átvesszük. Sajnos erre kevés lehetőség volt. Az elterjedt ismertebb rendszerek (Freyssinet, Magnel) alkalmazásához különleges feszítőberendezések szükségesek, melyek Magyarországon nem voltak beszerezhetők vagy előállíthatók. A Szovjetunióban már évek óta egyszerű berendezésekkel értek el sikereket, azonban az ezeket a berendezéseket ismertető szovjet szakkönyvek csak 1950 és 1951-ben jelentek meg, hozzánk még később jutottak el és így nem álltak idejében rendelkezésünkre. Ezért a magyar mérnököknek a feszített betonhidak tervezésénél és kivitelezésénél a külföldtől eltérő kezdeményező lépéseket kellett tenni. Egyszerű és könnyen kivitelezhető eljárásokra volt szükség.

Ismeretes, hogy a feszített betonszerkezeteknél a feszítés művelete *két* egymástól különböző módon történhetik: *előrefeszítéssel* és *utófeszítéssel.*

Feszített betonszerkezetek és feszített betonhidak nálunk mindkét rendszer szerint készültek. Az előrefeszített betonszerkezetek üzemi előregyártást igényelnek és ezért a szállítási nehézségek miatt az alkalmazható fesztávolságok korlátozottak. Véleményem szerint 12 m-nél nagyobb nyílásnál előrefeszített hidakat építeni általában már nem gazdaságos. Ezért nagyobb nyílású betonhidak célszerűen utófeszítő eljárással készíthetők. A feszített betonhidak előnyei azonban elsősorban nagyobb hídnyílásoknál jelenkeznek. E tanulmány is csak utófeszített hidakkal foglalkozik.

A legtöbb, külföldön elterjedt utófeszítési rendszer a feszítés műveletét úgy végzi el, hogy valamely lehorgonyzó berendezés a kábelvégeket megfogja, majd a betontartóra támaszkodó sajtó a lehorgonyzó berendezést a tartóvéghez lépést kihúzza és végül a feszített kábeleket feszített állapotukban rögzíti. Feszített betonhidaknál alkalmazandó többszáz tonna feszítőerő kifejtéséhez szükséges nagyszámú vékony huzal megfogása, feszítése és feszített állapotban történő rögzítése nehéz feladat. Ezt a feladatot igazán egyszerűen és gazdaságosan eddig külföldön sem tudták megoldani. Ezért olyan megoldásokat igyekeztünk keresni, melyeknél nincs szükség a kábelvég súrlódásos kiékeléssel történő megfogására. Magyarországon eddig három, egymástól különböző újszerű megoldást alkalmaztak. Ezek a következők:

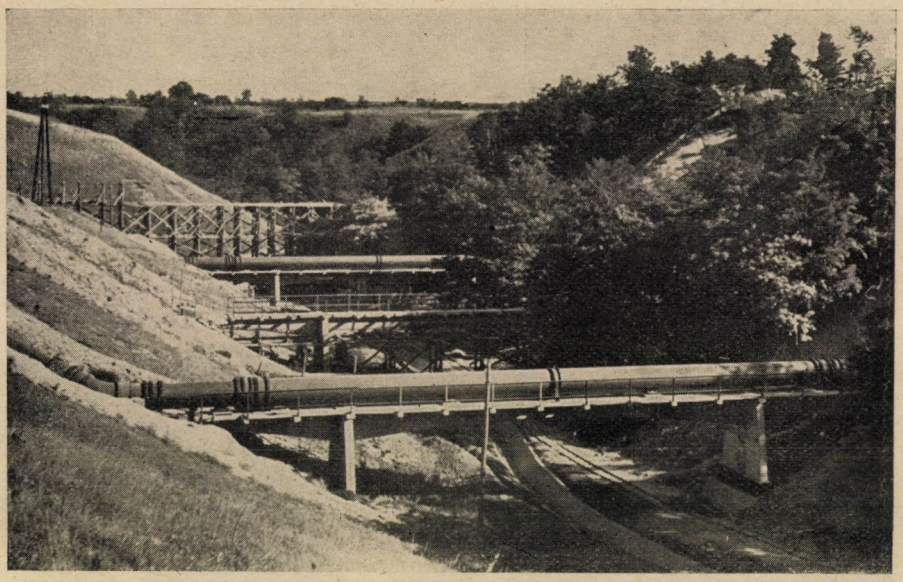
1. *Hajtű alakú kábelpárok alkalmazása.*
2. *Feszítés harántirányú erővel.*
3. *Feszítés a munkahézagok tágításával.*

Ennek a tanulmánynak nem célja, hogy a felsorolt rendszerekkel készített összes magyar hidakat ismertesse. A Tudományos Akadémia 1951. évi Nemzetközi Építési Konferenciáján elhangzott előadások ismertették a múlt év végéig elért eredményeket.* Most csupán az Építési Konferencia megtartása óta eltelt 1 év alatti fejlődésről szeretnénk beszámolni.

*MTA. Műszaki Tudományok Osztálya Közleményei VI. kötet 1—2. száma 1952.

1. Hajtű alakú kábelpárok alkalmazása

Ezt a rendszert *Böröcz Imre*, a *Mélyépterv* mérnöke alkalmazta több lemez- és gerendahídnál. A feszítési rendszer részletes leírását a »Feszített betonszerkezetek« című könyv I. kötete tartalmazza.* Az 1952. év folyamán több *csőhíd* kivitelezésénél alkalmazták a Böröcz-rendszerű feszítési eljárást. Egy épülő gyár vízellátásával kapcsolatban négy csővezetéknek az átvezetése vált szük-

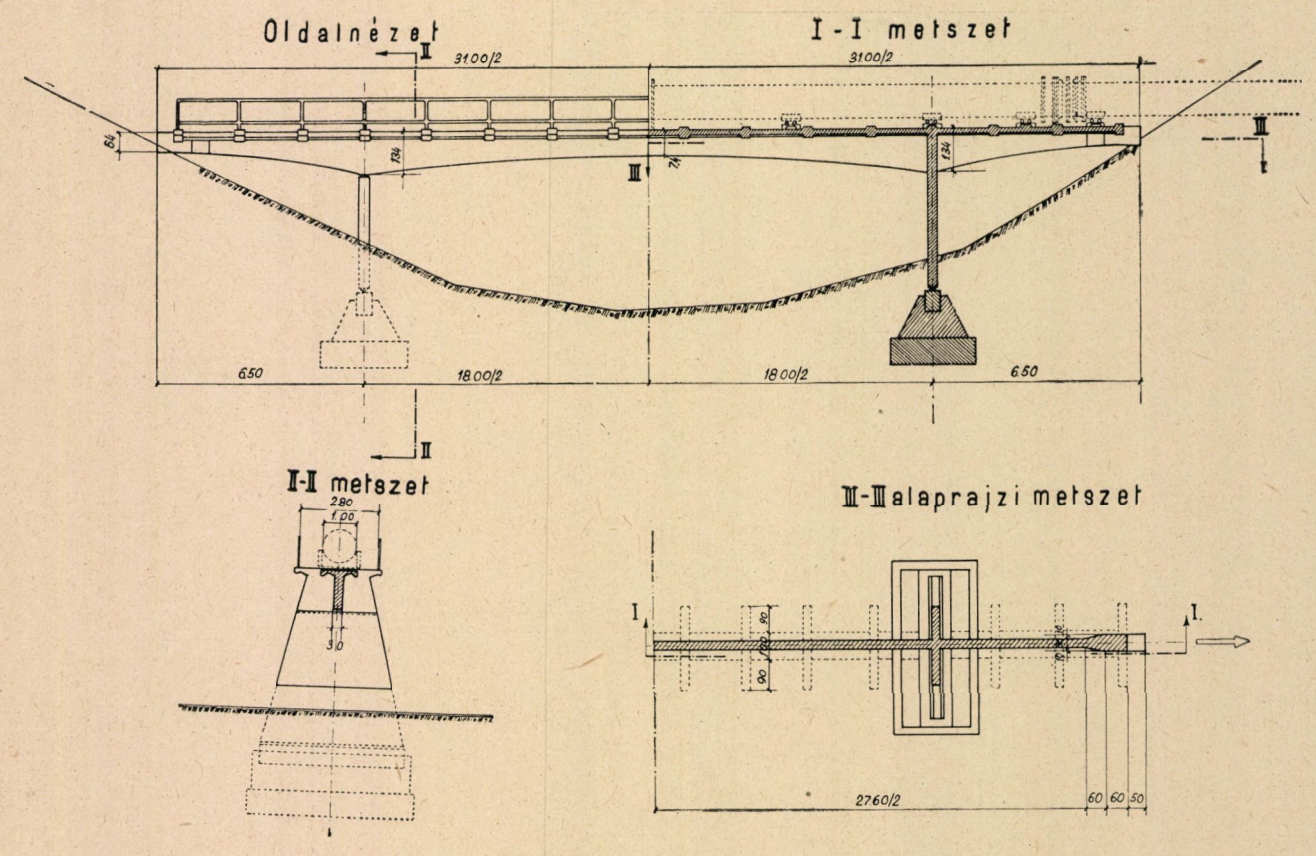


1. ábra. Feszített csőhidak fényképe

ségessé egy völgy felett. Az erre a célra készült *csőhidakat* az *1. ábra* tünteti fel. A csővezetékek 1 m átmérőjűek, a hidak 18 m fesztávúak, kb. 6—6 m konzolokkal. Minden híd egy főtartós és a T szelvényű főtartóból konzolok állnak ki, amelyekre helyezett előregyártott vasbeton pallók képezik a kétoldali 75—75 cm széles kezelőjárdát *(2. ábra)*. A főtartót három kábelpár, tehát összesen hat kábel feszíti, melyeknek mindegyike 16 db. ∅ 5 mm-es patentírozott acélhuzalból áll. A kábelek íves vonalvezetésűek. A hídtartókat és konzolokat a helyszínen betonozták, a kábeleket betonozás előtt elhelyezve. Az alkalmazott beton B 350 minőségű volt és 350 kg/m³ portlandcement adagolással készült.

A kábeleket feszítés során 10 000 kg/cm² feszültséggel feszítették meg és nyúlásuk feszítéskor 140 mm volt. A kábelsúrlódásból származó erőveszteség megállapítására az egyik híd középső keresztmetszeténél egy kis figyelőablakot képeztek ki, amelyen keresztül a kábel mozgása megfigyelhető, illetve mérhető volt. A mérések azt mutatták hogy a súrlódásból származó feszítési vesz-

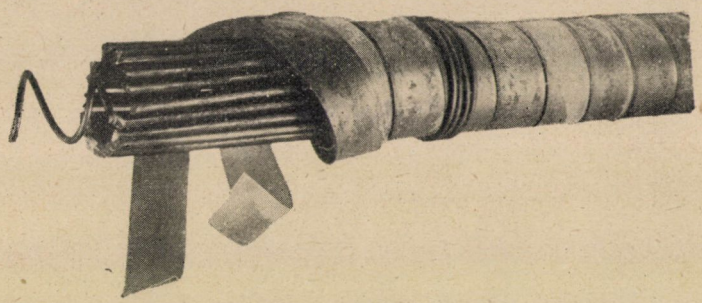
*Böröcz Imre és munkatársai: Feszített betonszerkezetek, I. kötet, Budapest. 1952.



2. ábra. Csőhíd általános terve

teség az ívesen vezetett, kereken 30 m hosszú kábel teljes hosszán mintegy 10%-ot tett ki és így a nyílás közepén mintegy 5% körüli feszítőerő veszteséggel kell számolni.

A feszítésnél első ízben kerültek alkalmazásra a Böröcz mérnök által szerkesztett új, 60 t-ás hidraulikus sajtók, amelyek a feszítési művelet gyors, egyszerű és pontos lebonyolítását tették lehetővé. A hajtűalakú kábelpárok alkalmazásával készül a jelenleg építés alatt lévő, 19 m támaszközű közúti lemezhíd, a *Kapos* folyó felett. *(3. ábra)* A híd pályaszélessége 1,25+7,00+ +1,25 = 9,50 m. A híd kéttámaszú, 49—54 cm-es változó lemezvastagsággal. A rendelkezésre álló igen kis szerkezeti magasság miatt kellett lemezhidat



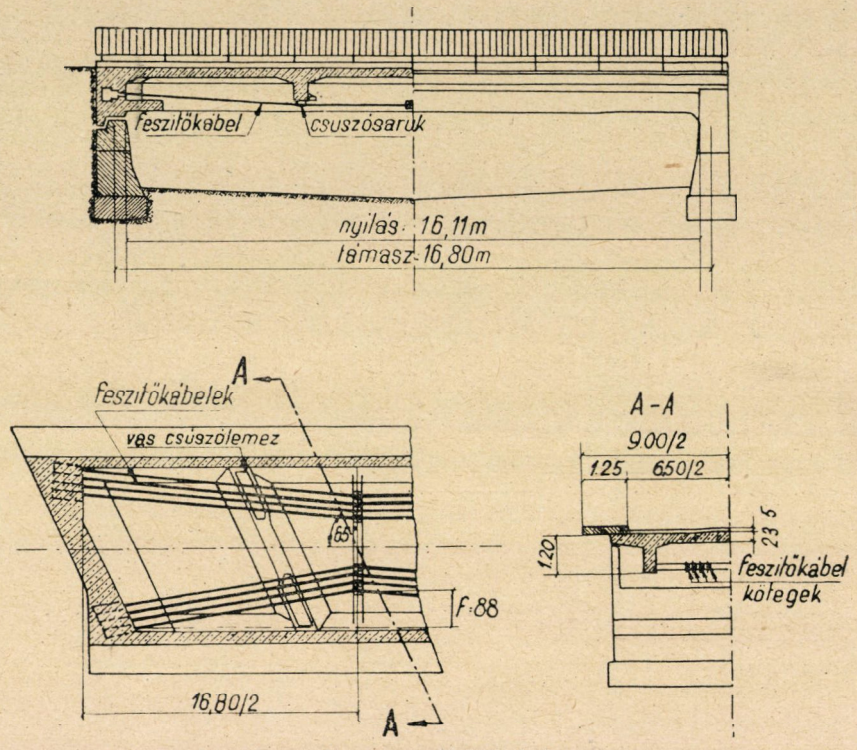
5. ábra. Kábel és kábelhüvely fényképe

tervezni. A lemezben összesen 57 kábelpár, azaz 114 kábel van. Minden kábe 16 db. ∅ 5 mm-es patentírozott acélhuzalból áll, amelyeket 10 000 kg/cm² feszültségig feszítenek meg. A keresztirányú nyomatékokat közönséges vasalás veszi fel. A felszerkezet betonja 350 kg/m³ C 500-as cement adagolással készül. Az előírt betonminőség B 500. A tervet a *Mélyépterv* mérnökei készítették.

A bemutatott feszültségi ábrákról leolvasható, hogy önsúly + feszítőerő hatására a nyílás közepén a lemez felső szélén 48,7 kg/cm² nyomófeszültség keletkezik. Önsúly + üzemi terhelés + feszítőerő hatására a felső szélen 65,6 kg/cm², az alsó szélen 32,7 kg/cm² nyomófeszültség keletkezik.

Az eddig ismertetett utófeszített hidak nem voltak előregyártottak. Az ismertetendő *Szuha-patak híd* részleges helyszíni előregyártással készül *(4. ábra)*. A híd támaszköze 20,8 m, pályaszélessége 0,75+6,50+0,75 = 8,00 m. E híd tervezésénél a szovjet feszített beton irodalom tapasztalatai már rendelkezésre álltak. A tervezés során a fix lehorgonyzás kiképzésénél és a kábelek trajektória alakú vezetésének számításánál a Jakubovszkij »Feszített beton« c. könyvében ajánlott megoldást alkalmazták. Ugyancsak a szovjet tapasztalatok alapján a négy főtartós híd főtartói a műtárgy közelében, helyszínen előregyártva készül-

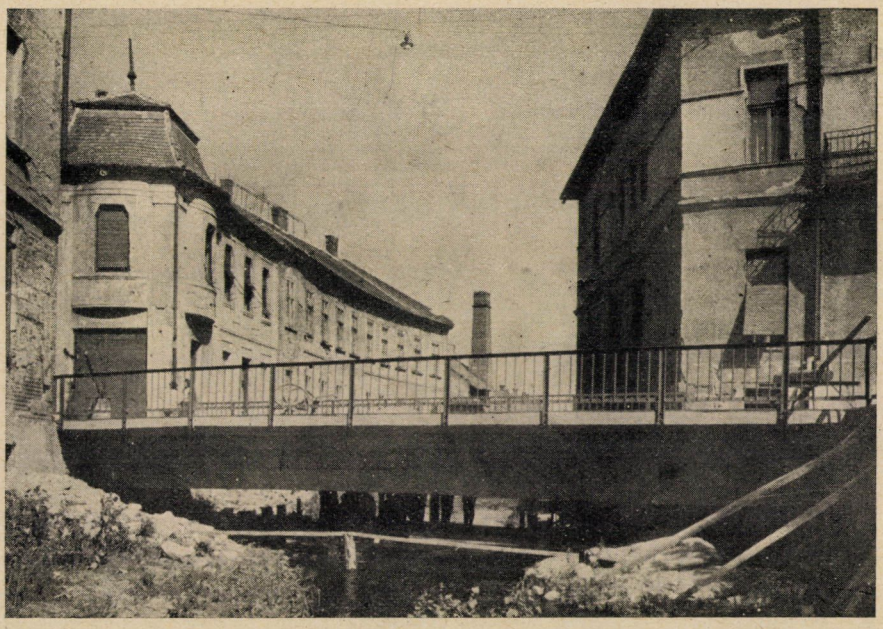
nek. A pályalemez és a kereszttartók helyszíni betonozással készülnek. Ezek állványozását a már elhelyezett főtartóra függesztik fel. Ennél a hídnál a fejlődést az is mutatja, hogy a feszítő kábeleknek mozgási lehetőségét bitumenes bevonat helyett egy 0,5 mm vastag különleges bádoghüvely biztosítja *(5. ábra)*. A feszítés után a kábelhüvelyt ki injektálják, ezáltal a híd törés elleni



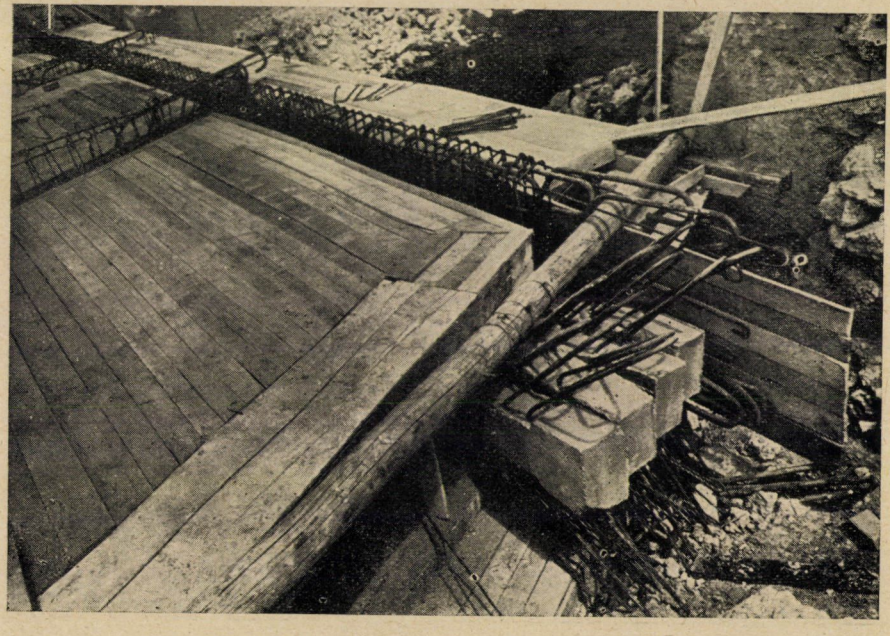
6. ábra. A Szinva-patak híd általános terve

biztonsága a bitumenes megoldáshoz képest lényegesen emelkedni fog. A hidat *Bölcskei Elemér* mérnök tervezte, *Goschy Béla* mérnök közreműködésével. *(Mélyépterv)*.

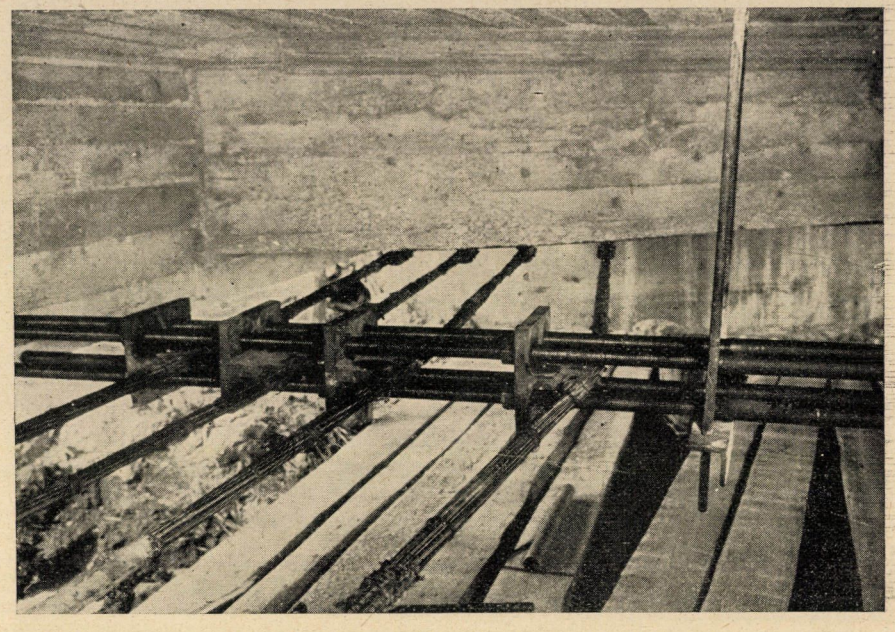
A hajtűalakú kábelpárok alkalmazása nálunk bevált. Kívánatos volna, hogy a kezdetben alkalmazott bitumenes bevonat helyett, a kábelnek a feszítés alatti mozgási lehetőségét, a jövőben csőhüvelyek biztosítsák, mert az utólagos injektálással egyrészt a kábelek korrozió elleni védelme jobb, másrészt a tartó törés elleni biztonsága növelhető. Az időközben Németországban elterjedt Baur—Leonhardt rendszerű hidak feszítési elve egyezik ezzel a nálunk alkalmazott rendszerrel. Ebből is az a következtetés vonható le, hogy az ismertetett magyar kezdeményezés helyes utakon jár.



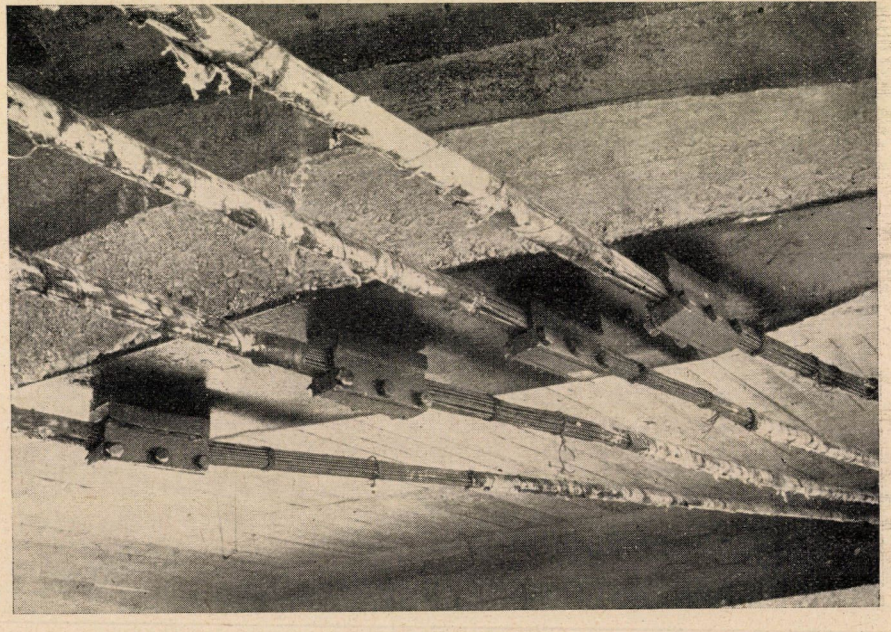
7. ábra. A Szinva-patak híd fényképe



8. ábra. A feszítőkábelek bekötő blokkjai



9. ábra. A híd alatti feszítőkábelek és vonószerkezet



10. ábra. Csúszósaruk a kereszttartó alatt

2. *Feszítés harántirányú erővel*

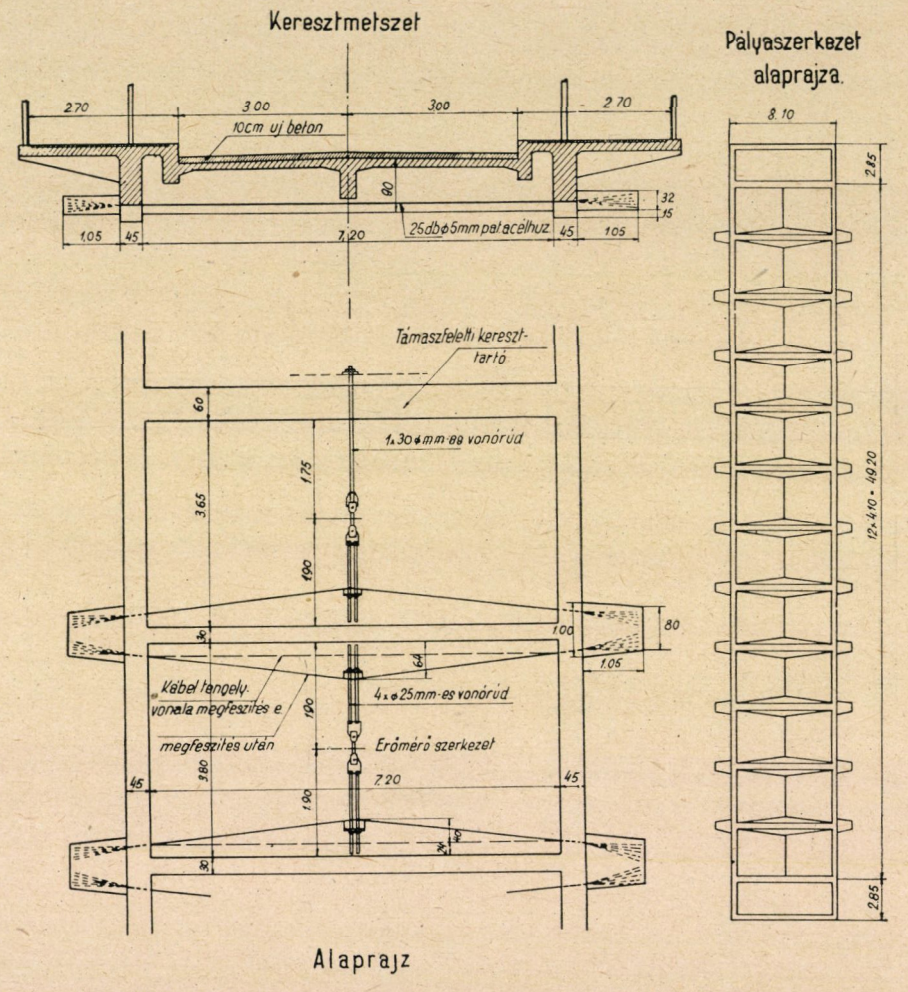
Ezt a módszert a *szerző* dolgozta ki *Thoma József* mérnök közreműködésével. Két főtartós ú. n. szabadkábeles hidaknál több alkalommal alkalmaztuk. A harántirányú feszítési rendszer részletes leírását a »Feszített betonszerkezetek« című könyv I. kötete tartalmazza. Az 1952. év folyamán ezen rendszerrel épült a *Szinva*-patak híd, amelynek általános tervét a *6. ábrán* láthatjuk. A híd ferde, támaszköze 16,80 m. A pálya teljes szélessége $6{,}50+2\times1{,}25 = 9{,}00$ m; a két főtartós híd főtartói 1,20 m magasak. A feszítő kábeleket a függőleges síkban megtörve vezettük olymódon, hogy a töréspontok a nyílás harmadaiban el-



11. ábra. Harántirányú feszítéssel megerősített Langer-tartós ívhíd fényképe

helyezett közbenső kereszttartók helyén vannak. Ezáltal a feszítésből származó nyomatéki ábra nagyjából követi a híd önsúlyából származó nyomatéki ábrát és a főtartó végein sem keletkezik negatív nyomaték. A híd fényképét a 7. *ábrán*, a betonozás előtt elhelyezett kábelek végein lévő bekötőblokkokat a *8. ábrán* láthatjuk. A híd alatti kábeleket és vonószerkezetet feszítés közben a *9. ábra* tünteti fel. A közbenső kereszttartók helyén a töréspontoknál a kábelek csúszólemezek és csúszósaruk közvetítésével érintkeznek a kereszttartókkal. Az alkalmazott megoldás részleteit a *10. ábrán* láthatjuk. Természetesen az érintkezésből származó kedvező erőhatást a statikai számításnál figyelembe vettük. A feszítőkábel 8×36 ∅ 5 mm méretű patentírozott acélhuzalból áll, amelyet a feszítéskor 10 000 kg/cm^2-el vettünk igénybe. A feszítési veszteség

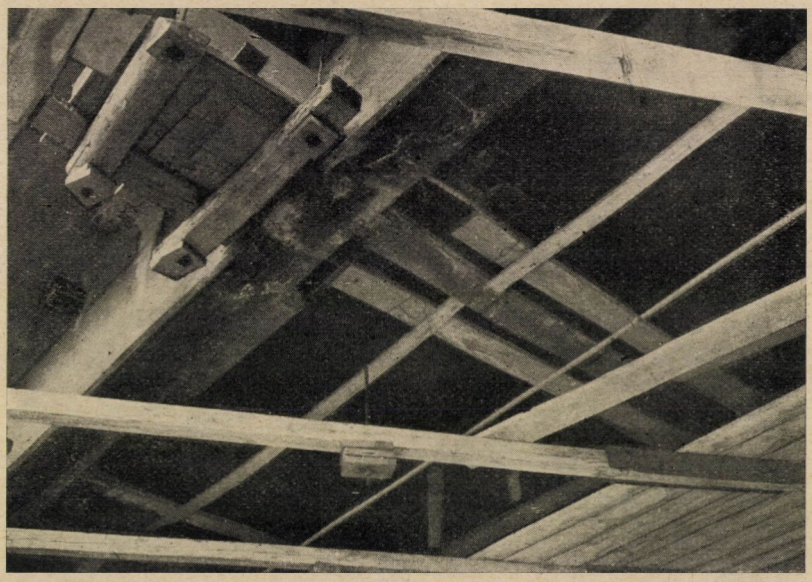
miatt ez az érték később kb. 8500 kg/cm²-re csökken. A feszített kábelek alkalmazásával a mértékadó nyomatéknak a 65%-át vettük fel, a nyomaték többi



12. ábra. A Langer-tartós ívhíd pályaszerkezetének megerősítési terve

részét a főtartók normálvas betétei veszik fel. A legnagyobb betonnyomás 105 kg/cm².

A harántirányú erővel történő feszítés jól alkalmazható meglévő hidak megerősítésére is. Ez évben került sor egy 49 m nyílású közúti *felüljáró* keresztartóinak megerősítésére, amelyet a megnövekedett mozgó terhelés miatt kellett végrehajtani. A Langer-tartós ívhíd fényképét a *11. ábrán* láthatjuk. A keresztartók megerősítése olymódon történt, hogy minden kereszttartó mellé 2—2 darab 25 ∅ 5 mm-es kábelt helyeztek el és ezeknek végeit átbujtatva a merevítő főtartókon fúrt lyukakon, párosával betonblokkokba rögzítették. A megerősítés általános elrendezését a *12. ábrán* láthatjuk. A *13. ábra* az alulról lefényképezett kereszttartót tünteti fel kivitelezés közben. A feszítésből származó negatív nyomaték figyelembevételével a kereszttartók a megnövekedett terhelést is



13. ábra. A Langer-tartó ívhíd kereszttartója megerősítés közben, alulról nézve

kellő biztonsággal hordják. Az önsúly + feszítőerő terhelés esetén a keresztartók felső részén keletkező húzófeszültség 5 kg/cm² alatt marad. A megerősítés terveit a *Mélyépterv* megbízásából *dr. Schwertner Antal* professzor készítette.

3. Feszítés munkahézagok tágításával

Ez a módszer a feszítés műveletét szintén leegyszerűsíti, mert a huzalvégek feszítés előtt fixen lehorgonyozhatók. A rendszer részletes leírását a »Feszített betonszerkezetek« című könyv I. kötete tartalmazza.

Magyarországon a szóbanlévő feszítési rendszert az 1948-ban épült egyik *Dunaág-híd*-nál alkalmazták. Az 52 m fesztávú Langer-tartós, helyiérdekű

vasúti híd merevítő főtartója készült feszített betonból. A híd fényképét a *14. ábrán* láthatjuk.

A merevítő főtartó 0,75/1,80 m méretű, I keresztmetszetű. A munkahézag a nyílás közepére került. A feszítő sajtók ideiglenes vasbeton konzolokra támaszkodtak, amelyeket a feszítés befejeztével levéstek. Csak részleges feszítést alkalmaztak azzal a céllal, hogy a MÁV kívánságának megfelelően a legnagyobb húzófeszültség 35 kg/cm² alatt maradjon. Teljes feszítést többek között azért sem lehetett alkalmazni, mert az acél vonórudakat csak 2000 kg/cm²-ig lehetett igénybevenni. A vonórudak a főtartó gerince mellett, kétoldalon szabadon voltak elhelyezve. A 280 t feszítőerő működtetése után a vonórudakat olymódon



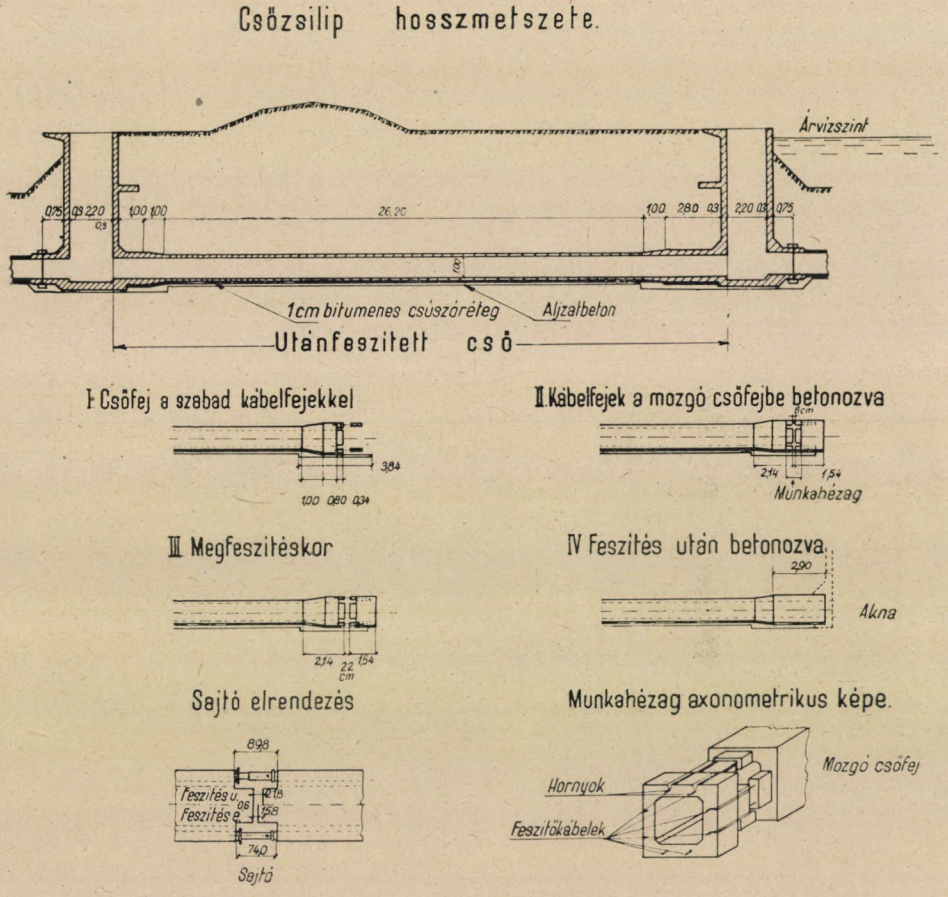
14. ábra. Dunaág híd fényképe

betonozták be, hogy a főtartó I szelvényét négyszöggé egészítették ki. A híd tervét *dr. Székely Hugó* és a *szerző* közösen készítették.

Újabban árvédelmi töltések alatt vezető *csőzsilipek* építésénél alkalmazzák a munkahézagok tágításával történő feszítést. *Andai Pál* mérnök által készített beton csőzsilip terve *(15. ábra)* azt igazolja, hogy a feszítettbeton ezen a területen is igen eredményesen alkalmazható, mivel nemcsak beton és vasanyag megtakarítást eredményez, hanem az árvédelmi töltéseknél igen fontos repedésmentességet is biztosítja.

Az árvédelmi töltés két oldalán lévő aknák közötti csőszakasz hosszirányában utófeszített kivitelben készül. A szerkezet előnye, hogy a mértékadó legnagyobb hosszirányú nyomaték hatására a csőfalakban csak nyomóigénybevételek keletkezhetnek. A centrikus feszítés mellett a csőtest az altalaj ülepedése

esetén, akár mint kéttámaszú tartó, akár mint konzol működhet. A csőtestet 68,5 tm hajlítónyomatékra méretezték. A cső 7,4 m fesztávú üreget tud át-



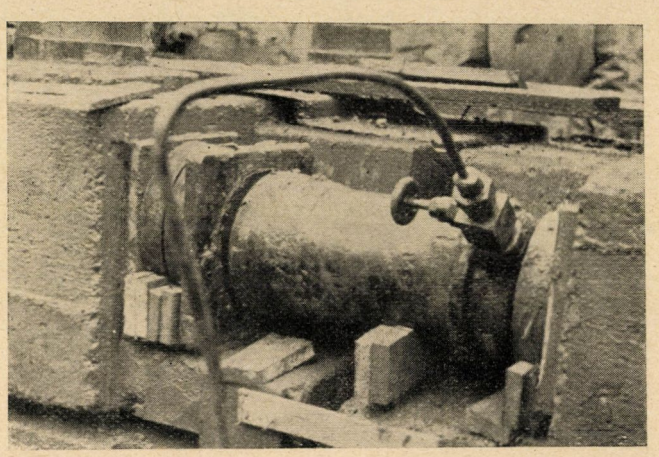
15. ábra. Árvédelmi csőzsilip terve

hidalni, anélkül, hogy a betonban húzófeszültség keletkeznék. Az utófeszített csőszakasz hossza 32,0 m ; az utófeszítő erőt 8 db. kábelköteg biztosítja, mely kötegenként 16 db. ∅ 5 mm-es nagyszilárdságú acélhuzalból készül.

A csőtest 8 cm. vastag aljazatbetonon készül, az aljazatbetonon két réteg kátránypapír között olajos bitumenréteg van, ez lehetővé teszi a feszítés következtében a csőtestben keletkező hosszirányú alakváltozások létrejöttét.

A kábelek a csőtestben végigfutó hornyokba vannak helyezve, a cső talplemezébe elhelyezett kábelek vas fedőlemezekkel vannak letakarva. A csőtest falvastagsága 15 cm. Az egyik csővég 28 cm vastagságú megerősített szelvénnyel készül és a bekötő blokkokba bebetonozott kábelvégek ebbe vannak bekötve. A másik csővég és a csőtest között hézag van, ebbe kerülnek a feszítő sajtók.

A feszítés egyszerű gombasajtókkal történik *(16. ábra)* ; a feszítés folytán a csővég a vasnyúlásnak megfelelő mértékben előrecsúszik. A feszítés befejezése után 21,8 cm-re megnyúlt hézagba 8 db. rögzítő ék kerül. Az ékek 200 mm



16. ábra. Árvédelmi csőzsilip munkahézagának tágítása hidraulikus sajtóval

átmérőjű, betonnal kitöltött acélcsövek. A feszítés 4 db. sajtóval egyidőben történik. Az alkalmazott feszítőerő 252 tonna, azaz sajtónként 63 tonna. A kábelek megnyúlása a feszítés következtében 158 mm. Mivel a kezdeti hézag 60 mm, az ékek hossza 218 mm-re adódott.

A feszítés megtörténte és az ékek elhelyezése után megtörténik a hézag betonozása, majd a vízzáró gallérok és aknák elkészítése.

A kábelek a bekötő blokkokkal együtt gyárilag készülnek.

A feszített szerkezet alkalmazása folytán elért megtakarítás 100 kg réz, és cca 2600 kg vas.

Szerző tudomása szerint a feszített betont csőzsilipek építésénél eddig még külföldön nem alkalmazták.

II. Utófeszített folyadéktartályok

A mélyépítésben, a hídépítés mellett, elsősorban a hengeralakú *folyadéktartályoknál* fogjuk a feszített betont eredményesen alkalmazni. A legmegfelelőbb feszítési módszer kialakításánál a szovjet tapasztalatokat alkalmaztuk, mert erről a témáról részletes szovjet szakkönyvek állnak rendelkezésre.

Víz-, benzin- vagy fűtőolaj- (pakura) tartályok repedésmentes megoldása legjobban feszített beton tartályokkal érhető el. A várható beton- és vasanyagmegtakarítás is jelentős és ezért a magyar mérnökök e feladat megoldásával jelenleg behatóan foglalkoznak. Az elkészített medence-tervek kivitelezésére azonban még nem került sor. A megoldást három módon kerestük:

1. *Elektromos feszítéssel.*
2. *Tekercselő gép alkalmazásával.*
3. *Feszítés harántirányú erővel.*

1. Elektromos feszítés

Ennél a megoldásnál a feszítés a köralaprajzú betontartály külső henger felületére kerülő acélhuzalok felmelegítésével történik. A melegítést az elektromos áram hőhatásával végzik. Egy szennyvíztároló medence feszített beton tartályának tervét *Sávoly Pál* mérnök készítette el, elektromos feszítés alkalmazásával. Ezzel a módszerrel csak aránylag kismértékű feszítést érhetünk el, mert az acélhuzalok mindössze kb. 200 C°-ig melegíthetők fel anélkül, hogy szilárdságtani tulajdonságaik megváltoznának. Ezért ilymódon legfeljebb 4000 kg/cm²-es huzalfeszültség állítható elő, holott ennek az értéknek 2—3-szorosát volna gazdaságos és célszerű alkalmazni. Ezzel szemben ez a rendszer nagyszilárdságú acélhuzalok nélkül is megvalósítható.

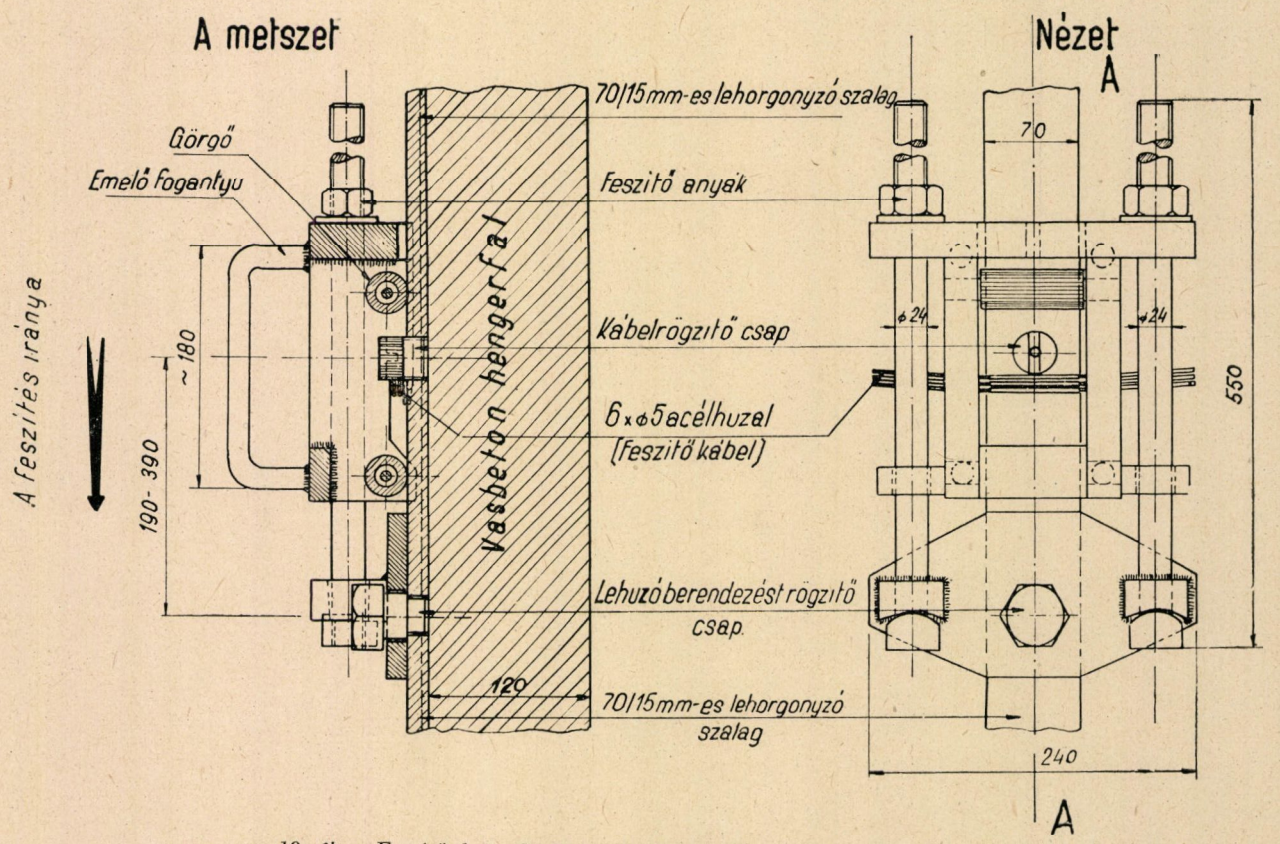
2. Tekercselő gép alkalmazása

Ennél a megoldásnál a betonmedence külső felületén egy körbefutó tekercselőgép végezné el a tekercselés és feszítés műveletét. Szovjet és amerikai tapasztalatokra támaszkodva egy ilyen feszített betonmedence terveit a *Mélyépterv* mérnökei készítették el, a tekercselő gépet pedig az *Uvaterv* mérnökei tervezték meg.

3. Feszítés harántirányú erővel

Szerző és *Thoma József* mérnök által készített terv szerint a hengeres medence külső falára tekercselt kábelek feszítése olymódon történik, hogy azokat függőleges irányú erő alkalmazásával, a konzolosan túlnyúló medence fenéklemezébe horgonyzott függőleges huzalok segítségével feszítjük meg. Egy ilyen medence tervét a *17. ábra* tünteti fel. A hengeralakú medence 1200 m³ ürtartalmú, a belső átmérő 18 m, a hengerfal magassága 5,20 m. A fenék 20

Feszítő berendezés
(A berendezés összsúlya 18 kg)



18. ábra. Feszítő berendezés medencék harántirányú feszítésére

cm vastag vasbeton lemez, a fedélhéj 8 cm vastag gömbszeletalakú vasbeton héjboltozat. A medence 12 cm vastag oldalfala és a kupolagyűrű feszített betonból készül.

Feszítetlen betonmedence esetén az oldalfal átlagos vastagsága jelen esetben kb. 20 cm lett volna. A két szám egybevetése igazolja, hogy feszített beton folyadéktartályok esetén jelentős betonmegtakarítás is mutatkozik. Az adott folyadékterhelés mellett a gyűrűfeszültség felvételére a teljes hengerfal magasságában 130 t feszítőerő felvételére van szükség. Ennek kifejtésére, a feszítési veszteségeket is figyelembevéve, 78 db. ∅ 5 mm-es nagyszilárdságú patentírozott acélhuzalt alkalmazunk és ezeket a feszítés időpontjában 10 000 kg/cm²-rel vesszük igénybe. A feszítési veszteségek hatására ez idővel kb. 15%-kal csökken. A folyadékterhelés intenzitásának megfelelően a 12—39 cm-enként elhelyezett kábelkötegekben levő huzalok száma változó, amennyiben egy kötegben 3, illetve 6 db. ∅ 5 mm-es huzal van. A tartály kerülete 24 részre van osztva és ennek megfelelően 24 függőleges borda készül a tartály külső felületén. A bordákban levő U alakú betonacél kengyelek a huzalkötegek rögzítésére szolgálnak. A bordák betonozása a kábelhuzalok elhelyezése után, de a feszítés műveletének elvégzése előtt történik. Minden második borda 40/8 cm keresztmetszetű. Ezek a huzalok alátámasztásán kívül érintő irányú rögzítést is biztosítanak. A közbenső 15/8 cm keresztmetszetű bordák csak huzalalátámasztást biztosítanak.

A feszítés olymódon történik, hogy a 4,77 m tengely-távolságú 40 cm széles bordák közötti kábelszakaszokat a negyedekben alkalmazott függőleges erőkkel harántirányban terhelik és a feszítéshez szükséges 10 000 kg/cm²-es feszültséget ilymódon hozzák létre. A lehúzás mértéke 11—11 cm. A kifeszített kábelnek betonba történő berágódását olymódon akadályozzák meg, hogy ∅8 mm-es alosztóvasak vannak a medencefal és a feszített kábel közé beiktatva. A feszítés vázlatos rajzát az ábrán látható részletrajz tünteti fel. A konzolosan túlnyúló medencefenékhez horgonyzott 70/15 mm-es szalagvasban furatok vannak. A furatokba akasztják be a feszítés céljára szolgáló, 18 kg súlyú feszítő szerszámot, amelynek rajzát a *18. ábra* tünteti fel. A feszítő szerszámmal kifejtendő harántirányú függőleges erő a 6 ∅ 5 mm-es kábelnél 2,5 t, a 3 ∅ 5 mm-es kábelnél 1,25 t. Két szomszédos 40/8 cm borda közötti kábelszakaszon egyidejűleg a kábelszakasz negyedeiben 2 feszítőszerszámot kell működtetni, majd a kábeleket lehúzott helyzetükben a lehorgonyzó szalag furataiba helyezett csapokkal kell rögzíteni.

A feszítési művelet elvégzése után, a feszítési veszteségek betudásával, a medencefalban üres medence esetén 4—40 kg/cm² vízszintes nyomófeszültség keletkezik, vízzel telt medence esetén is csak nyomófeszültségek keletkeznek. Azonban a medencefalban, amint tudjuk, függőleges síkú nyomatékok is keletkeznek és ennek megfelelően a feszítetlen vasbeton medencékben függőleges húzófeszültségek is fellépnek. A zsugorodásra való tekintettel is szükséges, hogy

a vasbeton medencék oldalfala, a repedésmentesség biztosítására, függőleges irányú feszítést is kapjon. A külföldön ismert eljárásoknál ez általában meg is történik, éspedig olymódon, hogy a vízszintes és függőleges feszítést külön-külön végzik el. Az ismertetett új eljárásnak egyik sajátossága, hogy a *két* feszítési műveletet *egyszerre* végzi. A függőleges irányú lehúzó erő révén a fal függőleges erőket is kap és ennek megfelelően benne függőleges nyomófeszültség is fellép. A függőleges feszültségek ábrája háromszögalakú és a nyomófeszültség nagysága 0 és 9 kg/cm^2 között változik.

A feszítés végrehajtása után a medence külső falát — főképpen a vasbetétek korrozió elleni védelmére — egy kb. 3 cm vastag torkrét betonréteggel kell ellátni.

III. Hidak helyszíni előregyártása

A helyszíni előregyártás az előregyártott hídépítés *gépesítésének* függvénye. Jelentős eredményeink e téren akkor lesznek, ha az emeléshez szükséges megfelelő méretű, célszerű emelőgépek rendelkezésre állnak. A *nyugati főcsatorna* építésénél számos azonos méretű, nagynyílású vasbeton híd épül és így ezek kivitelezéséhez érdemes megfelelő emelő berendezéseket beszerezni és munkába állítani. E hidak tervezésénél az említettekre is figyelemmel voltunk és a *Mélyépterv* azokat helyszíni előregyártással tervezte. A terveket *Bölcskei Elemér* mérnök készítette, a kivitelezésre már az 1953. évben sor kerül.

A jelenleg kivitelezés alatt álló legnagyobb méretű, helyszíni előregyártással épített híd a *Bolond-úti völgyhíd.* A két főtartós közúti híd $25+3\times30+25=$ $=140$ m hosszú. A híd általános elrendezését a *19. ábra* tünteti fel. A pillérek magassága 15—24 m. A főtartók és kereszttartók helyszíni előregyártással készülnek, a vasbeton pályalemez betonozása zsaluzásban történik, melyet a főtartókra felfüggesztenek. Az előregyártott főtartók súlya 55 t.

IV. Utófeszített szerkezetek gazdaságossága

A gazdaságosság kérdése az első feszített betonhidak építésénél még nem került előtérbe, mert ezeket a hidakat *kísérleti hidaknak* tekintettük és előre számoltunk azzal, hogy esetleg többe kerülnek, mint a feszítetlen vasbeton hidak. Ma már azonban túl vagyunk a kísérleti stádiumon és nagyon is vizsgálnunk kell a gazdaságosság kérdését.

A *Mélyépterv* a KM. megbízásából elkészítette néhány azonos nyílású, de különböző rendszerű feszített és feszítetlen vasbeton híd összehasonlító költségvetését. Valamely feszítési rendszer gazdaságossága előreláthatóan a híd nyílásával is összefüggésben van és ezért az említett gazdaságossági vizsgálat különböző nyílásokra külön-külön végzendő el. Ez a munka folya-

matban van. A rendelkezésre álló részeredmények alapján megállapítható, hogy a feszített híd jelenleg még nem minden esetben a leggazdaságosabb megoldás. Ennek okát elsősorban abban kell keresni, hogy az acélhuzal alacsony gyári ára mellett a beszerelt acél kábel ára túl magas.

A megengedett feszültségek, illetve határfeszültségek alapján megállapítható, hogy feszített szerkezeteknél 100 kg lágyvas helyett kb. 20 kg patentírozott acélhuzal volna elegendő. A közölt érték azonos tartómagasság esetére vonatkozik és egy optimális tájékoztató értéknek tekinthető. Ezért a feszített szerkezetekhez szükséges acélanyagnál Ft értékben csak az esetben jelentkezhet megtakarítás, ha a beszerelt acélkábel egységára a beszerelt lágyvas egységárának *ötszöröse* alatt marad.

Jelenleg egy kg lágyvas ára Budapestre szállítva kb. 1.60 Ft. A vágás, hajlítás és szerelés stb. árát kg-ként 1.40 Ft-ra véve fel, 1 kg lágyvas beszerelve kb 3.— Ft-ba kerül.

Egy kg patentírozott acélhuzal ára az elvégzett kalkuláció szerint beszerelve kb. 6.— Ft-ra adódik, ha a magasabb huzalárat és a nehezebb megmunkálhatóságot is figyelembe vesszük. Az esetleges kábelhüvely és védőbevonat, továbbá a feszítési művelet költségeit is figyelembevéve, a közölt ár kb. 50—100%-ig emelkedhet. Tehát a feszített acélkábelek ára munkadíjjal együtt reálisan 9—12 Ft között lehet. Ezek az egységárak azonban csak úgy érhetők el, ha a huzalok levágására, kiegyenesítésére, hajlítására, végeinek hullámosítására vagy recézésére a megfelelő munkaeszközök és gépek rendelkezésre állnak. Ezek segítségével, továbbá azonos típusú kábelek sorozatgyártásával és a feszített szerkezetek alkalmazási körének növelésével kell elérnünk azt, hogy a jelenlegi 20 Ft. feletti kábelárakat a közölt 9—12 Ft-os értékekre szorítsuk le. Reméljük, hogy ez sikerülni fog és ez esetben a feszített betonszerkezetek gazdaságossága nemcsak acél- és beton-mennyiség megtakarításban, hanem forintértékben is jelentkezni fog. Az előzőek szerint az $5 \times 3 = 15$ Ft feletti kábelárak esetén költségmegtakarítást nem remélhetünk, mivel a betonmegtakarítást a minőségi beton magasabb egységára ellensúlyozza.

HOZZÁSZÓLÁSOK

WEISZ GYÖRGY

Gnädig kartárs értékes előadása bizonyítja, hogy tervező intézeteink, kivitelező vállalataink az elmúlt 2 évben komoly sikereket értek el a helyszíni előrefeszítés és utófeszítés terén. Nem helyes az előadás körének oly irányú leszűkítése, mely az előre- és utófeszítés kérdését teljesen külön tárgyalja. Meggyőződésem szerint gazdaságos műtárgyak a két rendszer együttes alkalmazásából fognak kifejlődni. Már eddig is sikeres kísérletek folytak külföldön ilyen szerkezetek bevezetésével.

Károsnak mondható a fejlődésre az a körülmény, hogy az utófeszítés kérdésével kizárólag a tervező intézetek foglalkoznak és nem keresik a megfelelő kapcsolatot az üzemi gyártással és a mélyépítési iparunkban fejlett kutatási vonallal. Ennek tulajdonítható, hogy utófeszített hídjaink közül még egy sem épült meg Freyssinet-rendszerű feszítéssel, pedig az ennek az eljárásnak alkalmazásához szükséges felszerelés rendelkezésre áll.

Gnädig kartárs röviden kitér a tekercselés kérdésére is feszített medencékkel kapcsolatosan. Meg kell említeni, hogy a tekercselés terén kutató szervünk működése nyomán ma már tekercselt feszített vasbeton nyomócsöveket készítünk.

Tekercselt nyomócsövek vizsgálati eredményei és a tekercselés technológiája közvetlenül átültethető lenne más köralakú tekercselt létesítményre is.

Végezetül ki kell térnem arra, hogy Gnädig kartárs kifejezetten kiemeli az eddig készült utófeszített szerkezetek kísérleti jellegét. Ennek ellenére nem tudunk ma arról beszámolni, hogy ezek a kísérleti műtárgyak a használatuk közben hogyan viselkedtek. Pedig ilyen kísérleti műtárgyak létesítését és az ezzel járó nagy költséget a népgazdaság számára csak az tenné indokolttá, ha ezek révén a feszített beton kutatását és az új műtárgyak tervezését előmozdítani tudnánk.

Fentiek alapján javasolom, hogy az Akadémia keretén belül bizottság alakuljon, mely bizottság részben a tervezés és kutatás közti elengedhetetlen kapcsolatot tartaná fenn, részben pedig megtervezné a feszített betonlétesítmények utólagos ellenőrzésének módszerét.

VAJDA ZOLTÁN

A Hídépítő Vállalat 1950 óta a Gnädig szaktárs által említett utófeszítési eljárások közül az 1. és 2. sz. alatt jelzett módszereket kivitelezte, ezenkívül elektromos árammal való melegítéssel előállított utófeszítést alkalmazott egy kisebb hídnál, a régi híd megerősítésére.

A kivitelező vállalatok, tekintettel népgazdasági terveink egyre növekvő mennyiségi és minőségi követeleményeire, az újtípusú hidak bevezetésétől azt várnák, hogy kisebb munkaerő- és anyagfelhasználást igényeljenek, főleg a behozatalt jelentő vas- és faanyagban.

Az említett hídépítések az anyagtakarékosság szempontjait, az egy Bolondúti hidat kivéve, nem elégítették ki. Fenti hidak majdnem mind teljes állványozással és zsaluzással készültek, nem használva ki azt az előnyt, ami az előregyártás és utófeszítés együttes alkalmazásában rejlik. Mindezeknél a hidainknál eleinte nehézségek mutatkoztak a nagyszilárdságú acélhuzalok beszerzésében. A huzalokat a munkahelyre tekercsben szállították, s azokat a helyszínen kellett egyen-

getni (csörlővel és kalapáccsal), és megfeszítéskor nem feltétlenül biztosította minden huzalban az egyenlő feszültséget.

Az 1. sz. alatt jelölt »hajtűalakú« kábelpárok alkalmazásával készült hidaknál célszerűnek tartanám a feszítőberendezések szabványosítását és gyárilag való elkészítését. Ezzel elkerülhető volna az, ami az első hídnál előfordult, hogy a feszítőberendezés feszítés alatt széttört. Az első kísérleti hídnál a huzalkötegeket bitumenes szigeteléssel láttuk el, ehelyett a jövőben feltétlenül célszerűbbnek tartjuk a kábeleknek Jakubovszkij által javasolt bádogcsövön keresztül való vezetését. Ugyanis ezekkel a kábelek pontos elhelyezése biztosítva van. Még egy hiányosság, ami az első hídépítésnél felmerült, az, hogy a huzalok lehorgonyzásánál levő rendezőlemezek közé fűzött huzalok közel kerültek egymáshoz, ami a helyszíni betonozást a rendelkezésre álló bedolgozó eszközökkel akadályozta. Helyette feltétlenül gyárilag előregyártott vasbeton tömböket javasolunk.

A kivitelezésnél különösen kényes volt a híd két ellenfalán elhelyezett terhelosztó koszorúgerenda. Ezek a gerendák a feszítés alatt nagy összpontos erőket vettek fel (esetleges nem teljes felfekvés miatt), úgy hogy ezek megtervezésére különös gondot kell fordítani. Rá akarok mutatni arra, hogy általában célszerűnek tartanám az előregyártott és utófeszített hidak elkészítésén foglalkoztatott szakmunkásainkat és művezetőinket külön iskoláztatni, mert a minőségi munkára ezeknél még nagyobb szükség van. A kisebb hidak nem engedik meg, hogy az építés alatt mérnök vagy technikus folyamatosan legyen a helyszínen s így a minőségi követelmények betartása elsősorban a művezetőkre és szakmunkásainkra hárul.

A 2. alatt jelzett harántirányú erővel feszített hidaknál nehézségek mutatkoztak a kábelek végeit összefogó, ezúttal gyárilag készült betonblokkok elhelyezésénél és bebetonozásánál. Ugyanis a betonblokkokat a vasbeton fejgerendákon az utófeszítés utáni állapotnak megfelelően tervezett szög alatt kellett elhelyezni, hogy a kábelen törés ne keletkezzék. A sűrűn egymás mellé tervezett betonblokkok bebetonozása nehezen volt kivitelezhető.

Vállalatunk egy kisebb hídnál az utófeszítést elektromos úton felmelegítéssel végezte. Ezt az eljárást inkább csak az utólag elvégezhető hídmegerősítéseknél javasoljuk, vagy ahol egy szerkezeti elem többször ismétlődik, pl. nagyobb hidak kereszttartóinál és ahol a szükséges mértékig való feszítés olajsajtóval nehézkes volna. Tapasztalatunk ugyanis az volt, hogy a legtöbb helyen megfelelő elektromos áram nem állott rendelkezésre, az áramtermelő egységeket és transzformátorokat a helyszínre kellett szállítani, azokat felállítani, kapcsolatokat szerelni, mérni stb., melyek sok időt vesznek el. Az elektromos felfűtéssel nem tudtuk az utófeszítés mértékét azonnal biztosítani. Egyes huzalokban az acél lehűléskor megfolyt, a feszítés a tervezettnél nagyobb mértékű maradt. Újból fel kellett fűteni, s az alkalmazott alátétlemezekből annyit eltávolítani, hogy a feszítés mértéke a bekövetkezendő lehűléskor megfeleljen.

Ahhoz, hogy a megnyúlás egyoldalon jelentkezzék, olajsajtó beépítése is szükséges volt.

Vállalatunk az 51. sz. úton és a Bolond-úti völgyáthidalásnál előregyártott elemekből épít hidat. Mindkét helyen úgy az állványozásnál, mint a zsaluzóanyagnál tetemes megtakarítást értünk el, azonban tekintve, hogy az elhelyező szerkezetek, gépek nincsenek tipizálva, ezeknek minden esetben új és új elgondolások mellett történt elkészítése nem mindig a leggazdaságosabb megoldás, s azoknak megtervezése és a gépipari vállalatoknál való megrendelése

időbeli eltolódásokat okozhat. Meg kell még említeni, hogy az 51-es úton épült két hídhoz a hídelemeket Budapestről szállították. A nem megfelelő szállítóeszközök a nagyhosszúságú és súlyos hídelemekkel útközben kétszer is felfordultak. Amennyiben ilyen szállítások a jövőben fokozódnak, az egytengelyes utánfutók helyett kéttengelyes forgózsámollyal ellátott szállítóeszközöket kell alkalmazni.

A Bolond-úti völgyáthidalásnál az előregyártás révén, mely hazánkban egyedülálló, úgy az állványozásnál, mint a zsaluzóanyagnál kereken 700 m^3 faanyagot takarítottunk meg. Nehézséget okozott az, hogy az elhelyező szerkezetek ilyen nagy súlyú tartókra nincsenek szabványosítva és ennek következtében az 50 tonna súlyú elemek felemelése a közel 25 m magas pillérekre nehéz volt. A pillérekre »Herbert« hídelemekből készült felemelő szerkezetet helyeztünk el. Ezeknek a kinyúlása kismértékű, mely a beemelést csakis a hídnyílás középső részén tette lehetővé, ahol az altalaj vízszintes.

A szélső nyílásoknál, ahol a terep igen meredek, a pillérek tetejére felállított emelőszerkezetet már nem használhattuk, hanem teljes állványzatot kellett készíteni. További hátrányt jelentett, hogy az előregyártott főtartók a pillérek lábánál az egész munkahelyet elfoglalták és a pillérek betonjának szállítása csak kábeldaruval volt megoldható. A nagymennyiségű faanyagmegtakarítás mindezek ellenére az előregyártást indokolta. Meg kell még jegyeznem, hogy a tervezőintézet az önsúlycsökkentés céljából a betonkeresztmetszeteket minimálisra méretezte, s ezáltal a sűrűn elhelyezett vasbetétek között a beton bedolgozása plasztifikáló adalék nélkül, a helyes vízcementtényező alkalmazása mellett, rendkívül nehézségekbe ütközik.

Fentieket összefoglalva, vállalatunk az újtípusú hidakkal általában kedvező tapasztalatokat szerzett a kezdeti nehézségek és annak ellenére is, hogy az építkezéseket részben téli időben kellett elvégeznünk, ami a minőségi betonoknál külön gondot okozott.

Amennyiben a jövőben is télen kell ilyen hídszerkezeteket építenünk, az utófeszítést lehetőség szerint előregyártással kapcsoljuk, hogy a helyszíni betonozást lehetőség szerint elkerülhessük, egyébként ezt indokolja a faanyagtakarékosság is. Célszerű lenne különböző hídállásokra szabványos tervek és szabványos feszítőberendezések elkészítése.

Megfontolandónak tartom, hogy tervezőintézeteink a jövőben nagyobb nyílások áthidalásánál ívhidak helyett utófeszített hídakat tervezzenek (utófeszített gerendatartós hidak), melyek kivitelezése megfelelően begyakorolt szakszemélyzet mellett feltétlenül gyorsabb és gazdaságosabb.

DÉNES OSZKÁR

Gnädig kartársnak az előrefeszített szerkezetek gazdaságosságára vonatkozó fejtegetéséhez szeretném hozzáfűzni azt, hogy a gazdaságosságot nem lehet a mindenkori anyagmegtakarítások szemszögéből eldönteni. A kérdés elbírálásánál feltétlenül figyelembe kell vennünk a szerelési és építési munka többletköltségeinek, a forgalom alatti viselkedésnek és a fenntartási költségeknek szempontjait is. Ez utóbbiak elsősorban vasúti előrefeszített szerkezetekre vonatkoznak, melyek a vasútüzemi viszonyoknak megfelelően nagy és sűrűn ismétlődő terheléseknek és dinamikus hatásoknak vannak kitéve. Itt a szerkezet gazdaságossága szempontjából az anyagmegtakarítás második helyre szorul az üzem alatti feltétlen biztonság szempontja mellett. Általában tehát szükség van az ilyen szerkezetekkel kapcsolatos hosszabb tapasztalatokra.

Az előregyártás — amit az előadó kartárs is kihangsúlyozott — mindenkor az emelési súly függvénye. A tartódarabok hosszát az alkalmazható daru emelőképessége szabja meg. Ennek következménye az, hogy az előregyártott tartók csak kisebb fesztávú szerkezeteknél jöhetnek szóba. Meggondolásra késztet az is, hogy az előregyártott, s keresztirányban valamilyen módon összefogott tartók dinamikus hatások szempontjából kedvezőtlenebbek, mint a helyszíni monolit előrefeszített szerkezetek. A fentieket figyelembevéve a külföldön tömör gerendaszelvényű tartókat alkalmaznak, melyek csúszó zsaluzással a helyszínen aránylag igen egyszerűen betonozhatók. Ezzel a módszerrel sikerült elérni, hogy több hídnál a helyszínen készített előrefeszített szerkezet gazdaságossága vetekszik, sőt nagyobb fesztávoknál meghaladja az előregyártott tartószerkezet gazdaságosságát. Nagyterhelésű vasúti előrefeszített szerkezetekkel kapcsolatban még megfigyelhető, hogy a Hoyer-rendszerű tapadóbetétes tartók idejüket multák, s a fejlődés más, komolyabb lehorgonyzásos megoldások felé halad.

Meg szeretném említeni, hogy a közeljövőben megépítendő előrefeszített vasúti hídszerkezettel kapcsolatban mi vasúti hidászok különösen fontosnak tartjuk a szerkezet utólagos ellenőrzését. Nem elégséges ugyanis az előrefeszített hidakat megépíteni s azután sorsukra hagyni, hanem ezeket az újszerű szerkezeteket időnként ellenőrizni kell, hogy a hasznos terhelés alatti viselkedésükre adatokat nyerjünk.

Rá kell mutatni továbbá a kísérletezés fontosságára. Kísérleteket kellene végezni különböző feszítési rendszerekkel és lehorgonyzási módokkal kialakított, ismétlődő (fárasztó) igénybevételnek kitett előrefeszített tartókkal. A kísérlet még fontosabb, még döntőbb jelentőségű, mint a tartó utólagos ellenőrzése, mert ennek alapján már az építést megelőzően az egyes kérdések megoldására irányítást kapunk. Hazai viszonylatban ez annál fontosabb, mert a hazai adottságokat és lehetőségeket figyelembevéve, nem támaszkodhatunk kizárólag a külföldi tapasztalatokra.

Hazai anyagokkal, hazai eszközökkel és hazai előállítási mód mellett készített előrefeszített tartókkal közvetlen kísérletek alapján magunknak kell a kellő tervezési és építési tapasztalatot és gyakorlatot megszereznünk. Javasolom, hozzon a Kongresszus javaslatot, melyben az illetékes tényezők figyelmét felhívja a kísérletezés fontosságára, s ezzel megtenné az első kezdeményező lépéseket az előrefeszített tartók kísérleteihez szükséges anyagi alap megteremtéséhez.

BÖLCSKEY ELEMÉR

Gnädig szaktárs előadásában az utófeszített szerkezetek mellett a helyszínen előregyártott szerkezetek kérdésével is foglalkozott. Előadását ez utóbbi szempontból — az előregyártott hídszerkezetek szempontjából — szeretném néhány szóval kiegészíteni.

Az előregyártott szerkezeteknek kétféle típusa, az üzemi és helyszíni előregyártás a hídépítés vonalán sem ismeretlen, bár alkalmazásukra mindezideig csak szórványosan került sor. Hazánkban az első tudatosan előregyártott hídszerkezetek előrefeszített kísérleti hidak voltak. Ezek között több gerenda- ill. lemezhíd szerepelt. A részlegesen előregyártott gerendahidak között a legnagyobb fesztávolság cca 16 m volt, az előrefeszített palló-, ill. gerendabetétes lemezhidak 2—7 m nyílásoknál kerültek alkalmazásra.

Az első helyszíni előregyártással készülő nagyobb hídszerkezet az előadó szaktárs által is ismertetett Bolond-úti völgyhíd lesz, melynek kivitelezése most van folyamatban. A pálya ennél a műtárgynál a völgy legmélyebb pontja felett cca 24 m magasságban van, s így az előregyártott szerkezet alkalmazásával tetemes állványozási költséget lehet megtakarítani.

Újabb közúti hídtervezéseinknél mind gyakrabban alkalmazzuk az előregyártott vasbeton szerkezeteket. Ilyenek az előadó szaktárs által is említett 20 m fesztávolságú utófeszített és előregyártott hídszerkezet, továbbá a most tervezés alatt álló Tiszántúli keleti főcsatorna ideiglenes és végleges hídjai. Az ideiglenes hidak 8 m nyílású, előregyártott vasbeton gerendahidak, míg a végleges áthidalásoknál — ugyancsak előregyártott — vasbeton ívszerkezeteket alkalmaztunk.

Kétségkívül megállapítható, hogy az előregyártás a magasépítés vonalán lényegesen előrehaladottabb. Érdekes megvizsgálni e lemaradás okait.

1. A magasépítésben egy csarnokszerkezetnél az ismétlődő elemek száma viszonylag nagy. A hídépítésnél 2, de legfeljebb 3 egyfoma főtartó készül. Az emelőberendezések felvonulási költségei a magasépítés vonalán 10—15 emelendő darabra oszlanak meg, a hídszerkezeteknél legfeljebb 2—3 ismétlődő elemről lehet szó.

2. A magasépítési szerkezetek mindig a terepen készülnek, ahol az emelőberendezések pályája viszonylag kényelmesen alakítható ki. A hídépítés vonalán a szerkezeteket gyakran vízfolyás, vagy üzemben levő közút, ill. vasút felett kell létesíteni.

3. A magasépítési szerkezetek sokszor egyhelyen összpontosítva kerülnek kivitelre, mint például Sztálinvárosban; a mélyépítési szerkezetek legtöbbször szétszórtan készülnek.

4. A mélyépítési, de különösen hídszerkezeteknél nagyon nagy terhelésekről van szó. Ez különösen a nyíróerők szempontjából kedvezőtlen. Míg a magasépítési szerkezeteknél feloldott — rácsos, Vierendeel, I-szelvényű stb. — tartókat alkalmazhatunk, addig a hídszerkezeteknél a legtöbb esetben csupán tömör szelvények kerülhetnek alkalmazásra. A mélyépítésben kedvezőtlenebb a mozgó és önsúly terhelés aránya is, ami szintén lényeges hátrányt jelent főleg a kapcsolatok kiképzése szempontjából. A mélyépítési szerkezeteknél általában nagyobb biztonságot kívánunk meg, s így a szerkezetek méretei is általában erőteljesebbek, mint a magasépítési szerkezeteké. Ez is hátrányos, főleg az emelés szempontjából.

5. A magasépítési szerkezetek mozgó terheinek dinamikus hatása általában nem számottevő. A hídszerkezeteknél a mozgó teher mindig számottevő dinamikus hatással jár, ami e szerkezetek monolitikus kiképzéseit a legtöbb esetben feltétlenül szükségessé teszi.

A felsorolt, a mélyépítés szempontjából hátrányos körülmények arra mutatnak, hogy a mélyépítés vonalán az előregyártás fejlesztését más szempontok szerint kell irányítani. Véleményem szerint nagyobb hídszerkezetek előregyártásánál a betonból készített önhordó zsaluzatokat kell előre elkészíteni, s ezeket beemelve, a szerkezet monolitikus együttműködését helyszínen készített betonnal kell biztosítani.

A rendelkezésre álló Freysinnet-sajtók használatban vannak. Ezzel szemben a rögzítő dugókat az előregyártó üzem nem tudta úgy elkészíteni, illetve a feszített huzalokat bedugaszolni, hogy a dugók a kábeleket megfogják. A Mélyépítőipari Betonelőregyártó Vállalat újabban kísérleteket végzett a dugók használatával kapcsolatban. Ezek kedvező eredménnyel jártak.

Javaslatot tettünk ezeknek a kísérleteknek folytatására és a KM. Közúti Hídosztálya a közelmúltban elrendelte a Freysinnet-dugókkal kapcsolatban a további kísérleteket. Éppen ezért Freysinnet-rendszerű szerkezetek tervezéséhez csak most lehet hozzákezdeni.

Az előadáshoz hozzászóltak még: *Árvai László*, *Vajda Pál.*

AZ ORTOTROP LEMEZEK ELMÉLETÉNEK NÉHÁNY PROBLÉMÁJA

Prof. Dr. Ing. WITOLD NOWACKI
A LENGYEL TUDOMÁNYOS AKADÉMIA LEVELEZŐ TAGJA
MŰSZAKI EGYETEM, VARSÓ]

Századunk elején az izotrop lemezek elmélete több mint félévszázados szünet után (S. Germain, Lagrange, Nevier, Kirchhoff, Clebsch munkái) ismét élénk érdeklődést keltett, mind a matematikusok (Lauricelle, W. Ritz, Happel és mások), mind az elmélettel foglalkozó mérnökök (Levy, Hager, Hencky, Timoshenko, Nádai, Galerkin) körében.

Az érdeklődés növekedését az váltotta ki, hogy a mérnöki gyakorlat igényei serkentették azokat a tudósokat, akik a tartószerkezet elméletével foglalkoztak.

Az időközben kifejtett lemezelmélet azonban sajnos nem vette figyelembe számos lemezszerű szerkezeti elem anizotrop jellegét. Ez a helyzet indította M. T. Huber professzort, a lengyelországi mechanikai tudomány élenjáró képviselőjét az ortogonális anizotropiájú lemezek (röviden ortotrop lemezek) elméletének kidolgozására. Ez az elmélet az izotrop lemezek elméleténél nagyobb pontossággal írja le a kétirányban vasalt vasbetonlemezekben, a rétegelt lemezekben, a hullámbádoglemezekben vagy a sűrűbordás tartórácsokban fellépő feszültségi állapotot.

Az ortotrop lemezek elméletét M. T. Huber professzor számos lengyel és idegen nyelveken megjelent munkájában fejtette ki. Alapvető az »Ortotrop lemezek elmélete« című 1921-ben megjelent terjedelmes monográfiája.

Az ortotrop lemez lehajlásának differenciálegyenletét derékszögű koordináta-rendszerben M. T. Huber professzor így adja meg:

$$D_x \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2H \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + D_y \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} = p(x, y) \tag{1}$$

ahol $w(x, y)$ — a lemez lehajlása,

$p(x, y)$ — a lemez terhelése,

D_x, D_y — a lemez hajlítással szembeni merevsége x és y irányban.

$2H = D_y m_x + D_x m_y + 4C$, ahol m_x és m_y anyagállandók (m_x és m_y izotrop anyagoknál megfelelnek a Poisson-féle számnak) és

$$2C = (1 - \sqrt{m_x \cdot m_y}) \sqrt{D_x D_y}.$$

Huber professzor ebben a munkájában rámutatott $\varrho = \frac{H}{\sqrt{D_x D_y}}$ az ortotrop lemez ú. n. merevségi karakterisztikájának döntő jelentőségére a differenciál egyenlet megoldása szempontjából, továbbá rámutatott az ortotrop és izotrop lemez deformált középfelülete közötti kapcsolatra ϱ bizonyos értékei esetén. Figyelemreméltó annak a kimutatása, mennyire különbözően viselkednek a koncentrált erőkkel terhelt derékszögű négyszögalakú lemezek, abban az esetben, ha $\varrho > 1$ és $\varrho < 1$. Bebizonyosodott, hogy M. Mesnagernek a szabadon fölfekvő derékszögű négyszögalakú lemezek pontjai lehajlásának egyenlő előjeléről szóló tétele nem érvényes olyan ortotrop lemezekre, amelyeknek karakterisztikája $\varrho < 1$; ebben az esetben a lemez hullámos alakot vesz fel, amelynél a lehajlások előjelet váltanak.

Ebben a munkában Huber professzor számos részletmegoldást adott meg a szabadon felfekvő lemezsávok műszakilag fontos terhelési esetére, ezeket annak idején még nem dolgozták ki izotrop lemezekre.

Huber professzor a szabadon felfekvő vagy teljesen befogott lemezek számos esetét egy különösen szellemes módszerrel oldotta meg. Ennek az eljárásnak lényege a lemezsávprobléma rendkívül egyszerű megoldásainak szuperpozíciója.

Huber professzor több probléma megoldására közelítő módszereket ismertetett, mint pl. az alátámasztási vonalon túlnyúló (konzolos) lemezek, a kerületükön befogott lemezek stb. számára.

M. T. Huber professzor ebben a munkájában végül elsőként foglalkozott a borda és a vasbetonlemez együttdolgozása elméletének kidolgozásával. Ez a műszaki szempontból rendkívül fontos probléma igen sok nehézséget okozott, amikor a pontos megoldásra törekedtek. A borda és a lemez hajlításánál ugyanis figyelembe kell venni a lemez síkbeli feszültségi állapotát, amely kifejezésre jut az ismert Airy-féle függvényben. M. T. Huber professzor megadta a feszültségfüggvény általánosítását ortotrop lemezekre és megközelítően egész általánosságban a bordáslemezek együttdolgozására.

További munkáiban, mint pl. »Biegungsprobleme eines durch Querrippen versteiften orthotropen Plattenstreifens« (Bordákkal merevített ortotrop lemezsáv hajlítási problémái) — Zürich, 1927. és »Probleme der Statik technisch wichtiger orthotroper Platten« (Műszakilag fontos ortotrop lemezek statikai problémái) — Varsó, 1929., Huber professzor tökéletesítette 1921-es eredményeit.

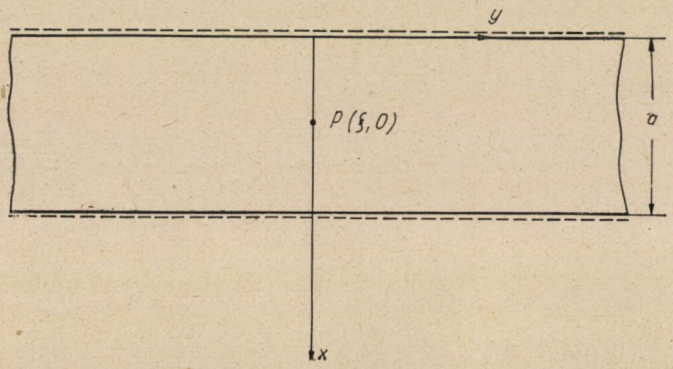
Huber professzor »Tanulmány a T keresztmetszetű tartókról« (Varsó, 1923) c. munkájában a T tartók stabilitása vizsgálatánál kapcsolatot teremt az ortotrop lemezek elméletével és a derékszögű négyszögű ortotrop lemezek kihajlása problémájának számos megoldását adja meg.

Huber professzor úttörő munkája a lemezek elmélete terén nagy és megérdemelt elismerést nyert a tudományos világban. Az ortotrop lemezek elméletének magva bekerült számos ismert lemezelméleti monográfiába (A. Nádai »Elastische Platten« 1925, Timoshenko »Theory of plates and shells« 1940,

G. G. Lechnyickij »Anisotropnije plastinki« 1947, K. Girkmann »Flächentragwerke« 1948) és Huber professzor munkájának eredményeit számos külföldi tudós is felhasználta elméleti kutatásainál (G. Lechnyickij, A. Lurje, St. Bergman, Igucsi, Massonet, Cornelius, Seydel, Szokolnyikov stb.).

Jelenleg az ortotrop lemezek elmélete fejlődőben van és egyre kiterjedtebben alkalmazzák a hidak tartórácsai, a hajók bordái és a repülőgépek sárkánybordázata szerkesztésénél.

Lengyelországban is, különösen a II. világháború után ismét előtérbe került az ortotrop lemezek problémája és több lengyel szerző foglalkozott ezzel a kér-



1. ábra

déssel (W. Nowacki, W. Olszak, J. Nowinski, St. Turski, St. Rydlewski, R. Kazimierczak).

Ezek a tanulmányok az ortotrop lemezeknek statikájára, dinamikájára és stabilitására egyaránt kiterjednek. Huber professzor munkái a jelen referátum szerzőjének ösztönzést adtak néhány műszaki részletprobléma feldolgozására az ortotrop lemezek elméletének feldolgozásával kapcsolatban. Ezek közül többet még nem oldottak meg és éppen ezért itt közölt megoldásuk műszaki jelentőségű.

Engedjék meg, hogy dióhéjba foglaltan beszámoljak a mult évben végzett munkám eredményeiről.

A) A legelső kérdések a koncentrált erővel megterhelt ortotrop lemezsávra vonatkoznak. Ennek a problémának megoldása jelentős szerepet játszik a felületi behatásábrák elméletében és lehetővé teszi a kétoldalon szabadon felfekvő és a többi oldalakon kellően befogott derékszögű négyszögalakú lemezek felületi behatásábráinak megszerkesztését.

Vizsgáljuk meg a végtelen hosszú ortotrop lemezsávot, amely az $x = 0$ és az $x = a$ perem mentén szabadon felfekszik. Tegyük fel, hogy ezt a sávot a P koncentrált erő terheli, amely az x tengelyre hat ξ távolságban az y tengelytől.

Ennek az alapvető problémának megoldását M. T. Huber trigonometriai sorok alkalmazásával oldotta meg. Ezek a sorok azonban különösen a lemez

statikai mennyiségeire vonatkozóan igen lassan konvergálnak a P erő támadáspontja környezetében.

A továbbiakban bemutatjuk, hogy a statikai mennyiségeket zárt egyenletek alakjában lehet felírni. A feladatot két részegyenlettel oldhatjuk meg, ez analógiája a H. Marcus által közölt kétlépéses módszernek az izotrop lemezek problémájának megoldására.

Az $\varepsilon^4 = \dfrac{D_x}{D_y}$ és $\varrho = \dfrac{H}{\sqrt{D_x D_y}}$ jelölésekkel az (1) egyenlet a következő alakot ölti:

$$\frac{\partial^4 w}{\partial y^4} + 2\varrho\varepsilon^2 \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + \varepsilon^4 \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} = 0\,; \quad \varepsilon, \varrho > 0. \tag{2}$$

A ϱ mennyiség a (2) egyenlet megoldása szempontjából döntő jelentőségű ugyanis attól függően, hogy $\varrho \gtrless 1$ három különböző megoldású alakot vesz fel a (2) egyenlet.

Bevezetjük a $\varphi(x, y)$ függvényt, amely kielégíti a (3a) egyenletet:

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} + \beta^2 \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} = 0\,; \qquad \beta = \text{const} \tag{3a}$$

Legyen a $\varphi(x, y)$ függvény kapcsolatban $w(x, y)$ függvénnyel:

$$\varphi = \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \lambda^2 \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}; \qquad \lambda = \text{const} \tag{3b}$$

Ha a φ-t behelyettesítjük a (3a) képletbe, a következőt kapjuk:

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial y^2} + \beta^2 \frac{\partial^2}{\partial x^2}\right)\left(\frac{\partial^2}{\partial y^2} + \lambda^2 \frac{\partial^2}{\partial x^2}\right) w = 0. \tag{4}$$

Az utolsó egyenlet azonos lesz a (2) differenciál egyenlettel, ha

$$\lambda^2 + \beta^2 = 2\varrho\varepsilon^2\,; \quad \varepsilon^4 = \lambda^2\beta^2 \tag{5}$$

Ebből következik, hogy

$$\beta_{1,2} = \pm\varepsilon\sqrt{\varrho + \sqrt{\varrho^2 - 1}}\,; \quad \lambda_{1;2} = \pm\varepsilon\sqrt{\varrho - \sqrt{\varrho^2 - 1}}\,; \quad \text{ha } \varrho > 1$$

$$\beta_{1;2} = \pm\varepsilon\left[\sqrt{\frac{1+\varrho}{2}} + i\sqrt{\frac{1-\varrho}{2}}\right]; \; \lambda_{1,2} = \pm\varepsilon\left[\sqrt{\frac{1+\varrho}{2}} - i\sqrt{\frac{1-\varrho}{2}}\right]; \text{ha } \varrho < 1$$

$$\beta_{,13} = \pm\varepsilon \qquad \lambda_{1,2} = \pm\varepsilon\,; \qquad \text{ha } \varrho = 1$$

Vizsgáljuk meg most azt az esetet, hogy $\varrho > 1$ és határozzuk meg a (3a) egyenletből a φ függvényt. A φ határértékei a következők : szabadon felfekvő $x = 0$ és $x = a$ peremeken, w és $\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}$ egyenlő zéróval, ezért $\varphi = 0$. Ha $y \to \infty$ elenyészik a lehajlás és $\varphi = 0$.

A (3a) egyenlet megoldása, amely kielégíti a fenti kerületi feltételeket :

$$\varphi(x, y) = \sum_{n=1,2,\ldots}^{\infty} A_n \cdot e^{-\alpha_n \cdot \beta y} \cdot \sin \alpha_n x ; \qquad \alpha_n = \frac{n\pi}{a} \tag{6}$$

A_n állandót megkapjuk abból a feltételből, hogy P koncentrált erőnek egyensúlyban kell lennie az $y = 0$ keresztmetszetben ható nyíróerőkkel. Ebből következik, hogy :

$$\varphi(x, y) = -\frac{P}{D_y \pi \beta} \sum_{n=1,2,\ldots}^{\infty} \frac{e^{-a_n \beta y}}{n} \sin \alpha_n \xi \sin \alpha_n x. \tag{7}$$

A (3b) képletből a $w(x, y)$ függvény :

$$w(x, y) = \frac{Pa^2}{D_y \pi^3 \beta \lambda (\beta^2 - \lambda^2)} \sum_{n=1,2,\ldots}^{\infty} \frac{1}{n} (\beta e^{-\lambda \alpha_n y} - \lambda e^{-\beta \alpha_n y}) \sin \alpha_n \xi \sin \alpha_n x. \tag{8}$$

Vezessük be a $\psi(x, y)$ függvényt, amelyet a következő egyenletek határoznak meg :

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} + \lambda^2 \frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} = 0 ; \quad \psi = \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \beta^2 \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}. \tag{9}$$

A ψ függvényt a $\varphi(x, y)$ függvényhez hasonló módon határozzuk meg

$$\psi(x, y) = -\frac{P}{D_y \pi \lambda} \sum_{n=1,2,\ldots}^{\infty} \frac{e^{-a_n \lambda y}}{n} \sin \alpha_n \xi \cdot \sin \alpha_n x. \tag{9a}$$

A φ és ψ függvények definíciójából az alábbi egyenleteket kapjuk :

$$\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = \frac{\psi - \varphi}{\beta^2 - \lambda^2} ; \quad \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = \frac{\beta^2 \varphi - \lambda^2 \psi}{\beta^2 - \lambda^2}. \tag{10}$$

A φ és ψ függvények zárt kifejezések alakjában is felírhatók ; ugyanezekkel a zárt kifejezésekkel írhatjuk fel a lemezsávban fellépő hajlítónyomatékot és nyíróerőt.

Ha a (7) és (9a) képletekben a trigonometrikus függvényeket exponenciális függvényekkel helyettesítjük és felhasználjuk az ismert

$$\ln(1-z) = -\sum_{n=1,2,\ldots}^{\infty} \frac{z^n}{n}; \quad |z| < 1$$

összefüggést, akkor

$$\varphi = \frac{P}{4\pi D_y \beta} \ln \frac{\cosh \frac{\pi}{a}\beta y - \cos \frac{\pi}{a}(x-\xi)}{\cosh \frac{\pi}{a}\beta y - \cos \frac{\pi}{a}(x+\xi)},$$

$$\psi = \frac{P}{4\pi D_y \beta} \ln \frac{\cosh \frac{\pi}{a}\lambda y - \cos \frac{\pi}{a}(x-\xi)}{\cosh \frac{\pi}{a}\lambda y - \cos \frac{\pi}{a}(x+\xi)}. \tag{11}$$

Könnyen megállapíthatjuk, hogy a φ és ψ függvények kielégítik az összes kerületi feltételeket. Ha $y = 0$ és $x = \xi$, akkor φ és ψ ugyanúgy nem folytonos, mint a logaritmus.

Ha $\varrho = 1$, akkor határátmenettel a következőt kapjuk :

$$\psi \to \varphi = \Phi = \frac{P}{4\pi D_y \varepsilon} \ln \frac{\cosh \frac{\pi \varepsilon y}{a} - \cos \frac{\pi}{a}(x-\xi)}{\cosh \frac{\pi \varepsilon y}{a} - \cos \frac{\pi}{a}(x+\xi)}. \tag{12}$$

Ebből következik, hogy :

$$\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = \frac{1}{2}\left(\Phi - y \frac{\partial \Phi}{\partial y}\right),$$

$$\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = \frac{1}{2}\left(\Phi + y \frac{\partial \Phi}{\partial y}\right). \tag{13}$$

vagyis A. Nádainak az izotrop lemezsávra vonatkozó ismert eredménye.*

Végül abban az esetben, amikor $\varrho > 1$, φ és ψ függvények egymás konjugáltjai lesznek :

$$\varphi = \Phi + i\psi; \quad \psi = \Phi - i\psi = \bar{\varphi}.$$

* A. Nádai : »Elastische Platten«, 1925.

A $\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}$ és $\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}$ differenciálhányadosok a következő alakot öltik:

$$\begin{aligned}\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} &= -\frac{P}{2D_y\pi\varepsilon^2}\left(\frac{I_1}{v_2}+\frac{I_2}{v_1}\right),\\ \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} &= -\frac{P}{2D_y\pi\varepsilon^2}\left(-\frac{I_1}{v_2}+\frac{I_2}{v_1}\right),\end{aligned}\qquad v_{1,2}=\sqrt{\frac{1\pm\varrho}{2}}. \tag{14}$$

ahol

$$\left.\begin{aligned} I_1 &= \sum_{n=1,2,\ldots}^{\infty} \frac{e^{-\frac{n\pi y_1 y}{a}}}{n}\sin\alpha_n v_2 y\cdot\sin\alpha_n\xi\gamma.\sin\alpha_n x,\\ I_2 &= \sum_{n=1,2,\ldots}^{\infty} \frac{e^{-\frac{n\pi v_1 y}{a}}}{n}\cos\alpha_n v_2 y\cdot\sin\alpha_n\xi\cdot\sin\alpha_n x.\end{aligned}\right\} \tag{15}$$

Itt I_1 és I_2 zárt képletekkel is kifejezhető.

$$I_1=\sum_{i=1}^{i=4}\operatorname{arc\,tg}\frac{e^{-\alpha v_1 y}\sin\alpha\eta_i}{1-e^{-\alpha v_1 y}\sin\alpha\eta_i}, \tag{16}$$

ahol $\eta_1=-v_2y+\xi-x$; $\eta_2=v_2y-\xi-x$;
$\eta_3=-v_2y-\xi+x$; $\eta_4=v_2y+\xi+x$; $\qquad \alpha=\frac{\pi}{a}$.

$$I_2=-\frac{1}{8}\ln\frac{(\cosh\alpha v_1 y-\cos\alpha\eta_1)(\cosh\alpha v_1 y-\cos\alpha\eta_3)}{(\cosh\alpha v_1 y-\cos\alpha\eta_2)(\cosh\alpha v_1 y-\cos\alpha\eta_4)} \tag{17}$$

A fenti eredmények lehetővé teszik számunkra, hogy meghatározzuk a hajlító nyomatékokat és nyíróerőket a következő képletekkel:

$$\begin{aligned} M_x &= -D_x\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}+\frac{1}{m_y}\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}\right),\\ M_y &= -D_y\left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}+\frac{1}{m_x}\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}\right),\\ T_{xz} &= -D_x\frac{\partial^3 w}{\partial x^3}-\left(2C+\frac{D_x}{m_y}\right)\frac{\partial^3 w}{\partial y^2\partial x},\\ T_{yz} &= -D_y\frac{\partial^3 w}{\partial y^3}-\left(2C+\frac{D_y}{m_x}\right)\frac{\partial^3 w}{\partial x^2\partial y}.\end{aligned} \tag{18}$$

Könnyű kimutatnunk, hogy a $\dfrac{\partial^2 w}{\partial_x \partial_y}$ kifejezés, amely a csavarónyomatékkal lép fel, a következő képlettel számítható ki:

Ha $\varrho > 1$:

$$\frac{\partial^3 w}{\partial x \partial y} = \frac{P}{2\pi D_y (\beta^2 - \lambda^2)} \left[\operatorname{arc\,tg} \frac{e^{-\alpha\lambda y} \sin \alpha (\xi + x)}{1 - e^{-\alpha\lambda y} \sin \alpha (\xi + x)} + \right.$$

$$+ \operatorname{arc\,tg} \frac{e^{-\alpha\lambda y} \sin \alpha (\xi - x)}{1 - e^{-\alpha\lambda y} \sin \alpha (\xi - x)} - \operatorname{arc\,tg} \frac{e^{-\alpha\beta y} \sin \alpha (\xi + x)}{1 - e^{-\alpha\lambda y} \sin \alpha (\xi + x)} -$$

$$\left. - \operatorname{src\,tg} \frac{e^{-\alpha\beta y} \sin \alpha (\xi - x)}{1 - e^{-\alpha\beta y} \sin \alpha (\xi - x)} \right]. \tag{20a}$$

Ha $\varrho = 1$:

$$\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} = \frac{1}{2} y \frac{\partial \Phi}{\partial x}. \tag{20b}$$

Végül, ha $\varrho < 1$:

$$\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} = \frac{P}{16\pi v_1 v_2 D_y} \ln \frac{(\cosh \alpha v_1 y - \cos \alpha r_2)\ (\cosh \alpha v_1 y - \cos \alpha r_3)}{(\cosh \alpha v_1 y - \cos \alpha r_4)\ (\cosh \alpha v_1 y - \cos \alpha r_1)}. \tag{20c}$$

A Maxwell—Betti-féle felcserélhetőségi tétel értelmében, a (ξ, η) pontban ható $P = 1$ terheléshez tartozó M_x, M_y, M_{xy} nyomatékfelületek és T_{xz}, T_{yz} nyíróerőfelületek úgy tekinthetők, mint egy a lemezen mozgó $P = 1$ erő hatásfelületei. Jelölje $K(x, y;\ \xi, \eta)$ bármilyen statikai mennyiség hatásfelületét.

Az adott $p(\xi, \eta)$, a lemez F felületén folytonosan megoszló teher működése esetében a szóbanforgó statikai mennyiséget az alábbi képlet adja:

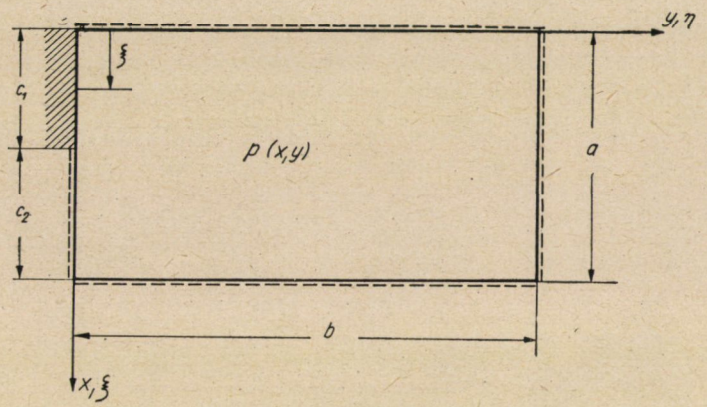
$$K(x, y) = \int_F K(x, y;\ \xi, \eta) \cdot p(\xi, \eta)\, d\xi\, d\eta. \tag{21}$$

A végtelen hosszú lemezsáv hatásfelületeinek meghatározása lehetővé teszi az $x = 0$ és az $x = a$ peŕem mentén szabadon felfekvő, a többi peremeken pedig tetszőlegesen megtámasztott derékszögű négyszögalakú lemez hatásfelületeinek előállítását.

Ilyen esetben a hatásfelület két részből tevődik össze, az egyik a végtelen hosszú sávra vonatkozó felület, a másik a derékszögű négyszögalakú lemez határfeltételeiből adódó. A hajlító- és csavarónyomatékokra valamint nyíróerőkre az első rész szingularitást ad, a második rész viszont reguláris függvény.

B) A második probléma a vegyes kerületi feltételeknek alávetett derékszögű négyszögalakú lemezekre vonatkozik.

Vizsgáljunk meg egy rendkívül egyszerű példát, egy derékszögű négyszögalakú lemezt, amely az $x = 0$, $x = a$ és $y = b$ oldalakon szabadon felfekszik. Az $y = 0$ oldalon a lemez a c_1 szakaszon befogott, a c_2 szakaszon pedig szabadon felfekszik.



2. ábra

A c_1 szakaszon : $w(x, 0) = 0$; $\dfrac{\partial w(x, 0)}{\partial y} = 0$;

és a c_2 szakaszon pedig : $w(x, 0) = 0$; $\dfrac{\partial^2 w(x, 0)}{\partial y^2} = 0$.

A c_1 szakasz mentén csak az x változótól függő $M_y = -D_y \dfrac{\partial^2 w(x, 0)}{\partial y^2}$ ismeretlen hajlítónyomatékok keletkeznek.

Felhasználva a szuperpozíció elvét, a lemez lehajlásának integrál-egyenlete a következő :

$$w(x, y) = w_0(x, y) + \int_0^{c_1} M_y(\xi)\, G(x, y\,;\, \xi, 0)\, d\xi\,. \tag{22}$$

Itt $w_0(x, y)$ a köröskörül szabadon felfekvő lemez lehajlása a $p(x, y)$ terhelés hatására. Ennek a függvénynek a meghatározása általában nem okoz nagyobb nehézséget ; megkaphatjuk az egyszerű, vagy kettős trigonometriai sorok alkalmazásának ismert módszere segítségével.

$G(x, y\,;\, \xi, \eta)$ a Green-féle függvény az $M_y = 1$ állapotra, vagyis ez azt jelenti, hogy $G(x, y\,;\, \xi, \eta)$ a köröskörül szabadon felfekvő lemez deformált

középfelülete, amelyet az (ξ, o) pontban $M_y = 1$ koncentrált nyomaték terhel.

Az ismeretlen $M_y(\xi)$ függvényt abból a feltételből határozzuk meg, hogy a c_1 szakaszon az érintő elfordulása 0-val egyenlő.

$$\frac{\partial w(x,0)}{\partial y} = \frac{\partial w_0(x,0)}{\partial y} + \int_0^{c_1} M_y(\xi) \frac{\partial G(x,0;\ \xi,0)}{\partial y} d\xi = 0 \tag{23}$$

Miután meghatároztuk az $M(\xi)$-t ebből a *Fredholm*-féle elsőfajú integrál-egyenletéből, minden nehézség nélkül meghatározzuk a (22) egyenletből $w(x,y)$-t.

Ezzel a problémát máris megoldottuk.

Megoldáshoz más úton is eljuthatunk. Tekintsük ismeretlen függvénynek a deformált középfelület érintőjének a c_2 szakaszon mutatkozó $\frac{\partial w(x,0)}{\partial y} = \varphi(x)$ lejtését.

Törzstartóként az $y = 0$ oldal mentén teljesen befogott és a többi oldalakon szabadon felfekvő lemezt válasszunk.

Jelentse $w_0(x,y)$ a lemez lehajlását a $p(x,y)$ teher hatására és $L(x,y;\ \xi,0)$ a törzstartó Green-féle függvényét a $\varrho = 1$ esetre. Ekkor:

$$w(x,y) = \overline{w}_0(x,y) + \int_{c_2} \varphi(\xi) \cdot L(x,y;\ \xi,0)\, d\xi. \tag{24}$$

Az ismeretlen $\varphi(\xi)$ függvényt a c_2 szakasz $\frac{\partial^2 w(x,0)}{\partial y^2} = 0$ feltételéből határozzuk meg:

$$\frac{\partial^2 w_0}{\partial y^2} + \int_{c_2} \varphi(\xi) \frac{\partial^2 L(x,0;\ \xi,0)}{\partial y^2} d\xi = 0. \tag{25}$$

Alkalmazhatjuk az első és a második módszert egyaránt, az a módszer a hasznosabb azonban, amelyik egyszerűbb alakú integrál-egyenletet ad.

A most közölt eljárást kiterjeszthetjük olyan vegyes kerületi feltételekre is, amelyek a lemez 2, 3, ill. 4 oldalára terjednek ki. Ilyen esetben nem egyetlen integrálegyenletet kapunk, hanem egy integrál-egyenletrendszert.

Tegyük fel, hogy a derékszögű négyszögalakú lemez $y = 0$ peremén a c_1 és c_2 szakaszokon két különböző kerületi feltétel érvényesül.

Legyen ez a c_1 szakaszon:

$$l_1 w(x,0) = 0; \quad l_2 w(x,0) = 0, \tag{a}$$

és a c_2 szakaszon

$$g_1 w(x,0) = 0; \quad g_2 w(x,0) = 0. \tag{b}$$

Itt az l_1, l_2, g_1, g_2 tetszőleges lineáris differenciál operátort jelentenek.

Nyilvánvaló, hogy a c_1 szakaszon a $g_1 w(x, 0)$, $g_2 w(x, 0)$ operátorok zérustól különbözők és x változó függvényei. Hasonló a helyzet a $l_1 w(x, 0)$ és $l_2 w(x, 0)$ operátorokkal a c_2 szakaszon.

Vegyük fel mindenekelőtt a törzstartót. Ez olyan lemez legyen, melyre az y egyenes mentén (a c_1 és c_2 szakaszon) a $g_1 w(x, 0)$ és $g_2 w(x, 0)$ határfeltételek érvényesek.

Jelöljük $w_0(x, y)$-al a középfelület $p(x,y)$ terhelés által előidézett lehajlását, azután jelöljük $G_1(x, y; \xi, 0)$ és $G_2(x, y; \xi, 0)$-val a fenti törzstartó Green-féle függvényét a $g_1 w = 1$, $g_2 w = 1$ állapotra.

Ezek szerint

$$w(x, y) = w_0(x, y) + \int_{c_1} g_1 w(\xi) . G_1(x, y; \xi, 0)\, d\xi + \tag{26}$$

$$+ \int_{c} g_2 w(\xi)\, G_2(x, y; \xi, 0)\, d\xi . \tag{26}$$

Az ismeretlen $g_1 w(\xi)$, $g_2 w(\xi)$ függvényeket az (a) határfeltételekből állapítjuk meg:

$$_1 w(x, 0) = l_1 w_0(x, 0) + \int_{c_1} g_1 w(\xi) \cdot l_1 G_1(x, 0; \xi, 0)\, d\xi +$$
$$+ \int_{c_2} g_2 w(\xi)\, {}_1 G_2(x, 0; \xi, 0)\, d\xi \tag{27}$$

$$l_2 w(x, 0) = l_2 w_0(x, 0) + \int_{c_1} g_1 w(\xi)\, l_2 G_1(x, 0; \xi, 0)\, d\xi +$$
$$+ \int_{c_2} g_2 w(\xi)\, l_2 G_2(x, 0; \xi, 0)\, d\xi$$
$$0 \leqq \xi \leqq c_1$$

Ezekben az egyenletekben Betti tétele szerint:

$$l_1 G_2(x, 0; \xi, 0) = l_2 G_1(x, 0; \xi, 0) \tag{28}$$

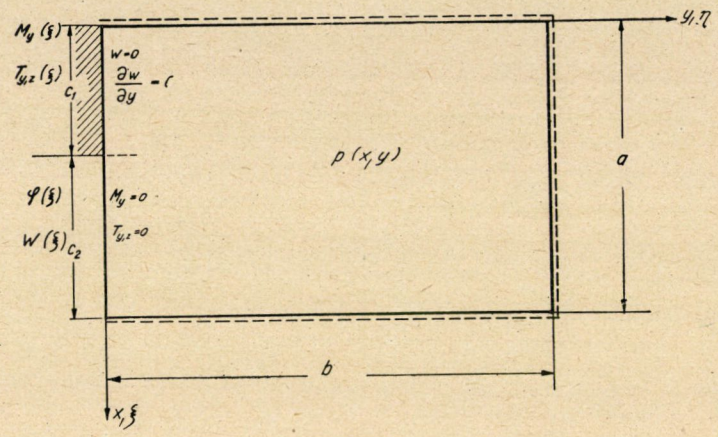
A (27) integrál-egyenletrendszerből meghatározzuk az ismeretlen $g_1 w(\xi)$ és $g_2 w(\xi)$ függvényeket és a (26) egyenletből a lemez középfelületének lehajlását. Ha törzstartóul olyan lemezt fogadunk el, amelyben az $y = 0$ perem mentén az (a) kerületi feltételek érvényesek, akkor a (26) integrál-egyenlethez hasonló integrálegyenletet kapunk az $l_1 w(\xi)$, $l_2 w(\xi)$ ismeretlen függvényekkel.

$$w(x, y) = w_0(x, y) + \int_{c_2} l_1 w(\xi) \cdot L_1(x, y\,;\ \xi, 0)\, d\xi + \qquad c_1 < \xi < a.$$

$$+ \int_{c_2} l_2 w(\xi) \cdot L_2(x, y\,;\ \xi, 0)\, d\xi \qquad 29)$$

$$c_1 \leqq \xi \leqq a$$

amelyet két integrál-egyenletrendszeréből határozunk meg és ezeket megkapjuk, ha a (29) egyenletből a $w(x, y)$ függvénnyel végrehajtjuk a $g_1 w(x, 0) = 0$ és $g_2 w(x, 0) = 0$ műveletet.



3. ábra

A fenti egyenleteket a 3. ábra szerinti vegyes kerületi feltételeknek alávetett derékszögű lemezek esetében alkalmazzuk.

A lemez $y = 0$ pereme a c_1 szakaszon teljesen befogott, a c_2 szakaszon szabad.

A c_1 szakaszon ezért :

$$l_1 w(x, 0) = w(x, 0) = 0$$

$$l_2 w(x, 0) = \frac{\partial w(x, 0)}{\partial y} = 0 \qquad (c)$$

ismeretlennek tekinthetjük ezen a szakaszon a $M_y(x) = g_1 w(x, y)$ befogási nyomatékot és a $T_{yz}(x) = g_2 w(x, 0)$ támaszreakciót.

Ha $G_1(x, y\,;\ \xi, 0)$ és $G_2(x, y\,;\ \xi, 0)$-val jelöljük a középfelület $M_y = 1$ és $T_{yz} = 1$ állapothoz tartozó lehajlását, akkor a (26) egyenlet a következő alakot ölti :

$$w(x, y) = w_0(x, y) + \int_{c_1} M_y(\xi) \cdot G_1(x, y\,;\ \xi, 0)\, d\xi +$$

$$+ \int_{c_1} T_{yz}(\xi) \cdot G_2(x, y\,;\ \xi, 0)\, d\xi \qquad (29a)$$

A (c) határfeltételekből pedig :

$$w_0(x, 0) + \int_{c_1} M_y(\xi) \cdot G_1(x, 0; \xi, 0)\, d\xi + \int_{c_1} T_{yz}(\xi) \cdot G_2(x, 0; \xi, 0)\, d\xi = 0$$

$$\frac{\partial w_0(x, 0)}{\partial y} + \int_{c_1} M_y(\xi) \cdot \frac{\partial G_1(x, 0\,;\, \xi, 0)}{\partial y} d\xi + \int_{c_1} T_{yz}(\xi) \frac{\partial G_2(x, 0\,;\, \xi, 0)}{\partial y} d\xi = 0 \qquad (30)$$

következik.

Itt $$\frac{\partial G_1(x, 0; \xi, 0)}{\partial y} = G_2(x, 0; \xi, 0).$$

Az $M_y(\xi)$ és $T_{yz}(\xi)$ függvények meghatározása lehetővé teszi a (29a) egyenletből a középfelület lehajlásának meghatározását.

A c_1 szakaszon szabadon felfekvő perem különleges esetében nyilvánvalóan $M_y(\xi) = 0$ és $T_{yz}(\xi)$ reakció meghatározására teljesen elegendő a következő egyenlet :-

$$w_0(x, 0) + \int_{c_1} T_{yz} \cdot G_2(x, 0;\ \xi, 0)\, d\xi = 0 \qquad (31)$$

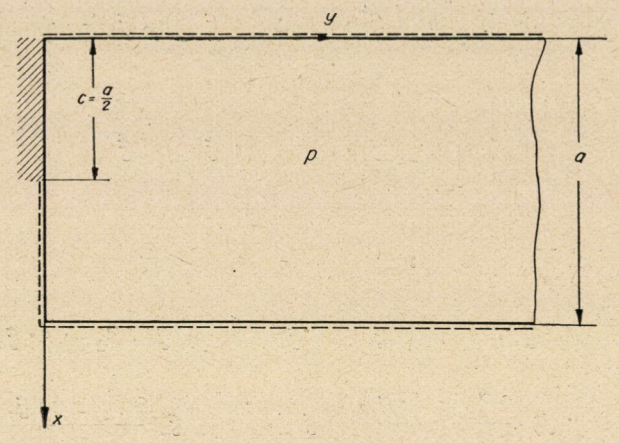
A fenti megfontolásokat kiterjeszthetjük olyan esetekre is, amelyekben a vegyes kerületi feltételek a lemezkontúrnak nemcsak két, hanem több szakaszán is érvényesülnek.

A bemutatott módszert az izotrop lemez speciális esetére vonatkozó néhány lehető legegyszerűbb példával illusztráljuk ($\varrho = \varepsilon = 1$).

1. Vegyünk egy a szélességű, egyenletesen terhelt lemezfélsávot. A lemez $y = 0$ pereme teljesen befogott, a c szakaszon és a perem többi részein szabadon alátámasztott.

Az ismeretlen $M(\xi)$ befogási nyomatékot a (23) integrál-egyenletből határozzuk meg.

$$\frac{\partial w_0(x, 0)}{\partial y} + \int_0^c M(\xi) \frac{\partial G(x, 0; \xi, 0)}{\partial y} d\xi = 0\,; \quad 0 \leqq \xi \leqq c. \qquad (32)$$



4. ábra

Az egész kerületén szabadon alátámasztott lemez alapegyenlete a következő :

$$w_0(x, y) = \frac{4p \cdot a^4}{D \cdot \pi^5} \sum_{n=1,\,3,\ldots}^{\infty} \frac{1}{n^5} \left[1 - \left(1 + \frac{\alpha_n y}{2}\right) \cdot e^{-\alpha_n y}\right] \sin \alpha_n x.$$

A $G(x, y\,;\ \xi, 0)$ függvénynek ki kell elégítenie a lemez lehajlásának differenciálegyenletét :

$$\nabla^2 \Delta^2 G = 0,$$

valamint a következő kerületi feltételeket :

Az $x = 0$, $x = a$, $y = \infty$ peremeken $G = 0$; $\nabla^2 G = 0$.

Ha $y = 0$, akkor $G = 0$, valamint

$$- D \frac{\partial^2 G(x, 0; \xi, 0)}{\partial y^2} = \frac{2}{a} \sum_{n=1,\,2,\ldots}^{\infty} \sin \alpha_n \xi \cdot \sin \alpha_n x.$$

Így azt kapjuk, hogy

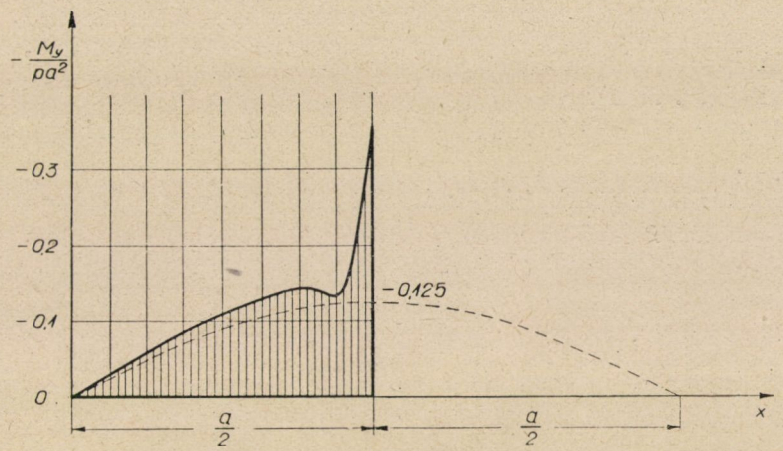
$$G(x, y; \xi, 0) = \frac{y}{D\pi} \sum_{n=1,\,2,\ldots}^{\infty} \frac{1}{n} e^{-\alpha_n y} \cdot \sin \alpha_n \xi \cdot \sin \alpha_n x \tag{33}$$

illetve

$$G(x, y; \xi, 0) = -\frac{y}{4D\pi} \ln \frac{\cosh \frac{\pi y}{a} - \cos \frac{\pi}{a}(x - \xi)}{\cosh \frac{\pi y}{a} - \cos \frac{\pi}{a}(x + \xi)}. \tag{34}$$

A (32) egyenlet ilyen körülmények között a következőképpen alakul:

$$\int_0^c M(\xi) \cdot \ln \left| \frac{\sin \frac{\pi}{2a}(x-\xi)}{\sin \frac{\pi}{2a}(x+\xi)} \right| d\xi = \frac{8pa^3}{\pi^3} \sum_{n=1,\,3,\ldots}^{\infty} \frac{1}{n^4} \sin \alpha_n x. \quad (35)$$



5. ábra

Az 5. sz. ábrán bemutatjuk az $M(\xi)$ függvény grafikonját, amelyet a (35) egyenlet közelítő megoldásával nyertünk.

Az összehasonlítás érdekében berajzoltuk az $y = 0$ pereme mentén végig befogott lemez nyomaték-görbéjét is. Figyelemreméltó, hogy a befogási nyomaték erősen növekszik az $(a, 0)$ pont közelében. Ez abból származik, hogy $\frac{\partial w}{\partial y}$ $(y=0)$ nem folytonos. Fel kell tételeznünk, hogy az integrálegyenlet pontos megoldásánál ezen a ponton a befogási nyomaték értéke végtelen nagy volna.

Abban a különleges esetben, amikor $c = a$, a (33) képlet segítségével a (32) egyenletet a következő alakban írhatjuk fel:

$$\frac{1}{D\pi} \int_0^a M(\xi) \sum_{m=1,\,2,\ldots}^{\infty} \sin \frac{m\pi\xi}{a} \cdot \sin \frac{m\pi x}{a} d\xi = -\frac{2pa^3}{D\pi^4} \sum_{n=1,\,3,\ldots}^{\infty} \frac{1}{n^4} \sin \frac{n\pi x}{a}$$

A két sorozat összehasonlításából kiderül, hogy páratlan $n = m$ számoknál a következő egyenletet kapjuk:

$$\int_0^a M(\xi) \sin \frac{n\pi\xi}{a} d\xi = -\frac{2pa^3}{\pi^3 n^3} \quad (36)$$

és ebből az is kiderül, hogy páros számok esetén a fenti kifejezés eltűnik.

A (36) kifejezést úgy is tekinthetjük, mint az $M(\xi)$ függvény Fourier sorának együtthatóját, azaz :

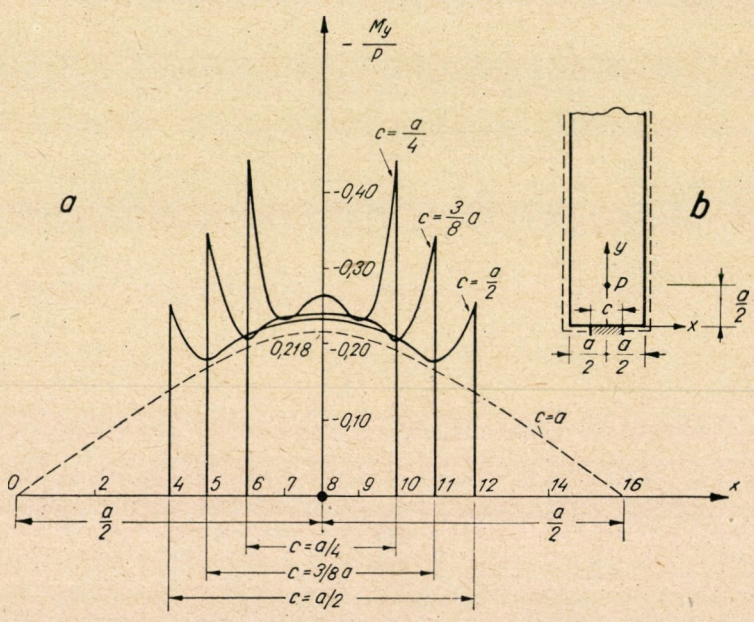
$$M(\xi) = -\frac{4pa^2}{\pi^3} \sum_{n=1,3,..}^{\infty} \frac{1}{n^3} \sin\frac{n\pi\xi}{a} = -\frac{p\xi}{2}(a-\xi). \tag{37}$$

2. A lemezfélsávot P koncentrált erő terheli $y = a/2$ távolságban az x tengelytől (6. sz. ábra).

A lemez pereme teljesen befogott a c szakaszon, amely szimmetrikus az y tengelyre.

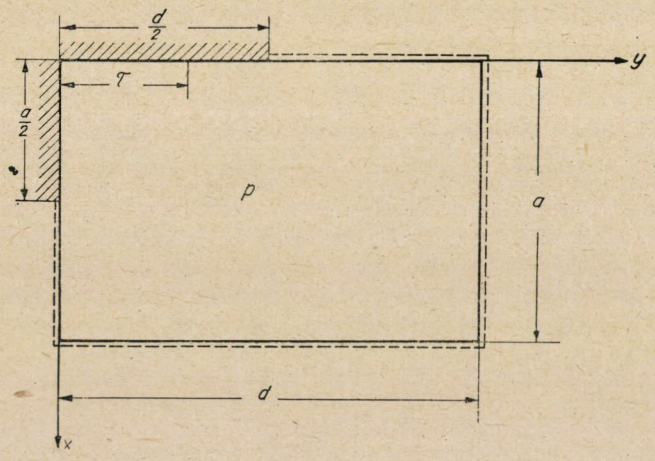
Meghatároztuk a befogási nyomatékot az integrálegyenletből a következő viszonyok esetére :

$$\frac{c}{a} = \frac{1}{4}; \frac{3}{8}; \frac{1}{2}; 1$$



6. ábra

A befogási nyomatékokat ábrázoló rajzból világosan látjuk, hogy minél kisebb a c szakasz, annál inkább növekszenek ezek a nyomatékok és a c szakasz növekedésének mértékében közelednek ezek a nyomatékok azokhoz a nyomatékokhoz, amelyek az $y = 0$ perem teljes befogása esetén lépnek fel.



7. ábra

3. Négyszögletes lemez a 7. sz. ábra szerint. Itt a következő integrál-egyenletet kapjuk:

$$\int_0^{a/2} M_1(\tau) \left\{ \sum_{n=1,\,2,\ldots}^{\infty} \left[\frac{1}{n} \left(\operatorname{ctgh} \varrho_n - \frac{\varrho_n}{\sinh^2 \varrho_n} \right) \sin \alpha_n \tau + \right. \right.$$

$$\left. \left. + \frac{4}{\pi} \sum_{m=1,\,2,\ldots} \frac{\sin \alpha_m \tau}{mn \left(\frac{n}{m} + \frac{m}{n} \right)^2} \right] \sin \alpha_n x \right\} d\tau =$$

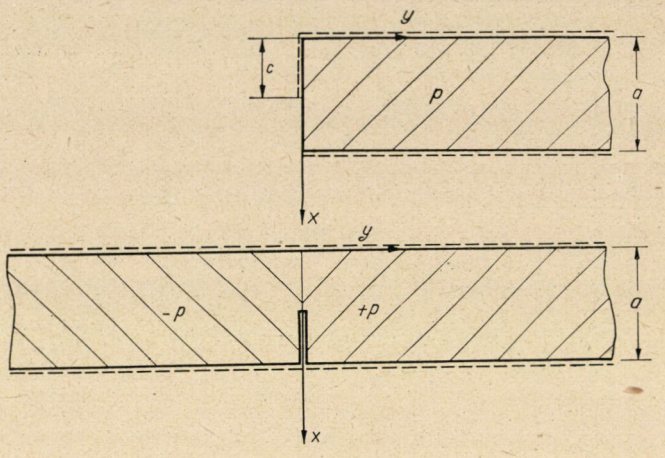
$$= - \frac{2pa^3}{\pi^3} \sum_{n=1,\,3,\ldots}^{\infty} \frac{1}{n^4} \left(\operatorname{tgh} \frac{\varrho_n}{2} - \frac{\varrho_n/2}{\cosh^2 \frac{\varrho_n}{2}} \right) \sin \alpha_n x_n;$$

$$\varrho_n = n\pi; \quad \alpha_n = \frac{n\pi}{a}; \quad \alpha_m = \frac{m\pi}{a}.$$

4. Lemezfélsáv a 8. sz. ábra szerint. Ezt az esetet úgy tekinthetjük, mint a végtelen hosszú, az x tengely egy szakaszán felhasított lemezsáv esetét, amelynek terhe az y tengely mentén változik úgy, hogy $y > 0$ esetén a teher $+p$, és $y < 0$ esetén a teher $-p$.

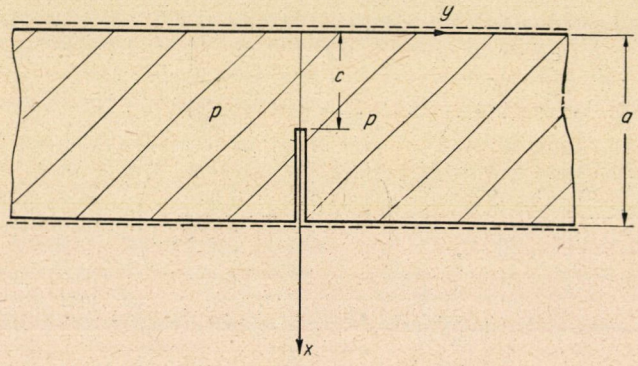
Az ismeretlen $R(\xi)$ reakció függvényét a következő integrál-egyenletből határozzuk meg:

$$\int_0^c R(\xi) \sum_{n=1,\,2,\ldots}^{\infty} \frac{1}{n^3} \sin \alpha_n \xi \cdot \sin \alpha_n x \, d\xi = - \frac{pa^2}{\pi^2} (3-\mu) \sum_{n=1,\,3,\ldots}^{\infty} \frac{1}{n^5} \sin \alpha_n x.$$



8. ábra

5. Az x tengely egy szakasza mentén felhasított, egész felületén egyenletesen terhelt végtelen hosszú lemezsáv (9. sz. ábra). Mivel az x tengely mentén működő nyíróerő zérus, a (30) egyenletrendszerből csak a második egyenlet marad meg.

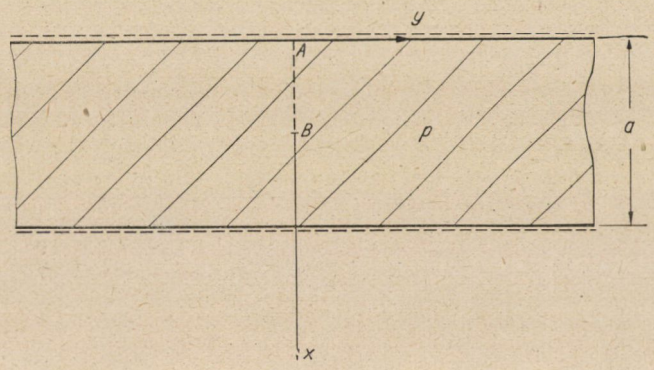


9. ábra

Eredményül a következő integrál-egyenletet kapjuk:

$$\int_0^c M(\xi) \ln \left| \frac{\sin \frac{\pi}{2a}(x-\xi)}{\sin \frac{\pi}{2a}(x+\xi)} \right| d\xi = -\frac{2pa^2\mu}{\pi^3} \sum_{n=1,\,3,\ldots}^{\infty} \frac{1}{n^4} \sin \alpha_n x.$$

6. Egyenletesen megterhelt, az $x = 0$ és $x = a$ peremeken és az AB támaszvonal mentén szabadon felfekvő lemezsáv. Annak a körülménynek következtében, hogy az AB szakasz mentén a lehajlás értéke 0, itt integrál-egyenletet kapunk, amelyben szerepel $R(\xi)$ ismeretlen támaszerőfüggvény az AB szakasz mentén.



10. ábra

$$\int_{AB} R(\xi) \sum_{m=1,\,2,\ldots}^{\infty} \frac{\sin \alpha_m \xi \cdot \sin \alpha_m x}{m^3}\, d\xi = \frac{8pa^2}{D\pi^2} \sum_{n=1,\,3,\ldots}^{\infty} \frac{\sin \alpha_n x}{n^5}.$$

Ilyen példát még sokat hozhatnánk fel. Az itt közölt módszernél a legnagyobb nehézséget nem az egyenletek felállítása, vagy az integrál-egyenletek rendszerének kidolgozása, hanem azok pontos megoldása okozza. Ez a megoldás a $G(x, \xi)$, $L(x, \xi)$ magok bizonyos alakja esetén lehetséges. Amennyiben a pontos megoldás nehézségekbe ütközik, számos közelítő megoldási módszert alkalmazhatunk az ilyen típusú integrál-egyenletekre.

Az itt tárgyalt módszert bonyolultabb lemezproblémákra is ki lehet terjeszteni. Alkalmazható derékszögű négyszögekből összetett lemezekre, de ugyanúgy többtámaszú lemezekre is. Ezt a módszert át lehet vinni a sík feszültségi állapotra, ahol az Airy-féle függvény biharmonikus egyenletet elégít ki, valamint a csavart rúd és hajlított héjak problémáinak megoldására is, ahol a Poisson és Laplace-féle egyenlettel van dolgunk.

*

Az előadáshoz hozzászólt: *Barta József*, a műszaki tudományok kandidátusa.

AZ ORTOTROP LEMEZEK HATÁRTEHER-ELMÉLETÉNEK NÉHÁNY KÉRDÉSÉRŐL

Prof. Dr. Ing WACLAW OLSZAK
[MŰSZAKI EGYETEM, VARSÓ]

I.

Mondanivalóm bevezetéséül kívánatosnak tartok néhány általános megjegyzést a plaszticitási és a határteher-elméletről.

A továbbiak során a plaszticitási elméletet mindvégig általános mérnöki szempontból fogjuk szemlélni.

Ez az elmélet a plasztikus közegek alakváltozási és feszültségi állapotaival foglalkozik; a kontinuum mechanikájának módszereit használva bizonyos alapvető föltevéseket alkot az alakváltozási és a feszültségi állapot komponenseinek összefüggéséről.

Nem kísérel tehát feleletet adni ama kérdésekre, *miért* és *miképpen* keletkeznek plasztikus alakváltozások, következésképpen e változások legelemibb mechanizmusát sem tárgyalja (sem a molekuláris jelenségeket, sem a kristályok csúszását, sem a kristályrács szerkezetétől függő szerkezeti változásokat).

Úgy vélem, ez a megjegyzés helyén való itt, a bevezetőben, mert az »elmélet« szó különben félreérthető volna.

Egyébként — amint W. Prager helyesen megállapította — a »rugalmassági elmélet« fogalmát is hasonlóképp értjük.

*

Ma még távolról sem mondhatjuk el, hogy föltártuk a plasztikus alakváltozások valódi mechanizmusát, mégis — bár erről alkotott nézeteink gyakran ütköznek — vonakodás nélkül elfogadjuk a plaszticitási elmélet alapvető megismeréseit azért, hogy mérnöki szerkezeteinket jobb technikai tulajdonságokkal ruházhassuk fel és anyagot takaríthassunk meg.

Ez a törekvés jut kifejezésre akkor is, amikor szerkezeteinket a *határ teherbírás* alapján tervezzük meg.

A problémával kapcsolatos állásfoglalás szerint beszélhetünk »*elasztostatikáról*« és »*plasztostatikáról*«; az így megnevezett irányzatok ma még, mondhatni, csaknem ellenségesen szembenállanak, azonban helyesen ezeket egymást kiegészítő szempontoknak kell tekinteni.

Szándékosan mellőzöm most a matematikai *plaszticitási elmélet* eredményeit, — ezeket mintaszerűen és kimerítően (lemezeket illetően is) tárgyalja V. V. Szokolovszkij professzor ismert könyve, — és egyenest rátérek a *határteher-elméletre.*

Általánosságban vessük föl a kérdést: mi igazolja a határteher-elmélet megalapozottságát és kétségtelenül egyre növekvő népszerűségét?

Régóta ismeretes, hogy a feszültség-koncentráció, különösen a helyi feszültségcsúcsok a rugalmassági elmélet által megjósolt alakban a valóságban nem jönnek létre.

Tudjuk, hogy a feszültségcsúcsok az anyag plasztikus viselkedése révén kiegyenlítődnek. Nyilvánvaló, hogy nem teremthetünk reális alapokat a tartóelemek méretezésére, ha a szerkezetek teherbírását a feszültségcsúcsok figyelembevételével kíséreljük meghatározni.

Ma például már köztudomású, hogy a statikailag határozatlan rendszereknek a rugalmassági elmélet alapján történő méretezése és tervezése teherbírásuk alábecsülésével jár. Kimutatható, hogy a határteher-elmélet a problémát a valóságnak megfelelőbben fogja fel.

*

Ezzel kapcsolatban kívánatos megemlítenünk az elasztikus és plasztikus állapotok egyik döntő különbségét, azt, hogy a rugalmas állapotban a feszültségi állapot változása szinte nyomban előidézi az alakváltozási állapot megváltozását, viszont a plasztikus alakváltozások lassan történnek, úgy hogy a plasztikus alakváltozás sebessége az elasztikus alakuláséhoz képest általában igen kicsi.

Következőleg a plaszticitási mechanika alapképletei lényegesen különböznek azoktól, amelyek a rugalmas közegeket jellemzik. Megkülönbözteti őket — többek között — az, hogy a feszültségek nem maguktól az alakváltozásoktól, hanem az alakváltozás sebességétől függenek.

Nagy általánosságban tehát azt mondhatjuk, hogy ilyenfajta jelenségeknek a tanulmányozásakor egy új változóval, a *t idővel* is számolnunk kell.

1. Az ebben az összefüggésben fölvetődő problémák összességével a tudománynak egy eléggé fiatal ága, a »*rheológia*« foglalkozik.

Ezt E. C. Bingham professzor egy kongresszus alkalmával »az alakváltozásnak és az anyag folyásának a tana«-ként határozta meg.[1]

Csaknem az összes anyagokra, köztük jólismert szerkezeti anyagainkra is jellemző, hogy tartós terhelés alatt bizonyos folyási alakváltozásokat mutatnak. A mérnökök ezeket főként kúszási és relaxációs jelenségként tartják számon. Példaként megemlítem, hogy tapasztalhatók a vason és méginkább a betonon is.

[1] A szó tudvalevőleg a görög »ῥέω«-ből ered. Ezzel kapcsolatban említést érdemel, hogy Herakleitos filozófiájának egyik alaptétele »παντα ῥεῖ« (minden folyik).

E jelenségek elmélete számára a hydromechanika, elsősorban pedig a viszkózus folyadékok tanaiban szélesebb alapokat kell keresnünk. Az itt tárgyalt folyadékok részint a newtoni, részint pedig egy bonyolultabb típushoz tartoznak.

Nem szorítkozhatunk arra, hogy az anyagot *egyensúlyi állapotában* tanulmányozzuk. Éppen azt kell kutatnunk, *mekkora sebességgel* törekszik a vizsgált anyag egyensúlyi állapota felé ; — ez a kérdés gyakran magva lehet az ilyenfajta feladatoknak.

A rheológia, mai állásában, az alakváltozás három főbb típusával foglalkozik : az elasztikus, a viszkózus és a plasztikus alakváltozásokkal. Magyarázatukra mechanikus modelleket használhatunk : az (elasztikus) »rúgó«-t, a (hydraulikus) »csillapítóműű«-t és a (száraz) »tolattyú«-t.

Az elasztikus és a viszkózus alakváltozások megkülönböztetése nem egészen helyes, mert az utóbbiak szintén (teljesen) megfordíthatóak (reverzibilisek) is lehetnek.

2. Az ú. n. »*technikai*« *plaszticitási elmélet* a plasztikus alakváltozásokat és a belőlük folyó feszültségi állapotot tanulmányozza, elvi okokból nem foglalkozik azonban azzal, hogy ezek az alakváltozások hogyan és mennyi idő alatt történnek.

A szerkezetek problémáinak tárgyalása erről az alapról indul el.

Amikor a plaszticitási elmélet problémáit egyszerűsített sémába foglalva két csoportba kísérelték sorolni, megállapítást nyert, hogy az 1. csoport és a 2. csoport jellemzői szerint ezeket, amint ezt már javasolták is, *rheoplasztikus* és *statoplasztikus* problémák csoportjaiba különíthetjük el.

Ezeknek a megjelöléseknek azonban a mi feladatunk szempontjából a továbbiakban nincs semmi jelentőségük, mivel a t időfaktort szándékosan mellőzzük és figyelmünket a 2. csoport kérdéseire fordítjuk.

*

Még további megszorításokkal is kell élnünk. Ugyanis a plaszticitás elmélet problémái két módon tanulmányozhatók :

a) a *merev-plasztikus* sémában az összes rugalmas alakváltozásokat elhanyagoljuk ;

b) a *rugalmas-plasztikus* sémában oly megoldásokat keresünk, amelyek az elasztikus és a plasztikus alakváltozásokkal egyaránt számot vetnek.

Az *a)* séma egyszerűbb, a tényleges, gyakorlatban mutatkozó feltételek azonban igazolják. Erre a sémára épül például a lemezek határteher-elmélete. Ez azt jelenti, hogy a rugalmas alakváltozásokat a plasztikusakhoz képest elhanyagoljuk. Erre még hamarosan visszatérünk.

*

Még röviden tárgyalnunk kellene az elmélet gyakorlati jelentőségét.

Építményeinket és teherhordó szerkezeteinket általában úgy méretezzük, hogy megterhelt állapotban — a »biztonságos« (vagy »megengedett«) feszültségek betartásával — a rugalmas alakváltozások tartományában maradjanak. Azt gondolhatnók tehát, nincsen semmi okunk azon töprengeni, milyen módon merül ki teherbírásuk és következik be a katasztrófa.

Ez azonban alapvető tévedés volna. Elegendő utalnunk arra, hogy a szerkezet valóságos biztonsági fokát csak akkor tudjuk helyesen felbecsülni, ha viselkedését működésének utolsó stádiumáig, tehát összeomlásáig áttekintjük.

Ez a magyarázata annak, hogy a végső állapot okát, vagyis a határterhet,[2] kísérletek révén lehetőleg pontosan igyekszünk megismerni.

Nem csoda az sem, hogy már évek óta ebben az irányban csaknem mindenütt határozott törekvést lehet megfigyelni.

Ez különösen vasbetonszerkezetekre vonatkozik. Azok a kísérletek, amelyek a határállapotot a rugalmassági elmélet alapján igyekeznek meghatározni, nem lehetnek kielégítőek. Már az első repedések megjelenésekor sem, még kevésbbé a vasalás folyási határának elérése után, nem beszélhetünk többé a lemezek rugalmas viselkedéséről.

Ezek a körülmények igazolják a plasztostatikára való áttérést.

Ismeretes tény, hogy a két utolsó évtizedben módszerek egész sorát dolgozták ki, amelyek az egydimenziójú (rúdszerű) elemek méretezését acél- és vasbetonszerkezeteknél egyaránt lehetővé teszik, figyelembe véve plasztikus alakváltozásaikat és azt a szerepet, amelyet a szerkezet statikai működésében játszanak.

Ami a vasbetonszerkezeteket illeti, meg kell állapítanunk, hogy ez a probléma éppúgy, mint az acélszerkezeteké, kettős arculatú :

a) a plasztikus alakváltozások a feszültségeknek a (statikailag határozott alátámasztású) rúd vagy gerenda leginkább igénybevett övébe való belső áthelyeződését eredményezik, és ezzel a teherbírást növelik, ami a rendszer belső statikai határozatlanságán alapszik ;

b) külsőleg statikailag határozatlan alátámasztás esetén ezenkívül szerephez jut a metszeterők, különösképpen a hajlítónyomatékok áthelyeződése is, vagyis a nyomatékok kiegyenlítődésének ismert jelensége. A túlterhelt részek önműködőleg tehermentesítik magukat és az igénybevétel egyrészét más szerkezeti részekre hárítják át, amelyek — ha a rendszer rugalmas maradna — egyébként sokkal kevésbbé volnának igénybevéve. A szerkezet teherbírása ezáltal is növekszik. Ezt a viselkedést a szerkezet »alkalmazkodásának« lehetne nevezni.

[2] A túlzottméretű alakváltozás, süllyedés stb. okozta egyéb határállapotokat egyelőre szándékosan mellőzzük.

Ha ebben az összefüggésben a felületszerkezetekre gondolunk, különösen pedig ha lemezeket és héjakat veszünk szemügyre, kitűnik, hogy ezek a rendszerek, a legegyszerűbb statikailag határozott alátámasztás esetében is, belsőleg statikailag határozatlanok. Éppen ezért, meg kell legyen a különleges lehetősége az áthelyeződésnek, valamint a metszeterők, elsősorban a nyomatékok kiegyenlítődésének, még pedig ezeknek a tartószerkezeteknek az esetében nagyobb mértékben, mint a rúdszerkezetek esetében. Az utóbbiak ugyanis egydimenziósak, viszont az előbbieknek kétdimenziós, sőt térbeli (háromdimenziós) rendszerként ebben a vonatkozásban kedvezőbb lehetőségeik vannak.

És így van ez a valóságban is. Erről a probléma elméleti mérlegelése és kísérleti ellenőrzése egyaránt meggyőzhet.

Amikor ortotrop lemezekre gondolunk, elsősorban a kétirányban vasalt vasbetonlemezeket vesszük tekintetbe, melyek gyakorlatilag azok legérdekesebb változatát alkotják.

Hátra volna még egy kérdés: vajjon a lemezek határteherbírásának ismerete pótolhatja-e a rugalmas viselkedésükre alapozott elméletüket, vagy röviden: pótolhatja-e, feleslegessé teheti-e a plaszticitástan a rugalmas ságtant?

A kérdés eleve hibás. Még hibásabb volna az igenlő válasz. A plaszticitás elmélet ugyanis egészen más feladatot old meg, mint a határteher-elmélet s a minket érdeklő folyamatokról többé-kevésbbé kielégítő képet csak együttesen nyújthatnak.

II

Ami a határteher-elméletet illeti, a magyar mérnökök számára ismeretes törési vonal-elméletre fogok szorítkozni, jóllehet ez a probléma általában másképp is szemlélhető.

Nyugodtan építhetek tehát az elmélet előfeltételeinek ismeretére és csak néhány alapvető problémát tárgyalok, amelyek — úgy gondolom — a felvetődő kérdések általánosítását jelenthetik.

A kutatók közül már többen gyarapították a lemezek határteher-elméletét és egyúttal számos érdekes konkrét esettel foglalkozva, megoldásokhoz is jutottak: E. Ingerslev, K. W. Johansen e vonatkozásban alapvető munkáikkal, V. V. Szokolovszkij, A. R. Rzsanyicin, L. S. Gilman, A. A. Grozgyev, H. Craemer, I. Menyhárd, W. Olszak.

Az elmélet kiindulásai közös alapokra hozhatók.

Az az extremum-tétel, amelyhez az elmélet folyamodik, matematikai kifejezésének mellőzésével a következőképpen fogalmazható meg: a tartószerkezet teherbírásának *tényleges* kimerülését az különbözteti meg a kimerülés

minden elgondolható módjától, hogy annak folyamán a plasztikus folyás a legnagyobb ellenállással találkozik.[3,4]

Itt meg kell jegyeznünk, hogy ezen az alapon ugyanahhoz a megoldáshoz jutunk, mintha a minimumfeltétel alapján járnánk el.

Az idevezető gondolatmenet abból a tényből indul ki, hogy valamely *tetszésszerint* választott törésképből számítható törőterhelés nagyobb, vagy legalább is akkora, mint a valóságos törőterhelés. Következik ez abból a meggondolásból, hogy valamely lemez helyes és helytelen törésképe között az az eltérés, hogy az utóbbiban a hajlítónyomatékok a megengedett plasztikus határtörési nyomatékot meghaladják, ami viszont a helyes töréskép keletkezésekor természetesen sohasem történik meg.

Az első és a második gondolatmenet (maximum- és minimum-feltétel) összevetéséből kitűnik, hogy — általánosságban szólva — az első esetben *megadott terheléssel* kapcsolatban a törési nyomaték extremális (legnagyobb) értékének megfelelő törésképet keressük, a második esetben viszont a *törési nyomaték adott értékével* kapcsolatban azt a törésképet, amellyel a törőterhelés lehetséges extremális (legkisebb) értéke érhető el.

Minden nehézség nélkül megállapíthatjuk, hogy a két úton egyenértékű eredményekhez jutunk.

Megfontolásaink egyébként nemcsak a lemezekkel kapcsolatos problémákra érvényesek — annál sokkal általánosabb természetűek.

Gyakorlati céllal tehát az első és a második helyen ismertetett szempontokból egyaránt kiindulhatunk. Fejtegetéseink a legnagyobb ellenállás fogalmával azért kapcsolódnak, mert ez a gondolatmenetnek, nem csorbítva annak pontosságát,[5] nagy szemléletességet kölcsönöz és elméleti, valamint gyakorlati alkalmazását mindenképp elősegíti.

III

Térjünk most rá az ortogonális lemez-anizotropia kérdésére, mely fontos a gyakorlati alkalmazás szempontjából.

Nyomban előrebocsátjuk, hogy az anizotropiának azok az esetei, amelyekben a vizsgált szerkezet minden helyén három rugalmas szimmetriasík van,

[3] Ez a tétel a plasztikus munka extremum-tételeivel hozható összefüggésbe. Erre vonatkozólag l. a szerző munkáját (9 f), s ott az »ellenállás« fogalmának közelebbi meghatározását; v. ö. pl. a plasztikus törés »kinematikus« tételével is. (8).

[4] J. S. Cichy közlése szerint M. A. Sadovsky (1943), majd W. Prager és G. H. Handelman az ideál-plasztikus testek legnagyobb plasztikus ellenállására vonatkozó tételt, mely egyébként a legnagyobb plasztikus munka elvének különleges eseteként fogható fel, rugalmasan plasztikus problémák (pl. csavarás húzással) megoldásában, ill. ellenőrzésében haszonnal alkalmazták. E tétel érvényességi körére és a megszorításokra vonatkozólag l. (2) és (9 f). — Félreértések elkerülése végett utalunk e tétel helyes és tartalmához hű értelmezésének szükséges voltára.

[5] V. ö. a 4. lábjegyzettel. (Megszorítások.)

különösen gyakran fordulnak elő a technikai kivitelezés során. Eredhet ez a felhasznált anyagok belső struktúrájából és a választott szerkezeti elrendezésből is.

Az ortogonális anizotropiának ezt az esetét nemrég meghalt (1950) tudósunk, dr. M. T. Huber professzor javaslatára »ortotropiának« szokás nevezni. Az általános osztályozás szemszögéből ebben úgynevezett »hasábos« (vagy »rhomboidális«) anizotropiát[6] kell látnunk, amelyet általában háromdimenziós alakváltozási állapot esetében kilenc független rugalmas állandó jellemez.

A lemezekkel kapcsolatban gyakorlatilag mindössze négy probléma vetődik fel.[7,8]

Ortotrop lemezekről szólva a továbbiakban, elsősorban — lehetőleg híven a valóságos viszonyokhoz — megint vasbetonlemezekre gondolunk.

Nagy általánosságban az ortogonálisan anizotrop (vagy ortotrop) lemezek problémáját az izotrop lemez problémájára vezethetjük vissza.

Nézzük azt az esetet, amikor két, egymásra merőleges irányban a lemeznek különböző mechanikai tulajdonságai vannak, például nem egyenlő erős a vasalása. Egyúttal arra is gondolnunk kell, hogy ez az anizotrop mechanikai viselkedés még általánosabban is felfogható: a lemez »kétszeresen ortotrop« is lehet, ha ugyanis vasalása fölül is, alul is két egymásra merőleges irányban teljesen különböző. A lemez vastagságát egyelőre állandónak tekintjük.

Mindenek előtt leszögezzük, hogy a koordinátarendszer a két figyelembevett ortogonális (»fő«-)iránnyal egybeesik.

Kiindulásul szolgálnak a hosszegységre vonatkoztatott megfelelő törési nyomatékok[9]

$$M_x \text{ és } M_y \text{ (pozitiv)}$$

$$M'_x \text{ és } M'_y \text{ (negativ)}$$

vagy még inkább kölcsönös viszonyuk

$$M_y = \varkappa M_x \qquad (1a)$$

$$M'_y = \lambda M'_x.$$

Ha ezenkívül

akkor

$$M'_x = \mu M_x, \qquad (1b)$$

$$M'_y = \lambda\mu M_x. \qquad (1c)$$

Ebben az esetben tehát az előbb említett »kettősen« (rétegesen) anizotrop lemezmodellről van szó.

[6] V. ö. S. G. Lechnickij (4) vagy A. E. H. Love (5).
[7] V. ö. V. Olszak (9 b) és (9 c).
[8] A »kettős« (»rétegес«) ortotropia problémájára még a továbbiakban utalni fogunk.
[9] Ezek a törési nyomatékok összefüggenek a vasalásokkal, amelyeknek értéke alul f_x és f_y, ill. fölül f'_x, és f'_y hosszegységenként.

Ha tehát, amint ezt az 1. ábra jelzi, aa a lemezrészek forgástengelye és ha a B pontnak virtuális δw süllyedést tulajdonítunk, az I lemezrész elfordulási szöge:

$$\delta\varphi = \frac{\delta w}{v} \tag{2a}$$

illetve ennek komponensei

$$\delta\varphi_x = \frac{\delta w}{v_y} \tag{2b}$$

$$\delta\varphi_y = \frac{\delta w}{v_x}.$$

A virtuális munka elvéből következőleg a vektoriális szorzat

$$\iint p(x, y) \cdot \delta w(x, y)\, dx\, dy + \Sigma P_i \delta w_i = \cdot$$
$$= M_x u_x\, \delta\varphi_x + M'_x v_x \delta\varphi_x + M_y u_y\, \delta\varphi_y + M'_y v_y\, \delta\varphi_y \tag{3}$$

ahol $p(x, y)$ és P_i folytonosan megoszló, ill. koncentrált terhelést jelöl; $\delta w(x, y)$ és δw_i, a hozzátartozó süllyedések, amelyek a $\delta\varphi$ előfordulással kapcsolatosak.

A fenti egyenlet jobboldalát az (1) és (2) képletek alkalmazásával a következőképpen fejezhetjük ki:

$$\iint p(x, y) \cdot \delta w(x, y)\, dx\, dy + \Sigma P_i\, \delta w_i =$$
$$= (M_x u_x + M'_x v_x)\, \frac{\delta w}{v_y} + (\varkappa M_x u_y + \lambda M'_x v_y)\, \frac{\delta w}{v_x}. \tag{4}$$

Ha a lemez »rétegesen izotrop« lenne ($\varkappa = 1$; $\lambda = 1$), az egyenlet így alakulna:

$$\iint p(x, y) \cdot \delta w(x, y)\, dx\, dy + \Sigma P_i\, \delta w_i =$$
$$= (M_x u_x + M'_x v_x)\, \frac{\delta w}{v_y} + (M_x u_y + M'_x v_y)\, \frac{\delta w}{v_x}. \tag{5}$$

Az anizotrop szerkezetre érvényes (4) alapegyenletet vezessük át most az izotrop szerkezetre érvényes (5) alapegyenletbe.

Ez az alábbi lineáris transzformációval érhető el:

$$\begin{aligned} x &= \alpha\xi \\ y &= \beta\eta\,. \end{aligned} \tag{6}$$

Ha

$$\varkappa = \lambda \tag{7}$$

esetét (»egyforma réteges ortotropia«) vesszük figyelembe, nyilvánvaló, hogy a (4) egyenlet kívánt visszavezetése az (5)-re akkor lehetséges, ha

$$\varkappa \frac{\beta^2}{\alpha^2} = 1 \tag{8a}$$

vagy

$$\frac{\alpha}{\beta} = \sqrt{\varkappa}. \tag{8b}$$

Az ilyenmódon affin elrendezésű lemezt

$$\bar{p}(\xi, \eta) = \beta^2 \cdot p(x, y) = \frac{\alpha^2}{\varkappa} \cdot p(\alpha\,\xi, \beta\,\eta), \text{ illetve}$$

$$\bar{P}_i = \frac{\beta}{\alpha} P_i = \frac{1}{\sqrt{\varkappa}} P_i$$

teherrel terheljük meg és izotrop lemezként kezeljük.

Feltételezhetjük, hogy

$$1) \qquad \alpha = 1 \tag{9a}$$

akkor

$$\beta = \frac{1}{\sqrt{\varkappa}}, \tag{9b}$$

vagy

$$\left.\begin{aligned} x &= \xi \\ y &= \frac{1}{\sqrt{\varkappa}}\,\eta. \end{aligned}\right\} \tag{10}$$

Így

$$\left.\begin{aligned} \bar{p}(\xi, \eta) &= \frac{1}{\varkappa} \cdot p(\alpha\xi, \beta\,\eta) = \frac{1}{\varkappa} \cdot p\left(\xi, \frac{1}{\sqrt{\varkappa}}\,\eta\right) \\ \bar{P}_i &= \frac{1}{\sqrt{\varkappa}}\, P_i \end{aligned}\right\} \tag{11}$$

vagy pedig

2) $\beta = 1$; [10] (12a)

akkor $\alpha = \sqrt{\varkappa}$ (12b)

vagy
$$\left.\begin{aligned} x &= \sqrt{\varkappa}\,\xi \\ y &= \eta \end{aligned}\right\} \tag{13}$$

s ezzel
$$\left.\begin{aligned} \bar{p}(\xi, \eta) &= p(\sqrt{\varkappa}\,\xi, \eta) \\ \bar{P}_i &= \frac{1}{\sqrt{\varkappa}}\, P_i . \end{aligned}\right\} \tag{14}$$

A felsorolt transzformációk mindegyike egyaránt jól alkalmazható, miáltal a probléma megoldása egyszerűsödik és a lemez anizotróp viselkedésének számításba vétele már semmiféle nehézségbe nem ütközik.

Ezen az alapon például az (affin elrendezésű) lemez törési képét közvetlenül a törési nyomaték vektoriális ábrázolásaként értelmezhetjük, mivel a törési vonal bármely része a hozzátartozó eredő törési nyomatékkal arányos.

A
$$M = sM$$
$$\varkappa \neq \lambda \tag{15}$$

esetét (»kettős ortotropia«) visszavezethetjük az izotrop lemezszerkezet esetére. Ehhez a (4) egyenlet baloldalát mindenesetre két részre kell felbontanunk $[\xi\,;\ (1-\xi)]$, amelyek, összegezve, az egész munkát fejezik ki. A felbontást úgy értelmezhetjük, hogy a két különböző ($\varkappa \neq \lambda$) vasalású réteg a terhelés egy-egy részét hordja.

Így tehát

$$\xi \iint p(x, y)\, \delta w(x, y)\, dx\, dy + \xi \sum P_i \delta w_i = M_x u_x\, \delta\varphi_x + M_y u_y\, \delta\varphi_y\,; \tag{16}$$

$$(1-\xi) \iint p(x, y) \cdot \delta w(x, y)\, dx\, dy + (1-\xi) \sum P_i\, \delta w_i = M_x' v_x\, \delta\varphi_x + M_y' v_y \delta\varphi_y . \tag{17}$$

A ξ tényező értékét úgy kell megválasztanunk, hogy Mx-nek a (16) és (17) egyenletekből meghatározott értéke egyenlő legyen. Ha tehát mindkét oldalt osztjuk egymással

$$\frac{\xi}{1-\xi} = \frac{u_x \delta\varphi_x + \varkappa u_y \delta\varphi_y}{\mu\,(v_x \delta\varphi_x + \lambda v_y\, \delta\varphi_y)}, \tag{18a}$$

ahonnan

$$\xi = \frac{u_x \delta\varphi_x + \varkappa u_y \delta\varphi_y}{(u_x + \mu v_x)\, \delta\varphi_x + (\varkappa u_y + \mu\lambda v_y)\delta\varphi_y} . \tag{18b}$$

[10] Ezt a különleges esetet K. W. Johansen említi (3 c).

M_ut-t keresve akár a (16), akár a (17) egyenletből kiindulhatunk, s mindenkor a szükségtől meg a körülményektől függően a bevezetett paraméterpárok egyikével szabadon rendelkezhetünk (pl. $\beta = \beta' = 1$).

Ámbár az efajta tanszformáció némely konkrét esetben túl nehézkesnek látszik, úgyhogy egyszerűbb feladatokban a (4) tétel célszerűbbnek bizonyulhat, az elméleti vizsgálódás szempontjából mégis mindig teljesértékű. Erről más helyen kell szólnunk.[11] Ugyanez a bonyolultabb rendszerekkel kapcsolatos kérdések tárgyalására is vonatkozik.

*

Említsük még meg, hogy hasonló transzformációk anizotrop hengeres héjak esetére is alkalmazhatók ; az anizotropikus problémát a fent vázolt módon itt is visszavezetjük az izotrop problémára.

IV

Fontos probléma a többtámaszú lemezek kontinuitásának helyes szemlélete. A határteherről kialakított elgondolásunk itt is lehetővé teszi, hogy egyszerű eszközökkel megbízható eredményekhez jussunk.

Ha kiindulásul — szokás szerint — merev plasztikus sémát tételezünk fel, itt is egyenes törésvonalak adódnak.[12] Szigorúan tekintve a dolgot, a lemezsarkok sajátos viselkedésével is számot kellene vetnünk, ismeretes, hogy a törésvonalak itt elágazásokat mutathatnak. A többtámaszú lemezeknél azonban ennek a jelenségnek nincsen semmi fontossága.

Foglalkozzunk most az x és y irányban is többtámaszú lemez egy részével.

A gyakorlati alkalmazás igényeinek engedve, és ortotropiát konkrét fizikai értelmű paraméterrel jellemezve, tegyük fel, hogy megint kétirányban vasalt vasbetonlemezzel van dolgunk (l. 2. ábra), melynek a hosszegységre számított megfelelő mező-törési nyomatékait

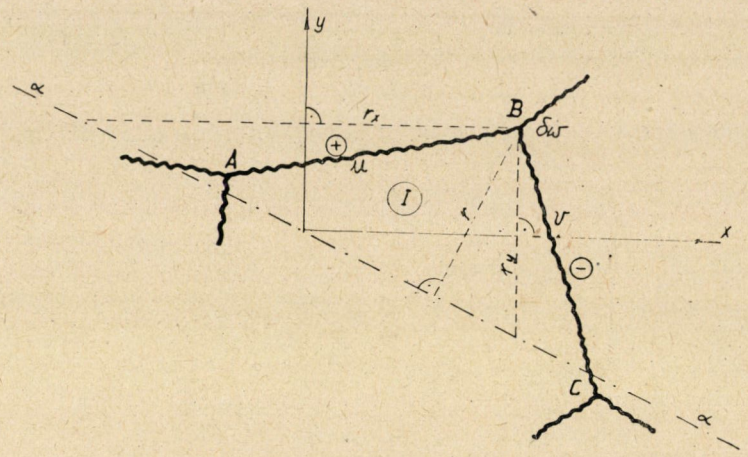
$$M_x \text{ és } M_y \text{ (pozitív)}$$

a támaszok feletti, ugyancsak hosszegységre számított támasz-törési nyomatékait

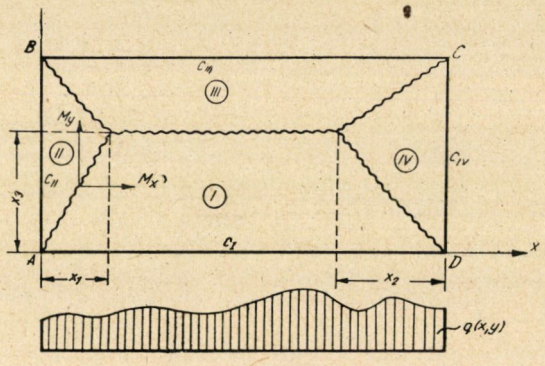
$$M_1, M_2, M_3 \text{ és } M_4 \text{ (negatív) jelöli.}$$

[11] V. ö. szerző művével, (9 d) és (9 e).

[12] Pontra, vagy igen kis területre koncentrált teher esetében másként kell eljárnunk, ez azonban ugyanezen gondolatmenet különleges esetének tekinthető. Lásd a szerző (9 d) munkáját.



1. ábra



2. ábra

A törési nyomatékok értékét határozzák meg az alábbi kölcsönös viszonyok :[13]

$$M_y = \varkappa M_x,$$

$$M_i = \varkappa_i M_x \qquad (i = 1, 2, 3, 4)$$

A virtuális munka elvéből, vagyis a (3) általános egyenletből következőleg

$$\sum_{i=1}^{4} Q_i \delta w_i = (M_x + M_1)\, c_1\, \varphi\varrho_1 + (M_y + M_2)\, c_2\, \varphi\varrho_2 + (M_x + M_3)\, c_3\, \varphi\varrho_3 + (M_y + M_4)\, c_4\, \varphi\varrho_4 =$$

[13] Ezek a törési nyomatékok a megfelelő vasalásoktól függenek. Ezek értéke f_x és fy (alul), illetve f_1, f_2, f_3 és f_4 (felül, a támaszok felett). Ezek a vasalások a szomszédos mezőkből nyúlnak be a vizsgált lemezmezőbe.

$$= M_x \sum_{i=1}^{1} \left[\varkappa \frac{1-(-1)^{c+1}}{2} + \varkappa_i \right] c_i \delta\varphi_i \tag{19}$$

tehát

$$M_x = \frac{\sum_{i=1}^{4} Q_i \, \delta w_i}{\sum_{i=1}^{4} \left[\varkappa \frac{1-(-1)^{i+1}}{2} + \varkappa_i \right] c_1 \delta\varphi_i}. \tag{20}$$

A fenti képletekben Q_i az egyes i lemezrészekre eső külső terhelést, $\delta\omega_i$ pedig azok eredőihez rendelt virtuális eltolódásokat jelöli.

E képletekben jelenleg még x_k $(k = 1, 2, 3)$ ismeretlen paraméterek szerepelnek, ezeket a

$$\frac{\partial M_x}{\partial x_1} = \frac{\partial M_x}{\partial x_2} = \frac{\partial M_x}{\partial x_3} = 0$$

feltételek alapján számítjuk ki.

Feladatunk ezzel megoldottnak látszik.

Különösen jellemzőnek véljük azt a körülményt, hogy a felsorolt képletekben állandóan nyomaték*összegek* szerepelnek, még pedig az M_x mezőnyomaték az M_1, ill. M_3 támasznyomatékokkal együtt, az M_y mezőnyomatékok pedig hasonlóan az M_2, ill. M_4 támasznyomatékokkal együtt.

A megoldások is mindig a nyomatékösszegekről tájékoztatnak.

$$\begin{aligned} M_x + M_1 &= F_1(x_k, q) \\ M_y + M_2 &= F_2(x_k, q) \\ M_x + M_3 &= F_3(x_k, q) \\ M_y + M_4 &= F_4(x_k, q) \end{aligned} \tag{22}$$

Ebből az következik, hogy a határhelyzetre közömbös, miként alakulnak az összegeken belül az

$$M_x : M_1, \text{ ill. } M_x : M_3$$

vagy

$$M_y : M_2, \text{ ill. } M_y : M_4$$

kölcsönös viszonyok.

Ezek a vasalás módjától függenek. Ami tehát a határ-teherbírást illeti, a tényen semmit sem változtat, ha az alsó vasalást erősítjük, a felsőt ezzel szemben ugyanolyan mértékben csökkentjük, vagy fordítva, a mezővasalást csökkentjük és megfelelően erősítjük a támaszvasalást.

Ez a kétirányban többtámaszú lemezeket érintő érdekes eredmény analógiája a plasztostatika alapján számított többtámaszú tartó ismert esetének.[14]

Megjegyzendő, hogy az itt alkalmazott bizonyítás valamivel általánosabban is, vagyis bármilyen alakú és bármilyen alátámasztású lemezekre vonatkozóan levezethető lenne. Értelme lényegében nem változnék, csak analitikai megfogalmazása lenne valamivel kevésbbé áttekinthető, mivel az $M_1, \ldots$ törési nyomatékok helyett a támaszok felett azok M_{1x}, M_{1y} komponenseivel kellene számolnunk.

Hátra volna még az a kérdés, milyen mélyen kell az $f_1, \ldots$ felső vasalásoknak a lemez vizsgált mezejébe benyúlniok ahhoz, hogy valóban a 2. ábra törési képe jöhessen létre.

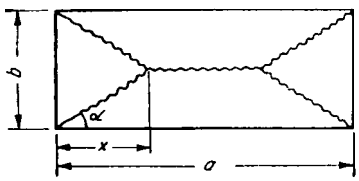
A válasz eléggé egyszerű. Mivel azonban csak részletkérdést old meg, ezúttal — úgy vélem — mellőzhetjük.

A *derékszögű tartályokat* illetően hasonló eredményre jutunk, mint a (kétirányban) többtámaszú lemezek esetében, hiszen lényegében ugyanilyen több támaszú lemezekből tevődnek össze.

Ugyanez a probléma már kissé bonyolultabb a *gombafödémek*kel kapcsolatban, amikor a törésvonalaknak nem kell a támaszfejek összekötővonalaival egybeesniök s többnyire nem is esnek egybe.

V

Az egyenletesen megterhelt derékszögű lemez (3. ábra) törési képe feltűnően emlékeztet a plasztikus rúdcsavarás eredményére.



3. ábra

Erős csavarás folytán a hasábos acélrúd részben plasztifikálódik. A τ_{xz} és τ_{yz} nyírófeszültségkomponenseknek ki kell elégíteniök a

[14] Ez az eredmény egyébként igazolja dr. Menyhárd I. hasonló gondolatmenetét.

$$\tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2 = h^2 = \text{const.} \tag{23}$$

plaszticitási feltételt.

Ismeretes, hogy a csavarás problémájának megoldásában bevezetjük az $F(x, y)$ feszültségfüggvényt, amelynek első differenciálhányadosaiból adódnak a feszültségi komponensek, azaz :

$$\left.\begin{aligned} \tau_{xz} &= \frac{\partial F}{\partial y} \\ \tau_{yz} &= -\frac{\partial F}{\partial x}. \end{aligned}\right\} \tag{24}$$

Ezzel a

$$\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} = 0 \tag{25}$$

egyensúlyfeltétel máris kielégül.

A csavarónyomatékot itt a

$$M_\tau = 2 \iint F \, dx \, dy \tag{26}$$

kifejezés adja.

Természetes, hogy a feszültségfüggvénynek egyben az előírt kerületi feltételt is ki kell elégítenie. A csavart rúd köpenye feszültségmentes, ezért a szélen az eredő nyírófeszültségnek az $f(x, y) = 0$ kerülethez érintőlegesen kell állnia.

Szükségszerű tehát, hogy

$$-\tau_{yz} \, dx + \tau_{xz} \, dy = \frac{\partial F}{\partial x} dx + \frac{\partial F}{\partial y} dy = \frac{dF}{ds} = 0.$$

A kerületre vonatkozólag következik ebből, hogy

$$F = \text{const.},$$

vagy ha a keresztmetszet egyszeresen összefüggő alakzat, akkor a szigorúság csorbítása nélkül

$$F = 0.$$

Az $F(x\ y)$ feszültségfüggvény tudvalévőleg a Prandtl-féle membrán-analógia segítségével elméletileg és kísérletileg tanulmányozható (membrán-alakváltozás).

Amit eddig mondottunk, olyan összefüggésekre vonatkozik, amelyek a csavarás lineárisan-rugalmas tartományát jellemzik. Más a helyzet, amikor a

rúd már előzőleg plasztikus alakváltozáson esett át. Az ennek megfelelő tartományban a (23) feltételnek kell megvalósulnia. Következésképp a »plasztikus feszültségfüggvény« feltételeként megszabhatjuk, hogy

$$\left(\frac{\partial F}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial F}{\partial y}\right)^2 = k^2. \tag{27}$$

A 27. egyenlet baloldala, amint A. L. Nádai helyesen megjegyezte, a »*grad F*« abszolút értékének négyzete. Amikor tehát plasztikus alakváltozás lép fel, szükséges, hogy

$$|\text{grad } F| = k = \text{const.} \tag{28}$$

Ebből látható, hogy a szóban forgó plasztikus feszültségfüggvény a vizsgált keresztmetszet fölött állandó maximálhajlású felületet alkot.

A vízszintes fekvésű keresztmetszetre szemcsés anyagot — például homokot — szórva ilyenfajta felület keletkezik. Ezért szokás homokkupac-analógiáról beszélni.

A Prandtl-féle membránanalógia, mely — mint mondottuk — helyénvaló a rugalmas tartományban, még a plasztikus tartományra is kiterjeszthető, amennyiben ott a homokkupac-analógia helyettesíti.

Az eképp ábrázolt plasztikus $F(x, y)$ feszültségfüggvény és a lemezek törési képének összevetésekor kínálkozik az a sejtés, hogy a lemezek határteher-elméletének tanulmányozása ugyanennek az analógiának alapján is lehetséges.

Valóban, ez az analógia, bármilyen lemezalakra és bármilyen terhelésre a legszigorúbban érvényes a lemez megadott ortotrop struktúrája esetében, azaz megadott $\varkappa$ érték mellett. De más struktúra mellett is — így izotrop lemez esetében is — szigorúan érvényes, hiszen minden lemez — mint a III. fejezetben kimutattuk — alkalmas transzformációval az izotrop, vagy tetszőlegesen ortotrop esetre képezhető le.

Így hát az analógia a határteher-problémák megoldására is tökéletesen alkalmas.[15]

A homokkupac-analógia azonban a határteher-elmélet problémáira és a töréskép meghatározására a rendszer előzetes transzformációja nélkül is alkalmazható. Ebben az esetben ugyan általában csak hozzávetőleges megoldásokkal szolgál, ezek konkrét gyakorlati feladatokban mégis hasznosíthatók; ilyenkor nyujtott eredményeinek a megoldás pontos értékeitől való eltérései oly csekélyek, hogy jelentőségük gyakorlati szempontból alig van. Például egy derékszögű, egyenletesen megterhelt izotrop lemez esetében legnagyobb eltérésük kb. csak 2%.

[15] A gyakorlati alkalmazás során mutatkozó egyik nehézség leküzdéséről a közeljövőben az »Archivum Mechaniki Stosowanej« lengyel folyóirat fog számot adni.

Könnyű kiszámítani, hogy ilyenfajta derékszögű $a \times b$ alakú lemezre (3. ábra) a következő összefüggések érvényesek:

$$x = \frac{b}{2}\,\bar{\gamma},$$

ahol

ha
$$\bar{\gamma} = \sqrt{3 + \beta^2} - \beta\,; \quad (\bar{\gamma} \geqq 1),$$
$$\beta = \frac{b}{a}. \qquad (0 \leqq \beta \leqq 1).$$

A törésvonal α hajlásszöge 45° vagy ennél kisebb. Az egyenlőségjel a négyzetes lemezre érvényes, tehát ha $b/a = 1$.

A $\bar{\gamma}$ tényező a lemez geometriai alakjától függően

$$1 \leqq \bar{\gamma} \leqq \sqrt{3}$$

értékek közt olymódon ingadozik, hogy az alsó határérték $\beta = 1$ paraméterrel (négyzetes lemez), a felső pedig a $\beta = 0$ paraméterrel (igen hosszú lemez) kapcsolatos.

A homokkupac analógia szerinti alakot ezzel szemben $\gamma = 1$ jellemzi. Úgy tűnhetik, hogy a különbség számottevő.

Csakhogy a végeredményből, vagyis a törési nyomaték értékéből ez a különbség szinte maradéktalanul eltűnik. A pontos érték ugyanis

$$M_x = M_y = \frac{pb^2}{24}\,\bar{\gamma}\,\frac{3 - \beta\bar{\gamma}}{\beta + 1},$$

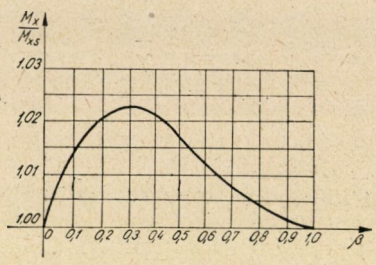
viszont a homokkupac analógia szerinti érték:

$$M_{xh} = M_{yh} = \frac{pb^2}{24}\,\frac{3 - \beta}{\beta + 1}.$$

Az M_x/M_{xh} viszonyt csaknem pontosan egyenlőnek tekinthetjük 1-el.

Ha tehát az analógiából közvetlenül származott törési kép a pontos törési képtől bizonyos körülmények között számottevően el is térhet, a minket érdeklő törési nyomatékot ez alig érinti. A lemezalak szélső eseteiben (tehát amikor $\beta = 1$, vagyis négyzetes lemezekre vonatkozólag, és $\beta = 0$, végtelen hosszú lemezekre vonatkozólag) pedig az analógia révén éppenséggel a pontos értékeket kapjuk meg.

A legnagyobb eltérés, amint említettük, 2—3%, ami a $\beta = b/a = 0{,}29$ alakú lemez esetében következik be (4. ábra).



4. ábra

Az analógia tehát, mint már megállapítottuk, kellő feltételek között, meghatározott ortotrop szerkezetre vonatkozólag szigorúan pontos, különben pedig, egyéb szerkezetekre, köztük izotropokra is, közvetlenül alkalmazva, gyakorlatilag jól használható.

*

Az anizotrop problémák izotropokra való egyszerű átalakításának fentemlített lehetőségével kapcsolatban mellékesen hadd említsem meg, hogy az anizotrop hasáb csavarási problémáját jellemző módon ugyancsak visszavezethetjük az izotrop hasáb hasonló problémájára, mégpedig egy egészen hasonló transzformáció révén. Ez a transzformáció az ortogonális (»hasábos« vagy »rhomboidális« típusú, 9 független rugalmassági állandójú) anizotropia, valamint a (13 független állandójú »egyhajlású« típusú) ú. n. »ferde« anizotropia általánosabb esetében egyaránt érvényes.[16]

Ettől indíttatva megvizsgáltam, hogy vajjon a »ferde« anizotropia esete ilyenfajta eljárással itt is hozzáférhető-e, és arra az eredményre jutottam, hogy a ferde anizotrop lemez különösebb nehézségek nélkül ugyancsak leképezhető izotrop lemezre ; az idevágó transzformáció analóg a (9a) cikk (2.2), ill. (2.3) csoportjában találhatóval.

A tervezés gyakorlata ennek némely esetben hasznát veheti.

Módszerünk tehát a probléma egészen általános felvetését teszi lehetővé.

Még arra kellene rámutatnunk, hogy a homokkupac analógia alkalmazásakor számolnunk kell a kerületi feltételekkel. A kérdés egészét felölelő kutatások nálunk még nem fejeződtek be. A gyakorlatban legtöbbször előforduló esetek (szabad vonaltámasztás ; teljes befogás) nem okoznak semmi nehézséget. A sarokelágazások esetében azonban kis behasítékok, pontmegtámasztás (oszlopok) esetében viszont bizonyos fajta csuklók jöhetnek számításba, amelyek körül a peremvonalak »foroghatnak«.

[16] L. szerző munkáját (9a).

A határteher-problémának a homokkupac-analógia segélyével történő megoldása bonyolult esetekben tesz szert különös jelentőségre. A kupac, melynek alakja jellemzi a várható törésképet és térfogata összefügg a külső erők munkájával, szemléletességével nehéz esetekben biztos útmutatást nyujt.

VI

Eddig főleg lemezekről szóltunk. Megvan azonban a lehetőség arra is, hogy egyéb felületszerkezetek határállapotait hasonló alapon vizsgálhassuk. Ezzel elsősorban a hengeres héjakra célzok.

Az első kutatások nyomán a héjaknak két típusát különböztethetjük meg : a hosszú és a rövid héjakat.

A hosszú héjak (melyeknek hosszúsága szélességüket jóval meghaladja) határállapotukban a megfelelő keresztmetszetű tartókhoz hasonlóan viselkednek. Esetük tehát a megfelelő profilú tartó határterhelésének esetére vezethető vissza.

A rövid héjak (melyeknek hosszúsága és szélessége azonos nagyságrendű) egészen másként viselkednek. A felülethatás itt teljesen érvényre jut és ezt a töréskép is kifejezi.

Jelenleg még elméleti kutatások folynak, eredményeiket majd kísérletileg ellenőrizzük.

Figyelmet érdemel még egy körülmény.

Problémáink fejtegetése közben megállapítottuk, hogy főleg két dolgot kell tisztáznunk : hogy milyen módon megy tönkre a lemez (plasztikus töréskép) és az ezzel kapcsolatos törési határnyomaték értékét.

Könnyű megállapítani, hogy a *szuperpozíció* törvénye ebben a vonatkozásban érvényét veszti. A szereplő erők egyikének küktatása vagy új erő szerepeltetése a törési ábrát is, a vele kapcsolatos határnyomaték értékét is alapjában megváltoztathatja.

Ez alapvetően ellentétben áll a klasszikus eljárásból ismert összefüggésekkel, melyek a tárgyalt alakzatok (lineárisan) rugalmas tulajdonságain alapulnak. Bennük a szuperpozíció-törvény tudvalevőleg teljesen érvényesül. Ez pedig annyit jelent, hogy valamely ok (pl. teher) hatására keletkezett (feszültségi, alakváltozási) állapotok, tekintet nélkül egyéb okok hatására, mindenkor önmagukban vizsgálhatók.

A szuperpozíció-törvény alkalmazása a gyakorlatban többnyire azt jelenti, hogy a tervező mérnök a vizsgált (nagyobbára »kritikus«) keresztmetszetre mindenkor legkedvezőtlenebb, többféle okból eredő hatásokat egyszerűen összegezi, azután pedig tudomásul veszi, hogy a feszültség ilyen módon kapott legnagyobb értéke kisebbnek bizonyul, mint előzőleg megválasztott megengedhető értéke.

A határteher eljárásnak viszont rendszerint a terhelések minden egyes kombinációjával külön kell foglalkoznia. Ez rögtön nyilvánvaló, ha meggondoljuk, hogy a szóbanforgó összefüggések már veszítettek lineáris jellegükből. Kétségtelen, hogy ebben nehézség rejlik. Konkrét esetekben kiderül azonban, hogy a megterhelések legkedvezőtlenebb kombinációját is nagyon egyszerűen lehet tisztázni.

VII

Végül még egy utolsó probléma.

Láttuk (a IV. fejezetben), hogy pl. egy kétirányban többtámaszú lemez kivitelezését, különösen vasalását voltakép igen nagy szabadsággal választhatjuk meg. A $(M_x + M_1)$, $(M_y + M_2)$, ... összegeken belül az egyes értékeket tetszés szerint változtathatjuk, a teherbírás ettől nem változik.

Viszont számottevően megváltozik a törési kép.

Felmerül tehát a kérdés, valóban teljesen közömbös-e, miként oldja meg a problémát a tervező, hogy például az egész vasalást alul, vagy részben fölül, részben alul stb. helyezi-e el.

Formailag ez a teherbírásra közömbös. Valójában mégsem mindegy. Ennek pedig fontos oka van.

Kétségtelenül módunkban áll, hogy a törési ábra paramétereit, M_x, M_y, ... stb. megválasztásának megfelelően tetszés szerint alakítsuk. A legjobb megoldás mégis olyan törési ábrára törekszik, amely a feszültség lemezbeli eloszlásának röviddel azelőtt még aktuális rugalmas állapotához alkalmazkodik.

A magyarázat egyszerű: a rugalmas állapotból a határállapotba történő átmenet alkalmával a metszeterők (vagyis a hajlítónyomatékok, a csavaró-nyomatékok és a kereszterők) áthelyeződésének s ezzel összefüggően a feszültségek áthelyeződésének a lehető legkisebb erőszakkal kell járnia.

Az átmenet történjék tehát lehetőleg folytonosan s a végső állapot lehetőleg alkalmazkodjék a rugalmas állapothoz. Így elkerülhetjük a szerkezet járulékos zavarait, a repedéseket stb.

Ez is amellett szól, hogy a határteher-elmélet ismerete magában nem elegendő az egész kérdés megoldására.

Még egy érv bizonyítja a rugalmas tartományt érintő megoldás jelentőségét. Kiderül ugyanis, hogy a terhelés *gyakori* változásakor a plasztikus törés helyes megoldásának a pontos, de legalább is megközelítően pontos rugalmas analízisből kell kiindulnia.

Világos analógiája ez a rugalmas-plasztikus rúdszerkezetekben végbemenő folyamatoknak.

A tudományosan helyes megoldásnak tehát egyrészt számolnia kell az első, rugalmas stádiummal, másrészt kedvezően kell befolyásolnia az idővel reá-

következő törési stádiumot. Ez azt jelenti, hogy a rugalmas izotrop lemezek ill. rugalmas ortotrop lemezek elméletének alapvető differenciálegyenletei

$$\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2\,\frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} = \frac{p\,(x, y)}{D}$$

ill.

$$D_1 \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2H \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + D_2 \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} = p(x, y)$$

által jelölt kiindulópontot nem szabad kikerülni. Ugyancsak nem mellőzhetők ok nélkül a tárgyalt terhelési és határérték-problémákkal kapcsolatos integrálok sem, mert ezek segítségével az (5), ill. (4) alapegyenletekkel jellemzett törési állapotba való átmenetet a legkedvezőbben irányíthatjuk.

Azt hisszük, hogy eképp tárgyalva a problémákat, helyes kapcsolatot létesítettünk új és klasszikus szemléletük között.

*

Az előadáshoz hozzászólt: *Barta József*, a műszaki tudományok kandidátusa.

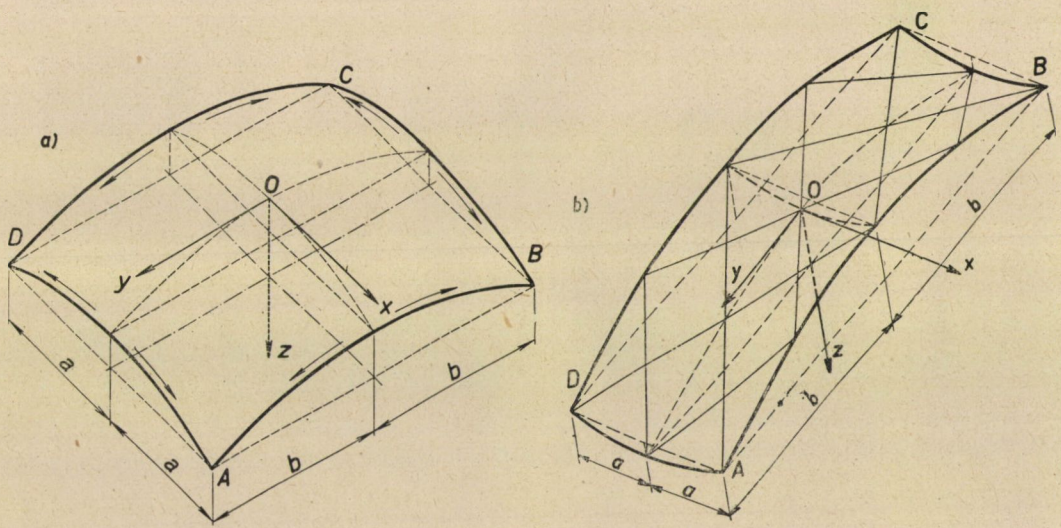
TRANSZLÁCIÓS FELÜLETEK HAJLÍTÁSELMÉLETE ÉS ALKALMAZÁSA A CSARNOKÉPÍTKEZÉSBEN

Prof. Dr Ing. KONRAD HRUBAN

[MŰSZAKI EGYETEM, BRÜNN]

1. Bevezetés

A jelen munka oly tartófelületek statikai hatásával foglalkozik, amelyek a következő módon állíthatók elő *(1. ábra)* : valamely, függőleges síkban fekvő AB lapos ívet az ugyancsak függőleges és az alkotó ív síkjára merőleges síkokban



1. ábra

fekvő BC és AD görbék mentén, kezdeti helyzetével párhuzamosan eltoljuk. Az ez alkalommal az AB ív által leírt transzlációs felület szerint alakuló héj derékszögű négyszögalakú alap feletti boltozatot képez. Ilyen héjboltozatot az utolsó 20 év folyamán az építkezési gyakorlatban sűrűn alkalmaztak és ez számos esetben jelentős gazdasági előnnyel járt.

E fajta tartófelületek statikájával több kutató foglalkozott. A membránelméletükre vonatkozó adalékok közül csupán *Flügge* [1] és *Aimond* [2] munkáit

említjük meg. Ez a közelítő elmélet nem ad azonban módot a peremtagok befolyásának számbavételére és némely esetben oly eredményekhez vezet, amelyek a héj deformációs állapotával nyilván nem egyeznek. Ez a membránelmélet lényegének folyománya, mivel ez az elmélet a kompatibilitás vizsgálatáról már eleve lemond.

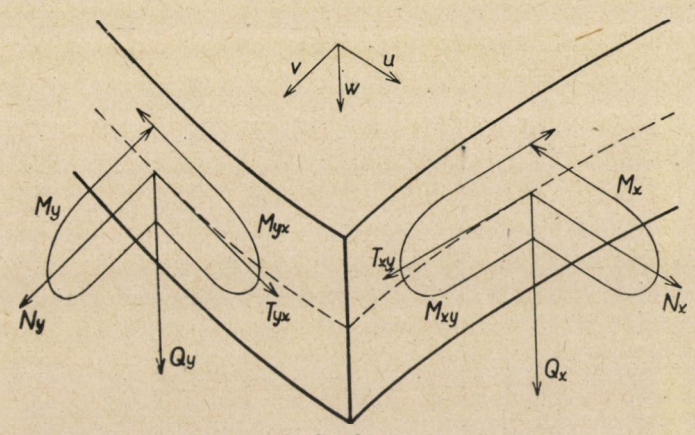
Más részről a transzlációs felületek szigorú hajlításelméletének alapegyenletei oly bonyolultnak bizonyulnak, hogy így gyakorlatilag hasznosítható megoldás nem lehetséges. Lapos kupolák részére azonban *Vlaszov* és más szovjet kutatók oly közelítő elméletet dolgoztak ki, amelynek hasznavehetőségét modellkísérletek és kivitelezett épületeken végzett terhelési vizsgálatok igazoltak [3]. Ez az elmélet azon alapul, hogy a lapos héjat úgy tekintjük, mint kisgörbületű lemezt. Ennélfogva az alapegyenletek felállításánál abból a feltevésből indulunk ki, hogy a héj középső felülete, tekintve annak aránylag kicsiny támaszközeit, az euklideszi geometria törvényeihez igazodik abban a síkban, amelyen a héj vetületének területe a legnagyobb [4]. (Ez 1. ábránkban valamely $z = \text{konst.}$ sík volna, pl. az $ABCD$ sík.) Ez a továbbiakban azt jelenti, hogy a középső felület görbületét elhanyagoljuk és csak a belső normálerők számításánál vesszük figyelembe. Ennek az elméletnek az érvényességét — a Vlaszov-féle feltevésnek megfelelően — kicsiny nyílásközökre kell korlátozni. Segítségével azonban fontos következtetések vonhatók le, amelyek gyakorlati számítási módszerek felé nyitnak utat, amint azt a következőkben bemutatjuk.

2. Alapvető összefüggések

Az xz-vel párhuzamos síkokban fekvő alkotó-görbéket S_1-gyel jelöljük, a második csoporthoz tartozó görbéket, amelyek yz-vel párhuzamos síkokban fekszenek, S_2-vel. A héj középső felületének valamely tetszőleges pontja a héj deformációja esetében új helyzetbe tolódik el; az S_1, illetve S_2 görbék érintőibe és a felület normálisába eső eltolódási vektor komponensei legyenek u illetve v és w. A metszőerők és nyomatékok jelölése igazodjék a *2. ábra* szerint; értékük abban az esetben legyen pozitív, ha a nyilakkal megjelölt irányokban hatnak. A héj vastagsága legyen h, az építőanyag rugalmassági tényezője E. Minthogy itt acélbetonszerkezetekről van szó, a harántirányú tágulási együtthatót már eleve zérusnak vesszük fel. Ekkor a héj hajlítási merevsége

$$D = \frac{Eh^3}{12}.$$

Az említett egyszerűsítés azonos értelmű azzal a feltevéssel, hogy a felület normálisának a z-tengely irányától való eltérése elhanyagolható. Legyen az S_1 görbe görbületi sugara r_1, az S_2 görbéé pedig r_2. Mind a két mennyiséget abszolút hossznak tekintjük. A $k_{1,2} = \frac{1}{r_{1,2}}$ görbület előjele akkor pozitív, ha a görbületi



2. ábra

kör középpontja a középfelület *alatt* fekszik (vagyis a pozitív z-tengely irányában). Az *1a ábra* szerinti felület Gauss-féle görbülete eszerint pozitív, mert mindkét görbület pozitív előjelű. Az *1b ábra* szerinti felületnél viszont az S_1 görbék görbülete negatívnak jelölendő. Ennélfogva ez a felület antiklassztikus, Gausst féle görbülete negatív, minthogy a $k_1 k_2 = -\frac{1}{r_1} \cdot \frac{1}{r_2}$ szorzat negatív.

Ha a metszeterőket az elmozdulás-komponensek függvényeiként fejezzük ki, úgy — tekintettel a bevezetett egyszerűsítésre, — a következő képleteket nyerjük:

$$N_x = Eh\left(\frac{\partial u}{\partial x} - k_1 w\right);\quad N_y = Eh\left(\frac{\partial v}{\partial y} - k_2 w\right);\quad T_{xy} = T_{yx} = \frac{1}{2} Eh\left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}\right); \tag{1a}$$

$$M_x = -D\frac{\partial^2 w}{\partial x^2};\quad M_y = -D\frac{\partial^2 w}{\partial y^2};\quad M_{xy} = M_{yx} = -D\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y}. \tag{1b}$$

A nyomatékok egyensúlyi feltételeiből továbbá következik, hogy

$$Q_x = \frac{\partial M_x}{\partial x} + \frac{\partial M_{xy}}{\partial y};\quad Q_y = \frac{\partial M_y}{\partial y} + \frac{\partial M_{xy}}{\partial x}. \tag{1c}$$

A terhelés legyen függőleges irányú (a z-tengellyel párhuzamos), értéke pedig legyen $g(x, y)$ a középső felület egy-egy felületegységére számítva. Ez esetben az erőkomponensek három egyensúlyi feltétele így alakul:

$$\frac{\partial N_x}{\partial x} + \frac{\partial T_{xy}}{\partial y} = 0;\quad \frac{\partial N_y}{\partial y} + \frac{\partial T_{xy}}{\partial x} = 0;\quad k_1 N_x + k_2 N_y + \frac{\partial Q_x}{\partial x} + \frac{\partial Q_y}{\partial y} + g = 0 \tag{2}$$

Most bevezetjük az $F(x, y)$ feszültségi függvényt, amely a metszési erőkkel az

$$N_x = \frac{\partial^2 F}{\partial y^2}\,;\quad T_{xy} = -N\frac{\partial^2 F}{\partial x \partial y}\,;\quad N_y = \frac{\partial^2 F}{\partial x^2} \tag{3}$$

összefüggések révén áll kapcsolatban, a differenciál-operátorokat pedig a rövidség kedvéért így jelöljük :

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} \equiv \nabla^2\,; \qquad \nabla^2\nabla^2 \equiv \nabla^4\,; \tag{4a}$$

$$k_2\frac{\partial^2}{\partial x^2} + k_1\frac{\partial^2}{\partial y^2} \equiv \nabla_k^2\,; \qquad \nabla_k^2\nabla_k^2 \equiv \nabla_k^4. \tag{4b}$$

A (3) tételek az első két (2) egyenletet kielégítik. Ha a haránterőket w differenciálhányadosaiként (1c) és (1b) szerint fejezzük ki, a normális erőket pedig a (3) tételek segítségével, ez utóbbiakat bevezetjük az utolsó (2) egyenletbe, úgy azt kapjuk, hogy

$$\boxed{\nabla_k^2 F - D\nabla^4 w + g = 0.} \tag{5}$$

Ez az egyenlet azt jelenti, hogy a g héjterhelés egy részét az F feszültségi függvényből (3) szerint kiszámítható N_x, N_y, T_{xy} metszeterők viszik át, míg a maradványt az M_x, M_y, M_{xy} nyomatékok veszik fel ; ez utóbbiak (1b) értelmében w-től és h-tól függenek. Ha a h vastagság igen csekély volna, vagyis $h \to 0$ volna, úgy a második tag elmaradna és az (5) képlet a hártya képletébe menne át :

$$\nabla_k^2 F + g = 0.$$

Ezzel szemben ha a k_1, k_2 görbületek zérussá válnak, úgy az első tag marad el és visszamarad a lemezelmélet alapösszefüggése :

$$D\nabla^4 w = g.$$

(3)-ból és (1a)-ból továbbá az következik, hogy

$$\nabla^2 F = N_x + N_y = Eh\left[\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} - (k_1 + k_2)w\right]. \tag{6}$$

Ha a (2) egyenletek közül az elsőt x szerint differenciáljuk, a másodikat y szerint és ha T_{xy} helyébe az (1a)-ból vett megfelelő összefüggést tesszük, úgy azt találjuk, hogy

$$\frac{\partial^2 N_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 N_y}{\partial y^2} = -2\frac{\partial^2 T_{xy}}{\partial x \partial y} = -Eh\left(\frac{\partial^3 u}{\partial x \partial y^2} + \frac{\partial^3 v}{\partial x^2 \partial y}\right). \tag{a}$$

Az (1a) képletek differenciálhányadosaiból azonban az is következik, hogy

$$\frac{\partial^2 N_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 N_y}{\partial y^2} = Eh\left(\frac{\partial^3 u}{\partial x^3} - k_1 \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^3 v}{\partial y^3} - k_2 \frac{\partial^2 w}{\partial y^2}\right). \tag{b}$$

Az (a) és (b) egyenletek jobboldalainak különbözete tehát zérus. Ezt figyelembe véve a (6) szerint elvégzett ∇^2 művelet a következő kompatibilitásegyenletet adja:

$$\nabla^4 F + Eh\nabla_k^2 w = 0. \tag{7}$$

E szerint a két ismeretlen F és w függvény számára két egyenletet [(5) (7)] kaptunk. Ezek kiszámítása után a metszeterőket a (3) képletek, a nyomatékokat és haránterőket pedig az (1b) és (1c) kifejezések meghatározzák.

3. Az alakváltozás függvénye

A (7) egyenlet kielégül, ha a két ismeretlen függvény egy $\Phi(x, y)$ alakváltozási függvény itt következő differenciálhányadosait képezi:

$$F = -Eh\nabla_k^2 \Phi, \quad w = \nabla^4 \Phi. \tag{8}$$

Ha ezt (5)-be behelyettesítjük, megkapjuk a Φ függvényt meghatározó egyenletet, amely átalakítás után így hangzik:

$$\boxed{\nabla_k^4 \Phi + \frac{h^2}{12}\nabla^4\nabla^4\Phi = \frac{g}{Eh}.} \tag{9}$$

Itt a differenciál-operátorok jelentése (4) szerint:

$$\nabla_k^4 = k_2^2\frac{\partial^4}{\partial x^4} + 2k_1k_2\frac{\partial^4}{\partial x^2\partial y^2} + k_1^2\frac{\partial^4}{\partial y^4}; \quad \nabla^4 = \frac{\partial^4}{\partial x^4} + 2\frac{\partial^4}{\partial x^2\partial y^2} + \frac{\partial^4}{\partial y^4}.$$

Most már valamennyi eltolódási és feszültségi komponens kifejezhető az Φ függvény differenciálhányadosaként. Ezt kapjuk:

$$u = \left[(2k_1 - k_2)\frac{\partial^2}{\partial y^2} + k_1\frac{\partial^2}{\partial x^2}\right]\frac{\partial \Phi}{\partial x};$$

$$v = \left[(2k_2 - k_1)\frac{\partial^2}{\partial x^2} + k_2\frac{\partial^2}{\partial y^2}\right]\frac{\partial \Phi}{\partial y}; \quad w = \nabla^4 \Phi; \tag{10}$$

$$N_x = -Eh\frac{\partial^2}{\partial y^2}\nabla_k^2\Phi;$$

$$N_y = -Eh\frac{\partial^2}{\partial x^2}\nabla_k^2\Phi; \quad T_{xy} = T_{yx} = Eh\frac{\partial^2}{\partial x \partial y}\nabla_k^2\Phi;$$

$$M_x = -\frac{Eh^3}{12}\frac{\partial^2}{\partial x^2}\nabla^4\Phi;$$

$$M_y = -\frac{Eh^3}{12}\frac{\partial^2}{\partial y^2}\nabla^4\Phi; \quad M_{xy} = M_{yx} = -\frac{Eh^3}{12}\frac{\partial^2}{\partial x \partial y}\nabla^4\Phi. \tag{11}$$

Ismételten megjegyezzük, hogy e képletek levezetésénél a haránttágulási együtthatót az acélbetonhéjra vonatkozólag zérusnak vettük fel.)

A (9) egyenlet differenciálhányadosai állandó együtthatókkal rendelkeznek. Megoldásokat ennélfogva ugyanazon eszközök segítségével találhatunk, mint pl. a lemezelméletben.

Néhány egyszerű esetben partikuláris megoldások megadhatók polinómok alakjában is. Vegyük példaképpen a következő alakváltozási függvényt:

$$\Phi_0 = \frac{g_0 r_1^2}{Eh}\left(\frac{y^4}{4!} + 2\,\frac{\beta}{b^2}\,\frac{y^6}{6!}\right). \tag{a}$$

Itt g_0 és β állandó értékek és b a fél nyílásköz az y-irányban. Differenciálás és a (9)-be való behelyettesítés útján azt találjuk, hogy ez a függvény egy, a

$$g = g_0\left(1 + \beta\,\frac{y^2}{b^2}\right) \tag{b}$$

megterhelés által előidézett deformációs állapotot jellemez. Ha t. i. egy, az *1b ábra* szerinti antiklasztikus héjról van szó, úgy

$$k_1 = -\frac{1}{r_1}; \quad k_2 = \frac{1}{r_2};$$

$$\nabla_k^4\Phi = \frac{1}{r_1^2}\,\frac{g_0 r_1^2}{Eh}\left(1 + \beta\,\frac{y^2}{b^2}\right); \quad \nabla^4\Phi_0 = \frac{g_0 r_1^2}{Eh}\left(1 + \beta\,\frac{y^2}{b^2}\right); \quad \nabla^4\nabla^4\Phi_0 = 0.$$

A tetőpontban a terhelés g_0 és mindkét (y és $-y$) irányban az AD és BC peremek mentén a $g_0(1 + \beta)$ értékig nő. A normális irányába eső elmozdulás-komponenst $w = \nabla^4 \Phi$ adja meg. A (8) szerinti feszültségfüggvény:

$$F = -k_1 g_0 r_1^2 \left(\frac{y^2}{2} + 2\,\frac{\beta}{b^2}\,\frac{y^4}{4!}\right) = g_0 r_1 \left(\frac{y^2}{2} + 2\,\frac{\beta}{b^2}\,\frac{y^4}{4!}\right). \tag{12}$$

(11)-be való behelyettesítés révén kapjuk, hogy

$$N_x = g_0 r_1 \left(1 + \beta\,\frac{y^2}{b^2}\right), \qquad M_y = -\frac{\beta g_0 r_1^2 h^2}{6b^2}. \tag{13}$$

Minden egyéb metszeterő és nyomaték zérus.

Ez az állapot természetesen csak akkor volna lehetséges, ha a héj az $x = \pm a$ peremek mentén volna beakasztva úgy, hogy ott az N_x húzóerők megfelelő reakcióra találnának. Hasonlóképpen az $y = \pm b$ peremeknek képeseknek kellene lenniök az M_y nyomatékok felvételére. Ha ez nem így volna, úgy az (a) partikuláris megoldásra a

$$\nabla_k^4 \Phi_1 + \frac{h^2}{12}\,\nabla^4 \nabla^4 \Phi_1 = 0 \tag{14}$$

homogén egyenlet egy megfelelő megoldását kellene szuperponálni. A végleges megoldást ebben az esetben a következő függvény fejezné ki:

$$\Phi = \Phi_0 + \Phi_1.$$

4. Összehasonlítás a membrán-állapottal

A hajlításnélküli állapot feszültségfüggvényének feltételi egyenlete (5)-ből közvetlenül következik, ha abból a második tagot, amely a hajlító-nyomatékok hozzájárulását megadja, elhagyjuk. Tekintettel (4b)-re ez az egyenlet a következő alakot ölti:

$$\left(k_2\,\frac{\partial^2}{\partial x^2} + k_1\,\frac{\partial^2}{\partial y^2}\right) F + g = 0. \tag{15}$$

Itt $|k_2| = \dfrac{1}{r_2}$ és $|k_1| = \dfrac{1}{r_1}$; a k_1 és k_2 előjeleiről a 2. fejezetben már szó volt.

a) *Héjboltozat ferdén megtámasztott peremekkel*

A (b) terhelés esetében a (15) feltételt a (12) függvény elégíti ki. Ez azt jelenti, hogy ebben az esetben a membránállapot metszeterői ugyanolyan értékűek, mint a hajlítási elméletnél. A (13) eredményekkel szemben az egyetlen különbség, hogy a membránállapotnál az M_y nyomatékokat zérusnak vettük fel. Gyakorlati esetekben azonban ezek a nyomatékok rendkívül kicsinyek. A terhelés a tetőpontban t. i. legfeljebb $g_0 = 400$ kg/m² és a peremen kb. 460 kg/m²-ig

emelkedik. Ennélfogva $\beta g_0 = 460 - 400 = 60\ \mathrm{kg/m^2}$. Ha $r_1 = 18$ m, $h = 0{,}06$ m, $2b = 24$ m, úgy a (13) képlet értelmében:

$$M_y = -\frac{60 \cdot 18^2 \cdot 0{,}06^2}{6 \cdot 12^2} = -0{,}1\ \mathrm{kgm/m'}.$$

Ezek a nyomatékok tehát bízvást elhanyagolhatók.

b) *Héjboltozat függőlegesen megtámasztott peremekkel*

Nagyobb hajlítási igénybevételek keletkeznek, ha a peremtartók az N_x, illetve N_y támaszerőket nem tudják felvenni. Ebben az esetben a héj peremcsíkjai terhelésének egy részét a Q_x, illetve Q_y haránterők a peremtartókra viszik át. A héj még megmaradó terhelése lapos orommal írható le. Az *1b ábra* jelöléseivel a terhelésnek ez a része a következő egyenlettel fejezhető ki:

$$g = g_1 \cos\frac{\pi x}{2a}\left(\cos\frac{\pi y}{2b} - \frac{1}{3}\cos\frac{3\pi y}{2b} + \frac{1}{5}\cos\frac{5\pi y}{2b}\right), \tag{16a}$$

ahol g_1 egy állandót és $2a$ a rövid támaszközt jelenti. Ilyen természetű terhelés általában leírható a (16b) sor véges számú tagjainak összegével:

$$g = \sum_m \sum_n g_{mn} \cos\frac{m\pi x}{2a} \cos\frac{n\pi y}{2a}; \qquad \begin{matrix} m = 1, 3, 5, \ldots, \\ n = 1, 3, 5, \ldots. \end{matrix} \tag{16b}$$

Vizsgáljuk most meg ezen összeg egy tagjának befolyását éspedig abban az esetben, ha a héj antiklasztikus *(1b ábra)* és a két sugár egymással egyenlő ($r_1 = r_2 = r$); tehát

$$k_1 = \frac{1}{r}; \quad k_2 = \frac{1}{r}.$$

A g_{mn} állandóval bíró terhelési tag számára a feszültségi függvény értéke, amely (9)-ből könnyen kiszámítható:

$$\Phi_{mn} = \frac{16a^4r^2}{\pi^4 Eh} p_{mn} \cos\frac{m\pi x}{2a} \cos\frac{n\pi y}{2b}; \tag{17a}$$

itt rövidítés céljából a következő jelölést alkalmaztuk:

$$p_{mn} = \frac{g_{mn}}{\left(m^2 - n^2 \frac{a^2}{b^2}\right)^2 + \frac{\pi^4 h^2 r^2}{192 a^4} \left(m^2 + n^2 \frac{a^2}{b^2}\right)^4}. \quad (17b)$$

(8)-ból következik, hogy

$$F_{mn} = -\frac{Eh}{r}\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} - \frac{\partial^2}{\partial y^2}\right) \Phi = \frac{4}{\pi^2}\left(m^2 - n^2 \frac{a^2}{b^2}\right) a^2 p_{mn} r \cos \frac{m\pi x}{2a} \cos \frac{n\pi y}{2b};$$

$$w_{mn} = \nabla^4 \Phi = \frac{p_{mn} r^2}{Eh}\left(m^2 + n^2 \frac{a^2}{b^2}\right)^2 \cos \frac{m\pi x}{2a} \cos \frac{n\pi y}{2b}. \quad (18)$$

A hajlítónyomaték kifejezése az x-irányban a (11)-ből a következő módon adódik:

$$M_{x,mn} = \frac{\pi^2}{48} p_{mn} \frac{h^2 r^2}{a^2} m^2 \left(m^2 + n^2 \frac{a^2}{b^2}\right)^2 \cos \frac{m\pi x}{2a} \cos \frac{n\pi y}{2b}. \quad (19)$$

A membránállapot a (16) terhelésre vonatkozó F feszültség függvényének ki kell elégítenie a (15) feltételt. Azt kapjuk, hogy

$$\overline{F_{mn}} = \frac{4}{\pi^2} \frac{g_{mn} a^2 r}{m^2 - \left(\frac{na}{b}\right)^2} \cos \frac{m\pi x}{2a} \cos \frac{n\pi y}{2b}. \quad (20)$$

A hajlításelmélet és a membránelmélet eredményeinek egymással való összehasonlítása ez esetben a következő képet mutatja:

A (20) membránfeszültség függvénye valamivel nagyobb metszeterőkre vezet, minthogy:

$$\overline{F_{mn}} : F_{mn} = \frac{g_{mn}}{p_{mn}\left(m^2 - n^2 \frac{a^2}{b^2}\right)^2} = 1 + \frac{\pi^4 h^2 r^2}{192 a^4} \frac{\left(m^2 + n^2 \frac{a^2}{b^2}\right)^4}{\left(m^2 - n^2 \frac{a^2}{b^2}\right)^2}.$$

Olyan héj esetében, amelynek méretei

$$h = 0{,}06 \text{ m}, \quad r = 18 \text{ m}, \quad 2a = 9 \text{ m}, \quad 2b = 18 \text{ m}$$

a terhelés részére (16a) a következő értékeket kapjuk:

* Az $a : b$ arányt (pl. 1 : 4) úgy kell megválasztani, hogy a nevező első tagja m és n semilyen számértéke esetében zérussá ne váljék vagy zérustól necsak kevéssé különbözzék. Ellenkező esetben a szerkezet nem volna gazdaságos.

$$g_{11} = g_1, \qquad g_{13} = -\frac{1}{3} g_1, \qquad g_{15} = \frac{1}{5} g_1,$$

$$p_{11} = 1{,}767\ g_1, \qquad p_{13} = -0{,}193\ g_1, \qquad p_{15} = 0{,}006\ g_1,$$

$$F = \frac{4}{\pi^2} a^2 g_1 r \cos\frac{\pi x}{2a} \left[1{,}325 \cos\frac{\pi y}{2b} + 0{,}242 \cos\frac{3\pi y}{2b} - 0{,}033 \cos\frac{5\pi y}{2b}\right],$$

$$\overline{F} = \frac{4}{\pi^2} a^2 g_1 r \cos\frac{\pi x}{\pi^2} \left[1{,}333 \cos\frac{\pi y}{2a} + 0{,}267 \cos\frac{3\pi y}{2v} - 0{,}038 \cos\frac{5\pi y}{2b}\right].$$

A tetőponton, ahol $x = 0$, $y = 0$, az eredmény:

$$\overline{F} : F = 1{,}562 : 1{,}534 = 1{,}02.$$

Ebben az esetben tehát a membránelmélet alapján számított metszeterők 2%-kal nagyobbak, mint az általános elmélet alapján megállapított értékek. Ennek az az oka, hogy a (16a) terhelés egy csekély töredéke a héj hajlottsága következtében a peremtartókra hárul át. A legnagyobb hajlító-nyomatékok az x-irányban keletkeznek. Ha a (19)-be behelyettesítünk, azt kapjuk, hogy

$$M_x = \frac{\pi^2}{48} g_1 \frac{h^2 r^2}{a^2} \cos\frac{\pi x}{2a} \left(2{,}760 \cos\frac{\pi y}{2b} - 2{,}043 \cos\frac{3\pi y}{2b} + 0{,}333 \cos\frac{5\pi y}{2b}\right).$$

A tetőponton, ha a $h = 0{,}06$ m, $r = 18$ m, $a = 3$ m méreteket és a $g_1 = 400$ kg/m^2 értéket bevezetjük,

$$M_x = 1{,}05 \frac{\pi^2}{48} g_1 \frac{h^2 r^2}{a^2} = 5{,}0 \text{ kgm/m}'$$

adódik ki. Egy 6 cm vastag lemezben ezáltal előidézett feszültségek csekélyek. Szerkezeti okokból úgy az x, mint az y irányban mindenkor alkalmaznak egy legalább 0,3%-nyi acélbetétet, amely bőségesen elegendő e melléknyomatékok felvételére. Kitűnik ebből, hogy a sokkal egyszerűbb membránelmélet eléggé hasznavehető eredményeket szolgáltat, ha azt a terhelésnek csak azon részére alkalmazzuk, amelyet a haránterők peremzavarok révén el nem tüntetnek.

Eddig az *1b ábra* szerinti antiklasztikus héjat vizsgáltuk. Az *1a ábra* szerinti alak esetében a viszonyok még előnyösebbek. A (17b) nevezőjében ugyanis az első tagban összeget kapunk különbség helyett, a (19) képlet zárjeles kifejezésében pedig különbséget összeg helyett. A hajlító nyomatékok tehát általában kisebbek lesznek, mint egy azonos méretű antiklasztikus héjnál.

Így tehát azt a következtetést vonhatjuk le, hogy *a terhelés főrészének hatása elegendő pontossággal határozható meg a membránelmélet segítségével.* Ez rendkívül fontos, minthogy lehetséges szigorú membránelméletet felállítani

anélkül, hogy a héj görbültségét el kellene hanyagolnunk. Most pedig azzal a feladattal fogunk foglalkozni, hogy a terhelésnek a metszeterőkre eső részét közelebbről meghatározzuk.

5. Peremzavarok

Tegyük fel először, hogy a peremzavar csupán a $y = 0$ görbe mentén lép fel és hogy a g erővel egyenletesen terhelt héj alakváltozása sehol másutt nem talál akadályra. Ekkor az alakváltozási állapot x-től független és valamennyi x-szerinti parciális differenciálhányados eltűnik. Jelöljük az y-szerinti differenciálhányadosokat vesszővel; ez esetben a (9) feltételi egyenlet így hangzik:

$$\frac{1}{r_1^2}\,\Phi^{\mathrm{IV}} + \frac{h^2}{12}\,\Phi^{\mathrm{VIII}} = \frac{g}{Eh}.$$

Figyelembe véve, hogy (8) szerint ez esetben $\Phi^{IV}, = w$, úgy ezt az egyenletet a

$$c^4 = \frac{1}{3}\,h^2 r_1^2$$

rövidítés alkalmazásával így írhatjuk:

$$w^{\mathrm{IV}} + \frac{4}{c^4}\,w = \frac{12g}{Eh^3}. \tag{21}$$

Valamennyi feszültségi és alakváltozási komponens x-től független. Ennélfogva (10)-ből és (11)-ből következik:

$$u = 0\,; \quad v' = \frac{w}{r_2}\,;$$

$$N_x = -\,Ehk_1 w\,; \qquad M_y = -\frac{Eh^3}{12}\,w''\,; \qquad Q_y = M_y'. \tag{22}$$

Valamennyi egyéb metszeterő és nyomaték eltűnik.

A (21) összefüggés a hengeres tartályok elméletének alapegyenletéve azonos. Vagyis kimondja, hogy a peremtartók merevségének a kétszeresen görbült héjra gyakorolt befolyása ugyanaz, mint egy olyan hengerhéjra gyakorolt befolyás, amelynek középfelülete a transzlációs felületet a peremgörbe mentén érinti. Tudvalevőleg a peremzavarok befolyása y növekedésével gyorsan csökken és a zavar eredetétől 4—5 c távolságban gyakorlatilag teljesen megszűnik.

Általában tehát a peremzavarok kifejezhetők a hengerelméletből ismeretes képletekkel. Mármost ha a peremgörbe görbületi sugarát a vizsgált pontban r-rel jelöljük, ha továbbá

$$c = \sqrt{\frac{hr}{\sqrt{3}}} \doteq 0{,}76\sqrt{hr} \tag{23}$$

és y a peremtől való távolságot jelenti, úgy merev peremtartó esetében az $y = 0$ görbe mentén kielégítendők a $w = 0$ és $w' = 0$ feltételek. Ez a következő képletekhez vezet:

$$\left.\begin{aligned} w &= \frac{gr^2}{Eh}\,[1 - e^{-\eta}(\cos\eta + \sin\eta)]\,; \\ N_x &= -gr^2k_1\,[1 - e^{-\eta}(\cos\eta + \sin\eta)]\,; \\ M_y &= -\frac{1}{2}\,gc^2e^{-\eta}(\cos\eta - \sin\eta)\,; \quad Q_y = gce^{-\eta}\cos\eta. \end{aligned}\right\} \tag{24}$$

Itt e a természetes logaritmusok alapja, η pedig az $y : c$ viszonyt jelenti.

A merev peremtartóba befogott héj befogási nyomatéka az $y = 0$ síkban és az erre ható függőleges támnyomás a fentiekből a következő módon adódik ki:

$$M = -\frac{1}{2}\,gc^2\,; \quad Q = gc. \tag{25}$$

A (2) egyenletek közül az utolsó most így hangzik:

$$k_1N_x + Q_y' + g = 0. \tag{26}$$

A héj terheléséből a (25) értelmében a gc részt a Q_y haránterők a peremtartóra hárítják át, a terhelés maradványát pedig — amelyet q-val jelölünk — az N_x metszeterők veszik fel. A (26) a következő két összefüggés által elégíthető ki:

$$k_1N_x + q = 0\,; \quad Q_y + g - q = 0.$$

Az első tétel azt mondja, hogy a q részterhelés értéke $-k_1N_x$. Ha ide behelyettesítjük N_x helyett annak a (24)-ből vett megfelelő egyenletét, úgy — tekintettel arra, hogy $k_1^2r^2 = 1$ — azt kapjuk, hogy

$$q = g\,[1 - e^{-\eta}(\cos\eta + \sin\eta)]. \tag{27}$$

A *3. ábra* q és M_y lefolyását szemlélteti. Így pl. egy $r = 18$ m és $h = 0{,}06$ m méretű héj befogási nyomatéka $g = 300$ kg/m³ terhelés esetében a következőképen alakul:

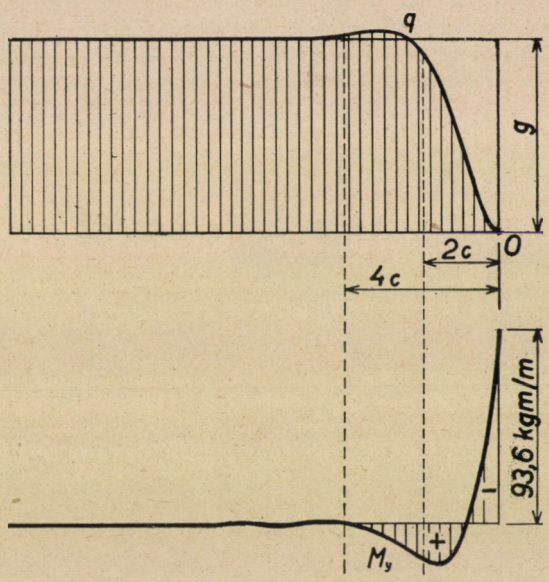
$$M = -\frac{1}{2} gc^2 = -\frac{1}{2} 300 \cdot 0{,}79^2 = -93{,}6 \text{ kgm/m'}$$

mivel

$$c = 0{,}76 \cdot \sqrt{18 \cdot 0{,}06} = 0{,}79 \text{ m}.$$

A héj által a peremtartóra kifejtett függőleges nyomás:

$$Q = 300 \cdot 0{,}79 = 237 \text{ kg/m'}.$$



3. ábra

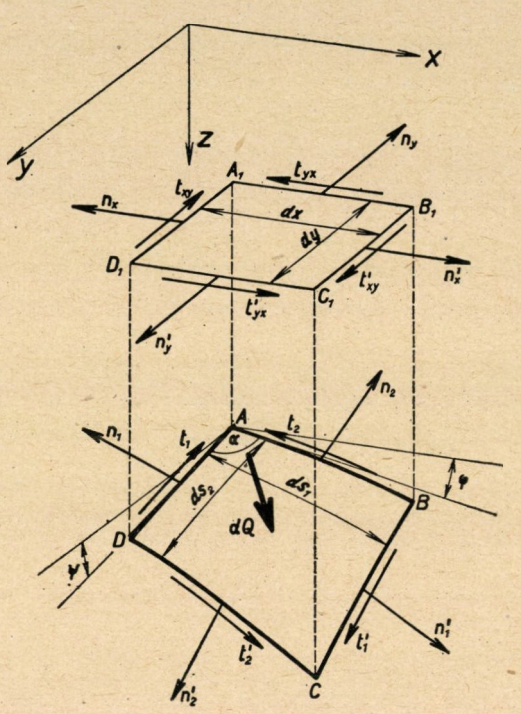
A szemköztes perem analóg zavart idéz elő és ez által a q terhelést ábrázoló felület a *3. ábrá*ban egy lapos ormon átfektetett metszethez válik hasonlóvá. q lefolyása elegendő pontossággal fejezhető ki egy megfelelő Fourier-féle sor néhány tagjának összegezése útján.

Ha mármost összefoglaljuk az utolsó két fejezetben kifejtetteket, úgy ezeket a következtetéseket vonhatjuk le:

Gyakorlati számításoknál elegendő, ha a peremzavarokat a (24) és (25) egyszerű képletek alapján vesszük figyelembe. A terhelés túlnyomó részének hatása azonban a membránelmélet segítségével határozható meg.

6. A membránelmélet

A héj középső, görbült felületére vonatkozólag bevezetjük az s_1, s_2 ferdeszögű koordinátákat, amelyek az $S_1\,(y = \text{const.})$, $S_2\,(x = \text{const.})$ alkotó görbékkel párhuzamosak. Ezek a koordináták az α hegyes szögben metszik egymást, amely helyről-helyre változó. Az S_1-, illetve S_2-csoport két-két, egymással szomszédos görbéje egy $ABCD$ felületelemet *(4. ábra)* metsz ki a héjból.



4. ábra

A felületelem vetülete az xy-síkon az $A_1B_1C_1D_1$ derékszögű négyszöget alkotja, amelynek oldalhosszai dx és dy.

A felületelemen támadó metszeterőket az s_1 és s_2 irányokban felbontjuk és így az n_1, n_2, t_1, t_2 ferde, hosszerőket nyerjük *(4. ábra)*, amelyek az ív hosszegységére vannak vonatkoztatva. A hosszerő n_1 vektorának velületeit az xy-síkon az ív az x-tengellyel párhuzamos vetületének hosszegységére vonatkoztatjuk és ezt a összetevőt n_x-szel jelöljük. Az egyéb, megfelelő vetületek hasonló módon az n_y, t_{xy}, t_{yx} megjelölést nyerik *(4. ábra)*.

A derékszögű koordinátarendszerben *(1. ábra)* a transzlációs felület egyenlete :

$$z = S_1\,(x) + S_2\,(y).$$

Az S_1 alkotó egy érintőjének hajlásszögét jelöljük φ-vel, az S_2 alkotó esetében pedig ψ-vel; ekkor:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{dS_1}{dx}; \quad \operatorname{tg} \psi = \frac{dS_2}{dy}.$$

Az α szöget *(4. ábra)* a következő összefüggés határozza meg:

$$\cos \alpha = \sin \varphi \sin \psi.$$

A definíciókból és mértani összefüggésekből következik:

$$n_1 = n_x \frac{\cos \psi}{\cos \varphi}; \quad t_{xy} = t_1,$$
$$n_x = n_y \frac{\cos \varphi}{\cos \psi}; \quad t_{yx} = t_2.$$

A héj normálisának nyomatékegyenlete továbbá azt adja, hogy $t_1 = t_2$, úgyhogy valamennyi eddig bevezetett érintő-összetevő egymás közt egyenlő. Ezeket a továbbiakban egyszerűen t-vel fogjuk jelölni:

$$t_1 = t_2 = t_{xy} = t_{yx} = t.$$

Ha az eredő metszeterőt, amely az AD ívelemen támad, egy N_a normális összetevőre és egy T_a tangenciális összetevőre bontjuk, úgy

$$N_a = n_x \frac{\cos \psi}{\cos \varphi} \sin \alpha; \qquad T_a = t + n_x \frac{\cos \varphi}{\cos \psi} \cos \alpha. \tag{28a}$$

Az AB elemre ható eredő metszési erő normális, illetve tangenciális összetevője:

$$N_b = n_y \frac{\cos \varphi}{\cos \psi} \sin \alpha; \qquad T_b = t + n_y \frac{\cos \varphi}{\cos \psi} \cos \alpha. \tag{28b}$$

Oly metszet számára, amelynek síkja AD-re merőleges, ezt kapjuk:

$$N_c = (T_a + T_b) \operatorname{cotg} \alpha + N_b; \qquad T_c = T_a. \tag{28c}$$

Ebből mindkét fő hosszerő nagysága és iránya ismert módon meghatározható.

E szerint feladatunk az n_x, n_y és t összetevők kiszámítására szorítkozik. Az ehhez szükséges három egyenletet az elemen támadó erők egyensúlyi feltételei szolgáltatják.

A héj terhelését is az alaprajz (vagyis az xy-sík) egy felületegységére fogjuk vonatkoztatni és a terhelésnek a koordinátatengelyek irányába eső összetevőit q_x, q_y, q_z betűkkel jelölni. Ezek az összetevők pozitív előjelűek lesznek, ha a tengelyek pozitív irányában hatnak.

Bevezetjük továbbá a következő rövidítéseket:

$$k_x = \frac{d^2 S_1}{dx^2}; \quad k_y = \frac{d^2 S_2}{dy^2}.$$

Ezek után az egyensúlyi feltételeket a következő egyszerű alakba hozhatjuk:

$$\frac{\partial n_x}{\partial x} + \frac{\partial t}{\partial y} + q_x = 0; \qquad \frac{\partial n_y}{\partial y} + \frac{\partial t}{\partial x} + q_y = 0,$$

$$k_x n_x + k_y n_y + q_z - q_x \operatorname{tg} \varphi - q_y \operatorname{tg} \psi = 0.$$

Az építkezési gyakorlatban rendszerint függőleges (z-vel párhuzamos) terhelésről van szó, úgyhogy $q_x = q_y = 0$. Ebben az esetben az $F(x, y)$ feszültségi függvényt oly módon vezetjük be, hogy

$$n_x = \frac{\partial^2 F}{\partial y^2}; \quad n_y = \frac{\partial^2 F}{\partial x^2}; \quad t = -\frac{\partial^2 F}{\partial x \partial y}. \tag{29a}$$

Ha e kifejezéseket az utolsó egyensúlyi feltételbe behelyettesítjük, megkapjuk a feladat alapegyenletét a következő alakban:

$$\left(k_y \frac{\partial^2}{\partial x^2} + k_x \frac{\partial^2}{\partial y^2}\right) F + q_z = 0. \tag{29b}$$

Ha parabolikus alkotókról van szó, úgy ebben az egyenletben a differenciálhányadosok együtthatói állandó értékek. Ez esetben megfelelő parciális megoldás megtalálása nem jár különös nehézséggel.

7. Elliptikus paraboloid

Legyen a középfelület *(1a ábra)* egyenlete

$$z = \frac{x^2}{2r_1} + \frac{y^2}{2r_2},$$

ahol r_1, r_2 a főparabolák paraméterei. Ebből következik, hogy

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{x}{r_1}; \qquad \operatorname{tg}\psi = \frac{y}{r_2}; \qquad k_x = \frac{1}{r_1}, \qquad k_y = \frac{1}{r_2}.$$

a) *Terhelés*

A héj főterhelése önsúlyból, állandó teherből és hóteherből tevődik össze. Ezek összege 1 m² alapterületre vonatkoztatva, legyen a tetőponton q_0 és az A, B, C és D sarkokban q_1. Ekkor kellő pontossággal áll, hogy

$$q = q_1 - q_2\ [1 - \frac{y^2}{b^2}],$$

ahol

$$q_2 = q_1 - q_0.$$

E terhelés eloszlása az $x = \text{const.}$ metszetben az *5a ábrá*ban szaggatott vonallal van ábrázolva. Feltételezzük, hogy az $y = \pm b$ kupolaperemek merev módon függőlegesen vannak megtámasztva, az $x = \pm a$ peremek viszont olyan ívtartókon nyugszanak, amelyek nem képesek az yz-síkra merőleges erők felvételére és amelyek a héj alakváltozásának akadályt nem támasztanak. Ez esetben a következő peremfeltételek érvényesek:

ha $x = \pm a$, akkor $n_x = 0$ kell hogy legyen,

ha $y = \pm b$, akkor $w = 0$ és $w' = 0$ kell hogy legyen.

Az előző fejezetben kifejtettek értelmében ebből a terhelésből a peremnyomatékok és haránterők mindenkor a $q_1 c$ hányadot az $y = b$ és az $y = -b$ támtartókra hárítják át. A q_z megmaradó terhelés az *5a ábra* folytonos vonallal jelölt görbéje szerint oszlik el (v. ö. *3. ábra)*.

A $\int_0^b q_z dy$ felület egyenlő azzal a felülettel, amelyet az *5b ábrá*ban az $f_1(y)$ tört vonal az $f_2(y)$ parabolával bezár. A $-b < y < b$ közben ezeket a függvényeket a következő Fourier-féle sorokkal fejezhetjük ki:

$$f_1(y) = \frac{4}{\pi^2} q_1 \frac{b}{c} \left(\sin\frac{\pi c}{b}\cos\frac{\pi y}{2b} - \frac{1}{9}\sin\frac{3\pi c}{b}\cos\frac{3\pi y}{2b} + \frac{1}{25}\sin\frac{5\pi c}{b}\cos\frac{5\pi y}{2b} - \ldots\right),$$

$$f_2(y) = \frac{32}{\pi^3} q_2\ [\cos\frac{\pi y}{2b} - \frac{1}{3^3}\cos\frac{3\pi y}{2b} + \frac{1}{5^3}\cos\frac{5\pi y}{2b} - \ldots].$$

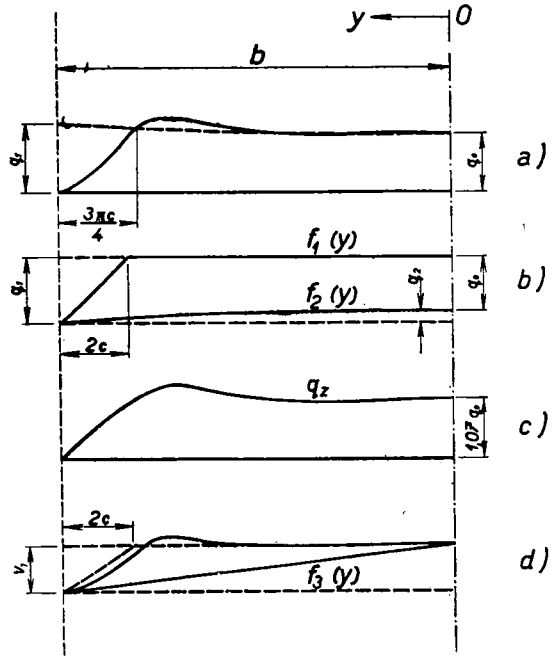
Az $f_1(y) - f_2(y)$ sor első három tagja leírja az *5c ábrá*ban bemutatott eloszlást. Az *5. ábra c)* és *a)* görbéknek összehasonlításából kitűnik, hogy gyakorlati

célokra elegendő, ha csak ezt a három tagot vesszük figyelembe. E szerint a terhelést megadja az itt következő képlet:

$$q_2 = p_1 \cos\frac{\pi y}{2b} + p_3 \cos\frac{3\pi y}{2b} + p_5 \cos\frac{5\pi y}{2b} \tag{30}$$

amikor is

$$\begin{aligned} p_1 &= \frac{4}{\pi^2}\left[q_1 \frac{b}{c} \sin\frac{\pi c}{b} - \frac{8}{\pi} q_2\right], \\ p_3 &= -\frac{4}{9\pi^2}\left[q_1 \frac{b}{c} \sin\frac{3\pi c}{b} - \frac{8}{3\pi} q_2\right], \\ p_5 &= \frac{4}{25\pi^2}\left[q_1 \frac{b}{c} \sin\frac{5\pi c}{b} - \frac{8}{5\pi} q_2\right]. \end{aligned} \tag{31}$$



5. ábra

b) *Egyoldali szélnyomás*

Ha v_1-gyel jelöljük a szélnyomás legnagyobb intenzitását a héjra merőlegesen (a sarokban), az xy-sík felületegységére vonatkoztatva, úgy a nyomás eloszlását a héj szélfelőli oldalán háromszöggel ábrázolhatjuk. Minthogy a héj lapos, a nyomás irányát függőlegesnek (z-vel párhuzamosnak) tekinthetjük. Ha ismét leszámítjuk azt a részt, amelyet a peremnyomatékok áthárítanak, úgy

a megmaradó felületet az *5d ábrá*ban a szaggatott vonallal jelölt trapéz és az $f_3(y) = v_1\left(1 - \frac{y}{b}\right)$ háromszög közötti $f_1(y) - f_3(y)$ különbséggel ábrázolhatjuk. A $0 < y < b$ közben ez a különbség durva közelítéssel kifejezhető az illető Fourier-féle sor három első tagja segítségével. Ekkor a terhelést ismét (30) írja le, az együtthatók értékei azonban most a következők:

$$p_1 = \frac{4v_1}{\pi^2}\left[\frac{b}{c}\sin\frac{\pi c}{b} - 2\right],$$
$$p_3 = -\frac{4v_1}{9\pi^2}\left[\frac{b}{c}\sin\frac{3\pi c}{b} + 2\right], \qquad (32)$$
$$p_5 = \frac{4v_1}{25\pi^2}\left[\frac{b}{c}\sin\frac{5\pi c}{b} - 2\right].$$

A héj másik felét, ahol y negatív, ez alkalommal terheletlennek és feszültségtől mentesnek tekintjük. Az ez által az $y = 0$ görbe mentén előidézett zavar a szélterhelés kicsiny értékeinél elhanyagolható. Magas kupoláknál azonban a szélerőket közelebbről meg kellene vizsgálni és azok antimetrikus hatását szükség esetén számba kellene venni.

c) *A feszültségfüggvény és a metszeterők*

A fentiekben a terheléseket a (30) tétel segítségével kifejeztük, most pedig meg fogjuk határozni a metszeterőket a szóbanforgó összeg n-edik tagja részére, vagyis a

$$q_{z,n} = p_n \cos\frac{n\pi y}{2b}$$

részére. A megoldást a következő alakban keressük:

$$F_n = X_n(x)\cos\frac{n\pi y}{2b}.$$

Ha ezt az összefüggést a (29b)-be behelyettesítjük, úgy integrálás által megkapjuk a következő általános megoldást:

$$X_n = \left(\frac{2b}{n\pi}\right)^2 p_n r_1 + A\cos h\left(\frac{n\pi x}{2b}\sqrt{\frac{r_2}{r_1}}\right) + B\sin h\left(\frac{n\pi x}{2b}\sqrt{\frac{r_2}{r_1}}\right).$$

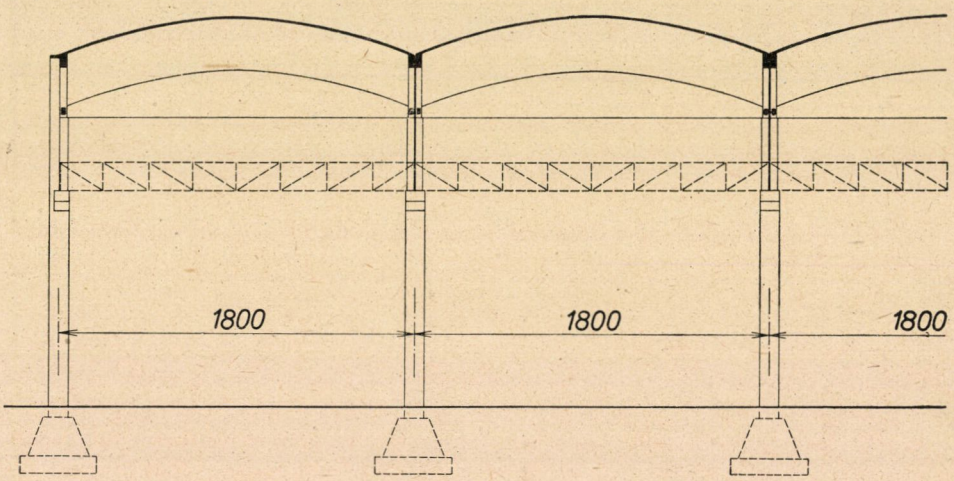
A fenti kifejezés utolsó tagja szimmetrikus feszültségi állapot esetében elmarad. Az A konstans az $n_x = 0$ peremfeltételből $x = \pm a$ esetében kiszámít-

ható. Még néhány rövidítést vezetünk be és az eredményeket a következő alakban írjuk fel:

$$\frac{x}{a} = \xi\,; \quad \frac{n\pi a}{2b}\sqrt{\frac{r_2}{r_1}} = \lambda_n\,; \tag{33}$$

$$\left.\begin{aligned} F_n &= \left(\frac{2b}{n\pi}\right)^2 p_n r_1 \left(1 - \frac{\cos h\,\lambda_n \xi}{\cos h\,\lambda_n}\right) \cos\frac{n\pi y}{2b}, \\ n_{x,n} &= -\,p_n r_1 \left(1 - \frac{\cos h\,\lambda_n \xi}{\cos h\,\lambda_n}\right) \cos\frac{n\pi y}{2b}, \\ t_n &= -\,p_n \sqrt{r_1 r_2}\,\frac{\sin h\,\lambda_n \xi}{\cos h\,\lambda_n} \sin\frac{n\pi y}{2b}, \\ n_{y,n} &= -\,p_n r_2\,\frac{\cos h\,\lambda_n \xi}{\cos h\,\lambda_n} \cos\frac{n\pi y}{2b}. \end{aligned}\right\}$$

Ezek a képletek megadják a (30) n-edik tagjának befolyását. Az összhatás mindhárom tag befolyásának összegezése útján határozható meg. A továbbiakban az elmélet gyakorlati alkalmazását fogjuk bemutatni.



6. ábra

d) *A metszeterők számértékei*

Valamely gyári csarnok tetőszerkezete álljon a kupolák egy sorából, amelyeknek méretei a *6.* és *7. ábrá*kon vannak megadva.

A héj vastagsága $h = 7$ cm, a felület paraméterei: $r_1 = r_2 = 20{,}90$ m, a c hosszúság (23) szerint $c = 0{,}92$ m. Az 1 m² alaprajzi felületre vonatkoztatott terhelés (a hóterhelést beleértve) a következő (l. *5. ábra)*:

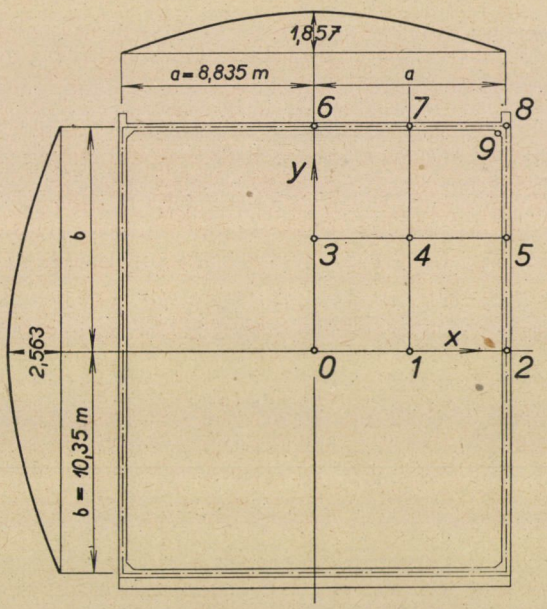
$$q_0 = 308 \text{ kg/m}^2, \quad q_1 = 353 \text{ kg/m}^2, \quad q_2 = q_1 - q_0 = 45 \text{ kg/m}^2.$$

(31)-ből azt kapjuk, hogy

$$p_1 = 397 \text{ kg/m}^2, \quad p_3 = -132 \text{ kg/m}^2, \quad p_5 = 64 \text{ kg/m}^2.$$

λ_n értékei (33) szerint :

$$\lambda_1 = 1{,}341, \quad \lambda_3 = 4{,}023, \quad \lambda_5 = 6{,}705.$$



7. ábra

Most kiszámítjuk a metszeterőket és a részleges eredményeket összegezzük ; így pl. $t = t_1 + t_3 + t_5$. Az összesített eredményeket az itt következő táblázat tünteti fel.

A metszeterők komponensei t/m'-ben *(7. ábrá*hoz) :

Pont	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$x : a$	0	0,5	1	0	0,5	1	0	0,5	1	0,953
$v : b$	0	0	0	0,5	0,5	0,5	1	1	1	0.960
n_x	—2,91	—2,19	0	—3,93	—3,10	0	0	0	0	—0,24
n_y	—3,97	—4.69	—6,89	—2,94	—3,78	—6,87	0	0	0	—1,22
t	0	0	0	0	—1,78	—2,22	0	—3,34	—11,33	—9,86

A legnagyobb főhúzófeszültség a héjban a 9. pontban keletkezik *(7. ábra)*. Az N_1 fő metszeterőt az ismeretes

$$N_1 = \frac{N_a + N_c}{2} + \sqrt{\left(\frac{N_a - N_c}{2}\right) + T_a^1} = 6{,}91 \text{ t,m'}$$

képletből határoztuk meg; itt N_a, N_c és T_a a (28) által definiált összetevők:

$$N_a = -0{,}18 \text{ t/m'}, \quad N = -6{,}93 \text{ t/m'}, \quad T_a = -9{,}91 \text{ t/m'}.$$

A befogási nyomatékok az $y = b$ perem mentén (25) szerint átlagban

$$M = -\frac{1}{2} q_1 c^2 = -\frac{1}{2} 353 \cdot 0{,}92^2 = -150 \text{ kgm/m'-t}$$

tesznek ki.

e) *A stabilitás kritériuma*

A legnagyobb görbületi sugár a sarokban fordul elő, értéke $r = 29{,}96$ m. Valamely gömbhéjra gyakorolt egyenletes normálnyomás kritikus intenzitása — ha a haránttágulást elhanyagoljuk — elméletileg:

$$p_{kr} = \frac{2E}{\sqrt{3}} \left(\frac{h}{r}\right)^2.$$

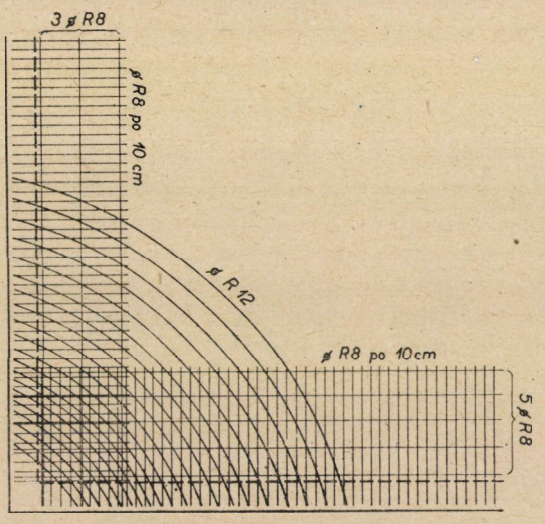
Ha itt a beton lassú alakváltozásának figyelembevételével a 210 000 kg/cm²-t kitevő kezdeti értéknek csak egy hatodát vesszük fel E számára, úgy azt kapjuk, hogy

$$p_{kr} = 0{,}22 \text{ kg/cm}^2 = 2200 \text{ kg/m}^2.$$

A kihajlási biztonság tehát nagyobb, mint $2200 : 353 = 6{,}2$.

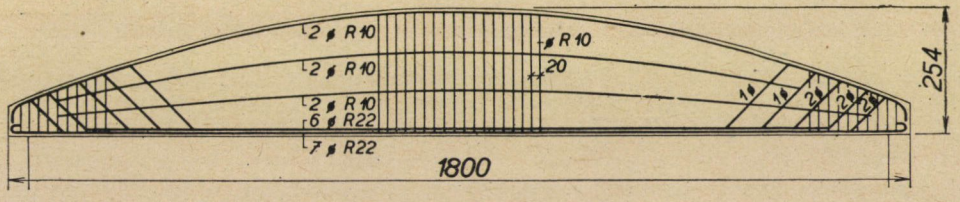
f) *Vasalás*

A kupola vasalása egy sor 5 mm átmérőjű acélfonadékból áll (vastávolság mindkét irányban 15—15 cm). Erre a betétre a főhúzófeszültségek felvételére a sarokba ívalakú betéteket raktak. A héj kerülete mentén ezenkívül a felső felületnél egy roxoracélból készült betétháló nyert elhelyezést *(8. ábra)*.



8. ábra

A héj terhelésének túlnyomó részét érintőleges erők viszik át a peremtartókra ; ezek az erők az *1a ábrán* megjelölt nyilak irányában hatnak. Ennélfogva a peremtartók hajlítási és húzási igénybevételt szenvednek. A rövidebb peremtartó vasalását a *9. ábra* mutatja be ; ezt a tartót építészeti okokból mint tömör homlokfalat képezték ki. A hosszabb peremeket vonórudas ívtartóknak képezték ki.



9. ábra

g) *Modellvizsgálat*

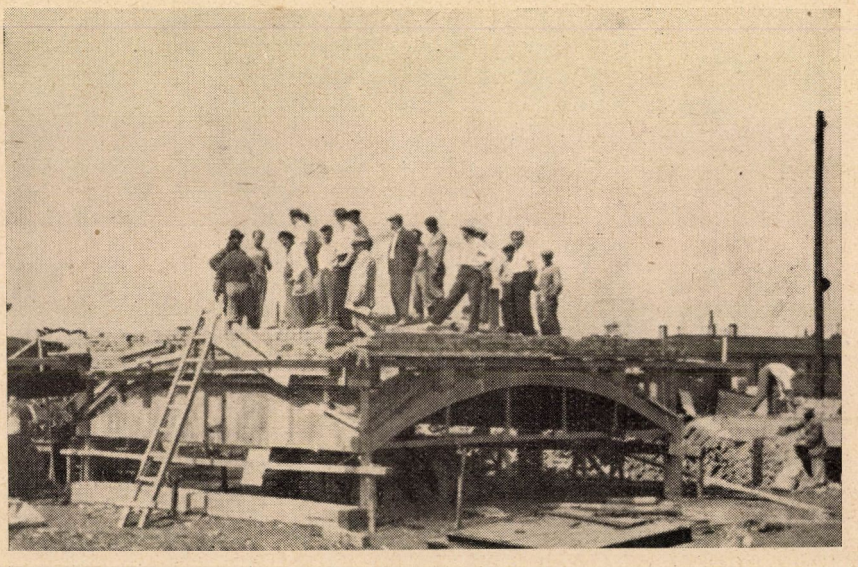
A szerkezet kivitelezése előtt modellvizsgálatot végeztek, amelynél nemcsak a teherbirást, hanem néhány, a kivitelezést illető kérdést is megvizsgáltak. Kupola-modellt készítettek 1 : 3 léptékben *(10. ábra)*.

A nyúlásokra és összenyomódásokra vonatkozó mérési eredmények normális terhelésnél jó összhangban voltak az elmélettel.

Ezután a modellt a beszakadás bekövetkeztéig terhelték. A *11. ábra* a modellt könnyű túlterhelése állapotában mutatja. Amikor az összes terhelés 2,2-szer nagyobb volt annál a terhelésnél, amely a szerkezet normális terhelésé-



10. ábra



11. ábra

nek hóteherrel együtt megfelel, a modellt 48 óra hosszat e túlterheltség állapotában megfigyelték. Kitűnt, hogy az alakváltozások ez alatt az idő alatt nem folytatódtak. A héjban repedések nem voltak megállapíthatók.

Ezután a terhelést elővigyázatossági rendszabályok alkalmazása mellett tovább növelték. Akkora teher alatt, amely a normális tehernek kb. háromszorosát tette ki és amikor a 7 m hosszú vonórudak már kb. 40 cm-t nyúltak meg, a héj sarkaiban diagonális irányú repedések mutatkoztak. Amikor a terhelés 1 m^2 alapfelületre 1218 kg-ot tett ki, ami 3,24-szeres biztonságnak felelt meg, az ingatámaszok engedtek. A héj teherbírása ekkor nyilván még nem merült ki.

h) *Anyagfelhasználás*

Egyetlen kupola építése esetében a zsaluzás és az állvány költségei a szerkezet összköltségeinek 60—70%-át tennék ki. Héjboltozatok építése tehát csak úgy lehet gazdaságos, ha ugyanazt a zsaluzást többször használhatjuk fel. Az itt leírt építkezésnél 16 egyenlő kupola építéséről volt szó *(6. ábra)*. Leereszthető zsaluzó formát és mozgó-állványt szerkesztettek és a beton szilárdulását gőzzel való kezelés által gyorsították, úgyhogy egy-egy kupola elkészítése a zsaluzás levételét beleértve egy munkahetet vett igénybe. Ilyen módon valamennyi kupolát, amelyet a leírt munkamódszerre való tekintettel egymástól résekkel választottak el, ugyanazon zsaluzó berendezés segítségével lehetett elkészíteni. Az 1 m^2 befedett alaprajzfelületre vonatkoztatott anyagfelhasználás így alakult:

beton (kockaszilárdság: 250 kg/cm^2) ..... 0,163 m^3,
acélbetét (hulladékkal együtt) ..... 12,9 kg
faanyag (kopás és veszteség) ..... 0,012 m^3.

Ezek a számok csupán a tetőszerkezetre vonatkoznak, a peremtartókat beleértve, míg az alépítmény pillérei nincsenek beleszámítva. Megjegyzendő azonban, hogy a számok magukban foglalják a tömör homloktartókat és egy hatalmas, több mint 1 m széles párkányt, amely elemek az épület homlokfalának építészeti kiképzését alkotják. Ez magyarázza a nagy betonszükségletet, amely, ha csak magát a héjat vesszük figyelembe, az alaprajz négyzetméterére számítva csak 0,08 m^3-t tesz ki.

8. A hiperbolikus paraboloid*

Az antiklasztikus felületek példájaképpen foglalkozzunk most a hiperbolikus paraboloiddal. Ez a legegyszerűbb torzfelület, amely a felületi egyenesek két rendszerével bír, úgyhogy a zsaluzat egyenes elemekből (lécekből és keresztt-

* A szerző közlése szerint a jelen munka 8. és 9. fejezetében említett építkezések leírását a szerzőnek egy 1949-ben Londonban angol nyelven közzétett közleménye már tartalmazza. E leírást itt csupán a teljesség és jobb áttekinthetőség okából ismételjük meg.
A Szerkesztőség

fákból) állítható össze. Ha a koordinátatengelyek fekvése olyan, mint az *1. ábrá*ban, úgy e felület egyenlete :

$$z = -\frac{x^2}{2r_1} + \frac{y^2}{2r_2}.$$

a) *A metszeterők*

Kedvező feszültségeloszlás biztosítása végett az AB ív *(1b ábra)* magasságát négyszer akkorának kell megválasztani, mint amekkora a BC ív magassága. Ha azonban a tetőponton merevítőtartót alkalmazunk, úgy a két ívmagasság aranya más is lehet, éspedig 9 vagy 16.

A terhelés legyen most is a (30) képletnek megfelelő. Állapítsuk meg az n-edik tag, vagyis $p_n \cos\frac{n\pi y}{2b}$ hatását. A (29b) egyenletbe ezúttal a $k_x = -\frac{1}{r_1}$ és $k_y = \frac{1}{r_2}$ értékek vezetendők be. A (6c) alatt leírt módon, ha a peremfeltételek ugyanazok maradnak, mint a (6a) fejezetben, azt találjuk, hogy

$$\left.\begin{aligned} F_n &= -\left(\frac{2b}{n\pi}\right)^2 p_n r_1 \left(1 - \frac{\cos\lambda_n\xi}{\cos\lambda_n}\right)\cos\frac{n\pi y}{2b},\\ n_{x,n} &= p_n r_1 \left(1 - \frac{\cos\lambda_n\xi}{\cos\lambda_n}\right)\cos\frac{n\pi y}{2b},\\ t_n &= -p_n\sqrt{r_1 r_2}\,\frac{\sin\lambda_n\xi}{\sin\lambda_n}\sin\frac{n\pi y}{2b},\\ n_{y,n} &= -p_{n r_2}\,\frac{\cos\lambda_n\xi}{\cos\lambda_n}\cos\frac{n\pi y}{2b}. \end{aligned}\right\} \qquad (35)$$

Itt $\xi = \frac{x}{a}$ és $\lambda_n = \frac{n\pi y}{2b}\sqrt{\frac{r^2}{r_1}}$.

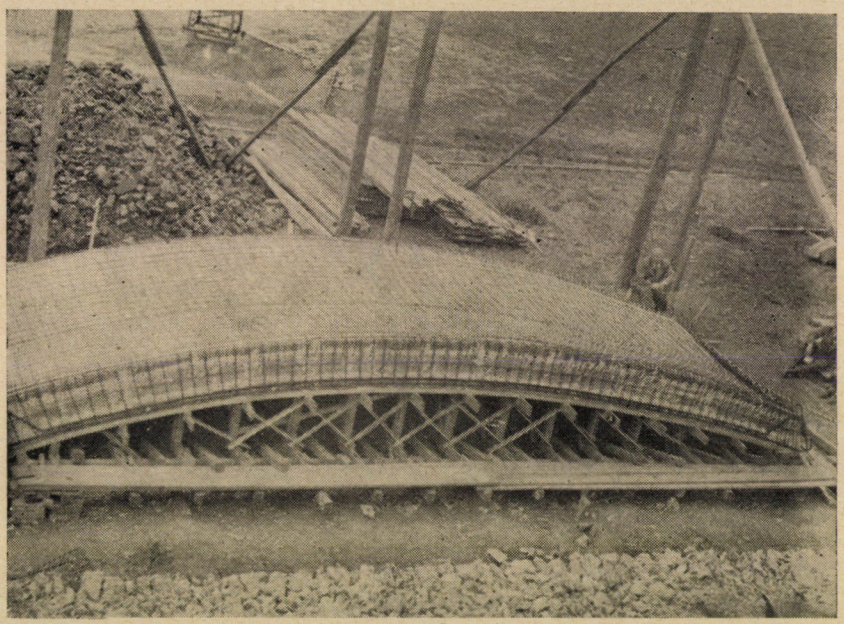
A (30) terhelésre vonatkozó metszeterők mint az $n = 1, 3, 5$ három terhelési összeadandó hatásának összege adódik ki.

b) *Számpélda*

A *12. ábra* egy kész elem mintadarabjának vasalását tünteti fel, amely mintadarabbal 1949-ben — az építkezés helyén végzendő előregyártás megkezdése előtt — manipulációs és terhelési próbákat végeztünk. Elhatároztuk, hogy nyeregalakú felületet fogunk használni, mivel összehasonlító számítások azt eredmé-

nyezték, hogy hengeres héj esetében a falvastagságot 1 cm-rel nagyobbra kellene venni, ami az elem súlyának, valamint a gyártási és szerelési költségeknek növekedésével járt volna. Az antiklasztikus héj kettős görbültsége viszont nem okozott több költséget, mert a tömeggyártás betonból való fedőréteggel bíró kifalazott formákon történt.

A tetőelem alaprajzát a *13. ábra* tünteti fel. A héj vastagsága általában 3 cm, a támaszközök : $2a = 3{,}38$ m, $2b = 10{,}40$ m. A főparabola ívmagasságait 0,20 m-nek és 0,80 m-nek választottuk meg. A nyert értékek a következők :



12. ábra

$r_1 = 7{,}15$ m, $r_2 = 16{,}90$ m, $\frac{a}{b}\sqrt{\frac{r_2}{r_1}} = \frac{1}{2}$. A tetőelemeket ideiglenes műhely-csarnokban az építkezés helyszínén előregyártották, a formák gőzfűtésével és a beton gőzkezelésével. Az elemek rövid oldalai a szóbanforgó szerkezetnél merev alzaton nyugszanak, úgyhogy a fentebb felvett peremfeltételek jól egyeznek a valósággal.

A főterhelést (önsúly, állandó teher és hó) 225 kg-mal vettük fel 1 m^2 alaprajzfelületre számítva (egyenletes elosztás mellett). E szerint a (31)-ben

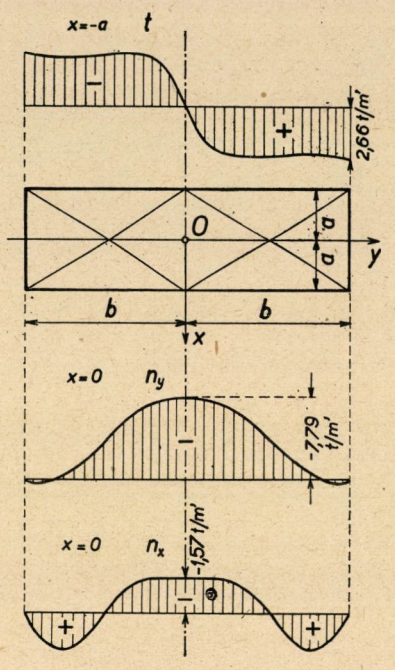
$$q_1 = 225 \text{ kg/m}^2, \quad q_2 = 0.$$

(23) szerint azt kapjuk, hogy

$$c = 0{,}76\sqrt{hr_1} = 0{,}76\sqrt{0{,}03 \cdot 7{,}15} = 0{,}35 \text{ m}.$$

Minthogy $q_2 = 0$, a (31) képletekből:

$$p_1 = 284 \text{ kg/m}^2, \quad p_3 = -89 \text{ kg/m}^2, \quad p_5 = 47 \text{ kg/m}^2.$$



13. ábra

Ezután a metszeterőket mint három tag (35) összegét határozzuk meg és ugyanakkor behelyettesítjük, hogy $\lambda_n = n\dfrac{\pi}{4}$

Az $x = y = 0$ pontban pl. azt kapjuk, hogy

$$n_y = -16{,}90\ [284 \cdot \sqrt{2} \cdot 1 - 89\,(-\sqrt{2}) \cdot 1 + 47 \cdot (-\sqrt{2}) \cdot 1] = -7791 \text{ kg/m}'.$$

Ez a lehető legnagyobb nyomóerő. Minthogy a tetőponton a hajlásszögek tangensei zérussal egyenlők, itt $\alpha = 90°$ és $N_y = n_y$. Ha a vasalást nem vesszük számba, a héj legnagyobb nyomófeszültsége:

$$\frac{7791}{3 \cdot 100} = 26 \text{ kg/cm}^2.$$

A metszeterők lefolyása az $x = 0$ metszet mentén, ahol az érintőleges erő zérus,

és az $x = -a$ metszetben, ahol $n_x = n_y = 0$, a *13. ábrá*ból tűnik ki. A héjfelület alsó részében húzófeszültségek keletkeznek.

A peremtartókba befogott héj befogási nyomatékai ($y = \pm b$) (25) szerint:

$$M = -\frac{1}{2} gc^2 = -\frac{1}{2} 225 \cdot 0{,}35^2 = -14 \text{ kgm}.$$

A héj vastagságát úgy választottuk meg, hogy a főhúzófeszültségek sehol se haladják meg a beton húzószilárdságának kétharmadát. Ezenkívül valamennyi belső húzóerőt a vasalás vette fel.

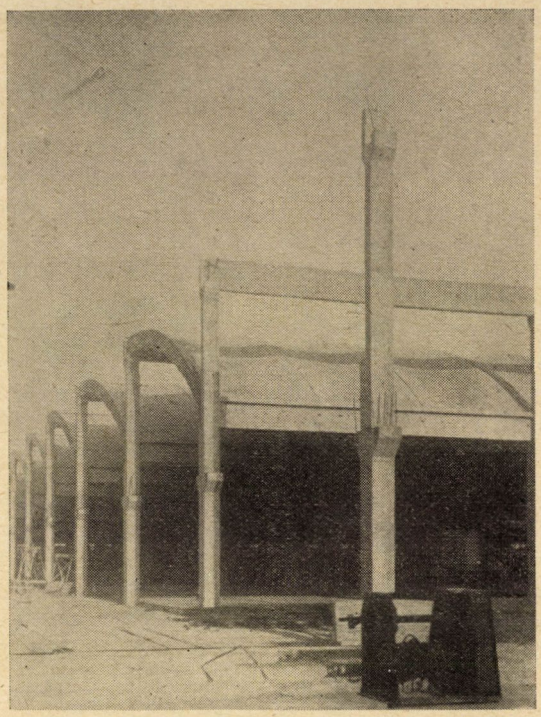


14. ábra

Hasonló előregyártott elemeket fűrészfogtetők építésénél is felhasználtunk. A *14. ábra* egy tetőelem beemelését mutatja, a *15. ábrán* pedig a kész nyersépület egy része látható.

9. Kétszeresen görbült boltozatok

Hiperbolikus-paraboloid héjak különösen alkalmasak keresztirányú felső világítással ellátott tetők építésére. Ilyeneket sok esetben alkalmaztak 18-tól 40 m-ig terjedő támaszközök számára. Gazdaságosságuk előfeltétele: a mozgó zsaluzás és a beton megszilárdulásának mesterséges gyorsítása. Ezeknek az eszközöknek a segítségével egy zsaluzó forma jó szervezés esetében egy-egy munkahét folyamán kétszer is felhasználható. Kedvező körülmények esetében az átlagos teljesítmény elérte a 100 m² tetőszerkezet elkészítését (vagyis: a zsaluzás felállítását, a vasszerelést, kibetonozást, gőzkezelést és a zsaluzás levételét) naponként és formánként. Ez azonban már élteljesítménynek tekintendő.



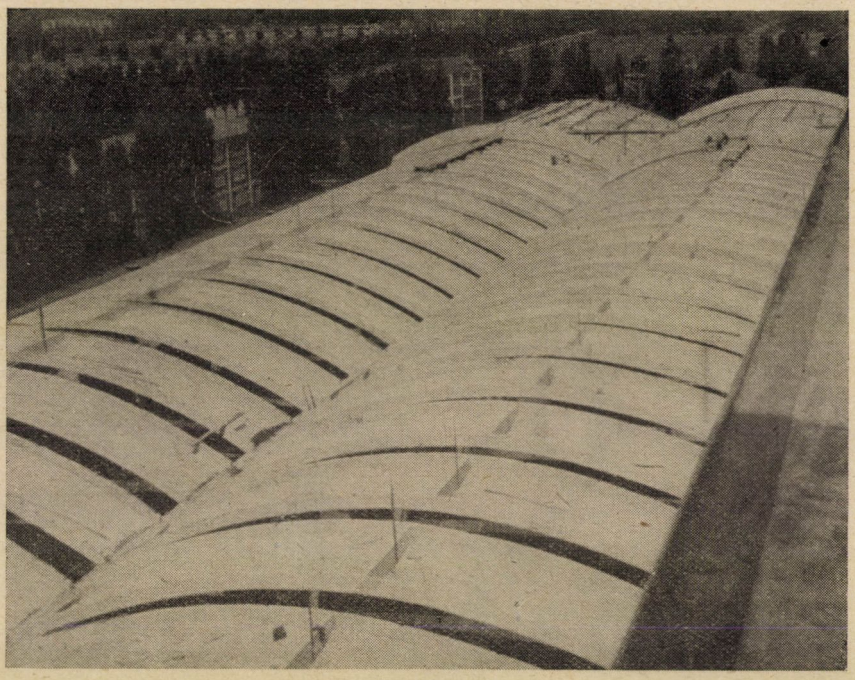
15. ábra

A *16. ábra* egy ilyen nyers építkezést mutat, amelyet 1949/50 telén betonoztak. A szerkezet két elemsorból áll, amelynek támaszköze kereken 27 m. Egy-egy sor valamennyi 30 elemét ugyanazon zsaluzó forma segítségével kivitelezték. A formákat bádoggal vonták be *(17. ábra)* és azok külön vezetékekben kb. 4 m-rel leengedhetők és ismét felhúzhatók voltak. A matrica három fatoronyra támaszkodott *(18. ábra)*, amely kocsiszerű alzatra volt állítva. Az egész állvány vágányon továbbgördíthető volt, mihelyt a nedves forrógőzzel kezelt beton *(19. ábra)* elnyerte a megkívánt szilárdságot.

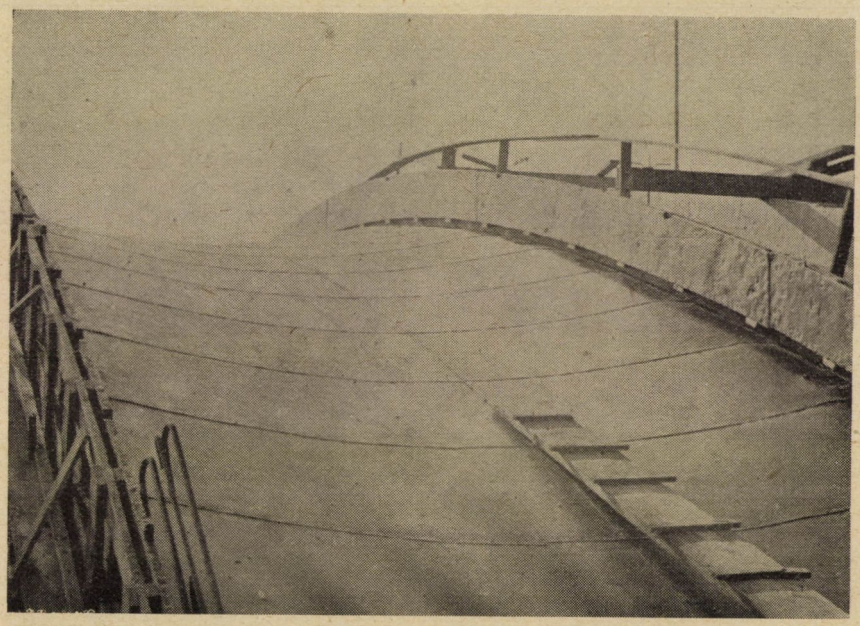
Ez rendszerint 16—24 órával a kibetonozás után bekövetkezett. A *20. ábra* az elemek alsó nézetét mutatja a zsaluzás eltávolítása után. A héjvastagság itt 6 cm, a vasalás hegesztett acélhálóból áll.

Ilyenfajta tetőszerkezetet számos építkezésnél alkalmaztunk. Az anyagfelhasználás 1 m^2 befedett alapfelületre (az alépítmény beszámítása nélkül) 27 m támaszköz és kereken 4,50 m ívmagasság esetében :

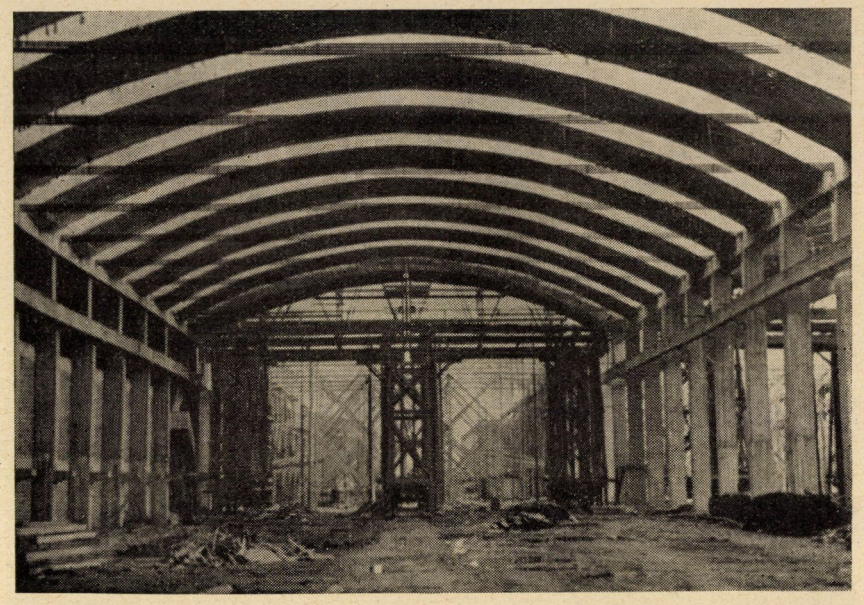
beton (kockaszilárdság 250 kg/cm^2)	0,114	m^3,
elsőrendű minőségű betonacél	9,8	kg,
faanyag (a vándorló berendezés kopása és veszteségek)	0,01	m^3.



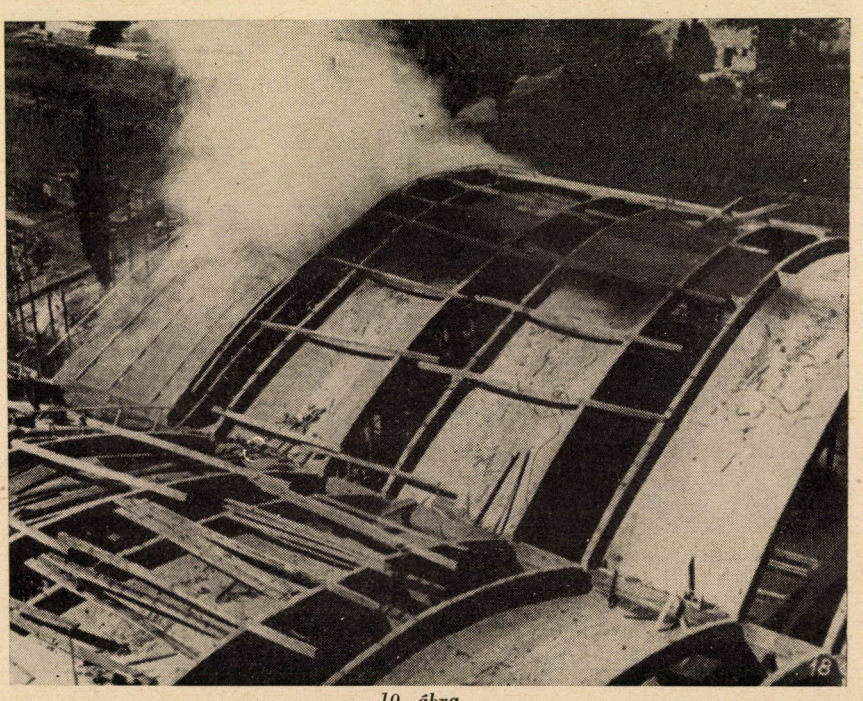
16. ábra



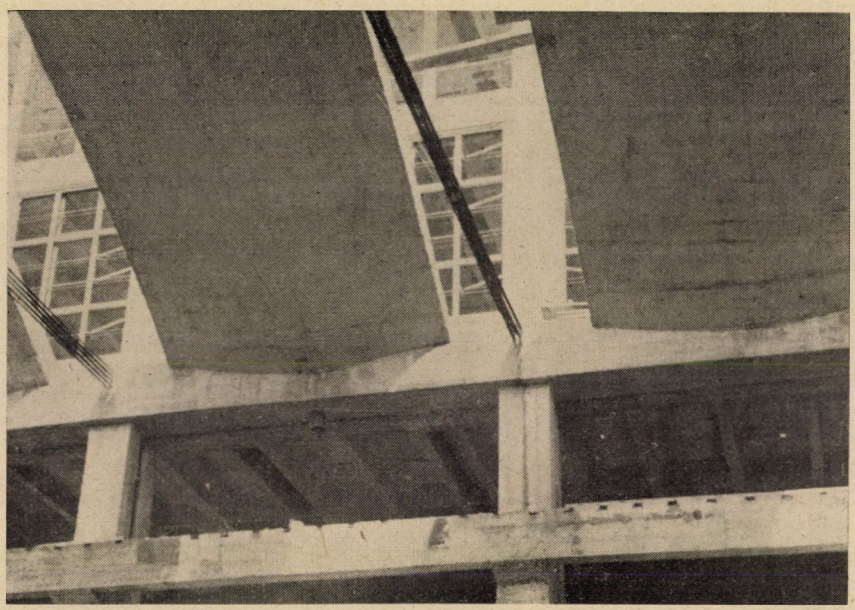
17. ábra



18. ábra



19. ábra



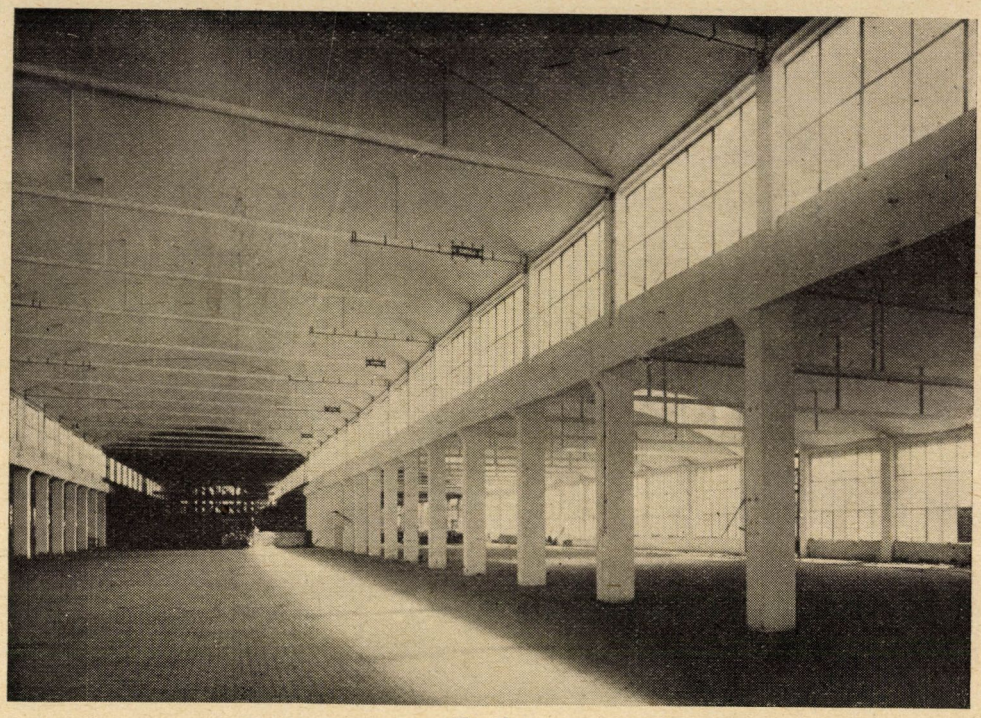
20. ábra

Nagy kihajlási biztonságuk miatt hasonló alakú tetőelemeket 20 m-ig terjedő támaszközök részére gyárilag is készítenek. Ezek az előregyártott részek 1,20 m szélesek, héjuk 3 cm vastag, hosszuk a támaszköz felének felel meg. A felemelésnél ideiglenes vonórúddal látják el őket. Két-két ilyen előregyártott rész a kész épületben háromcsuklós ívet képez vízszintes vonórúddal.

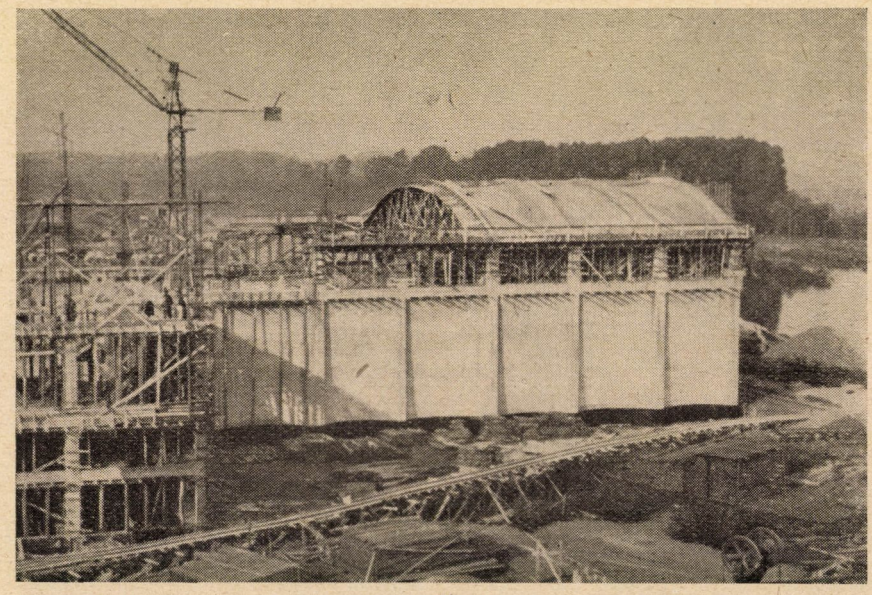
Némely országban a rövid hengeres héjak peremtartóit a tetőfelület fölött helyezik el és ily módon sima, bordamentes alsónézethez jutnak. A mi középeurópai éghajlatunk alatt azonban a tetőfelületből kiemelkedő bordák a tetőfedésnél jelentékeny drágulást jelentenek. Antiklasztikus héjak ezzel szemben bordanélküli alsónézettel és ugyanakkor hullámos felső felülettel képezhetők ki. Így a *21. ábra* egy 60 m széles csarnok belsejét mutatja, amelyet folyamatosan építettek fel és amely befejezése után kb. 400 m hosszúságot ért el. A hiperbolikus-paraboloid elemek a határívek mentén 20—25 cm-re vannak felfelé megerősítve. Ezeket a lapos megerősítéseket mutatja a *22. ábra*, amely egy sóraktár kivitelezését ábrázolja.

A 6 m magas nyerssóhalmazok által okozott oldalirányú nyomást itt konoidalakúan kiképzett falak veszik fel. Ezen épület tartószerkezetének kiképzése a *23. ábra* vázlatos rajzából tűnik ki. E boltozatok zsaluzása és vasalása rendkívül egyszerű *(24. ábra)*. Minthogy a görbület nem nagy, a hő- és vízszigetelés alkalmazása nem okoz nehézséget *(25. ábra)*.

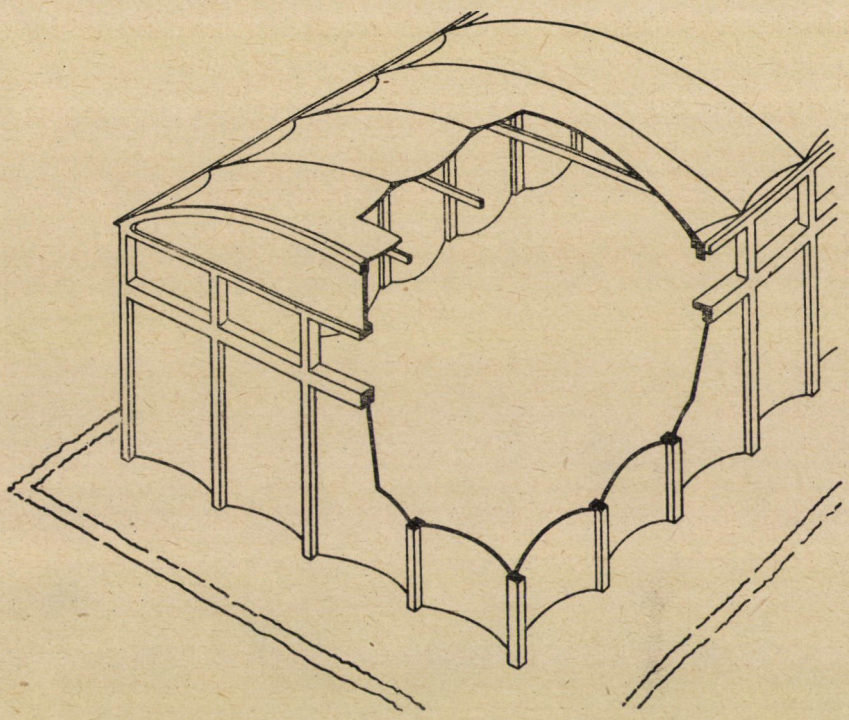
A héjak e válfajának stabilitását alaposan megvizsgáltuk. Nemcsak laboratóriumi modelleken végeztünk méréseket, de teherpróbákat is csináltunk



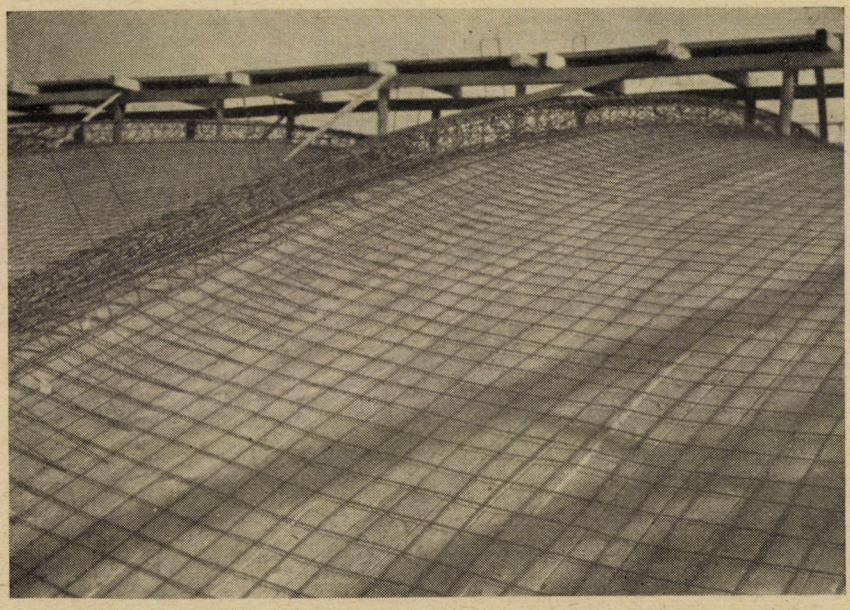
21. ábra



22. ábra

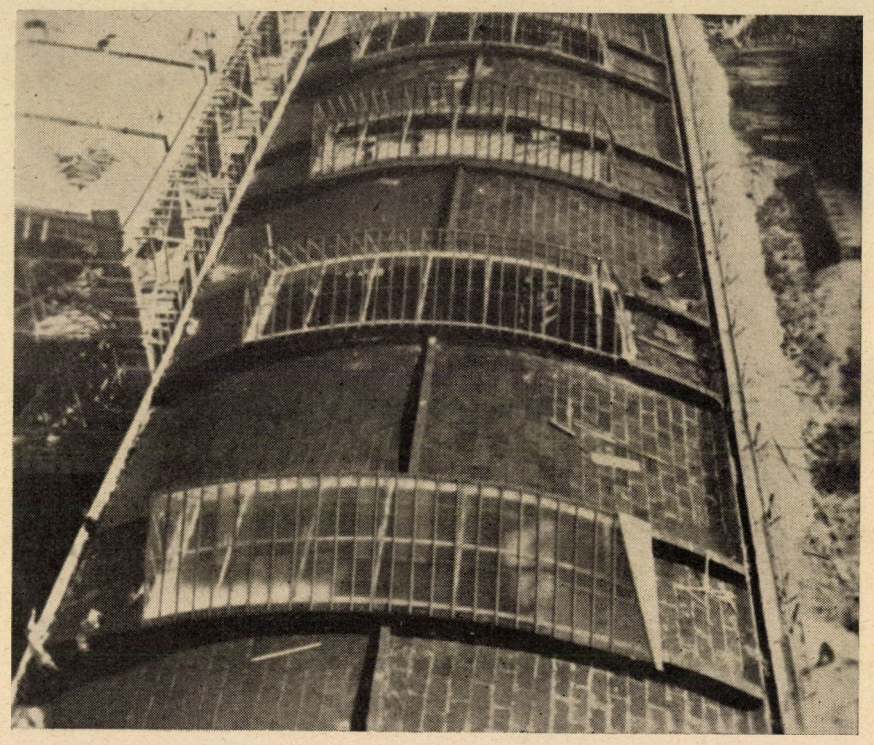


23. ábra



24. ábra

már kivitelezett tetőknél *(26. ábra)*. E mérések és próbák azt eredményezték, hogy az *y*-irányú (vagyis a *27. ábrá*ban bemutatott keresztmetszetekre merőleges irányú) feszültségeket az építési mechanika szabályai szerint kellő biztonsággal meg lehet határozni, ha a héjvastagság nem kisebb, mint a 2a támaszköznek kb. egy százhuszada és ha a főhúzóerőket elégséges vasalás veszi fel. A keresztmetszet *H* összes magassága nem lehet kisebb, mint egy olyan ívtartóé, amely azonos körülmények közt ugyanazt a terhet kell, hogy viselje (pl. $H = \frac{2b}{35}$, ha a boltozat oldalnyomását vonórudak veszik fel és ha az r_2 görbületi sugár nem nagyobb 25 m-nél).

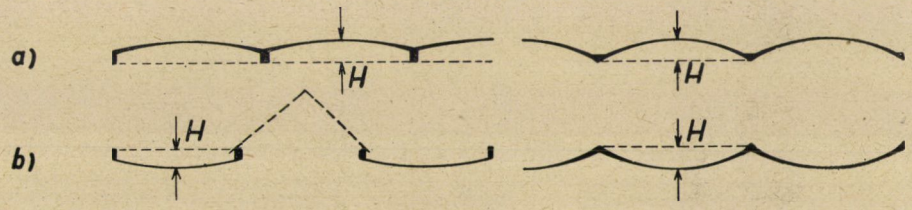


25. ábra

A *b)* típusú antiklasztikus szerkezetek *(27. ábra)* azzal a jelentékeny hátránnyal járnak, hogy a főfeszültség a héjfelület nagy részében pozitív (húzófeszültség). Ez a körülmény növeli ugyan e héjak kihajlási biztonságát, alkalmazhatóságuk azonban $2b = 50$ m-ig terjedő kisebb támaszközökre korlátozódik, különben a szerkezet már nem gazdaságos. Ezzel szemben az *a)* típusú szerkeze-

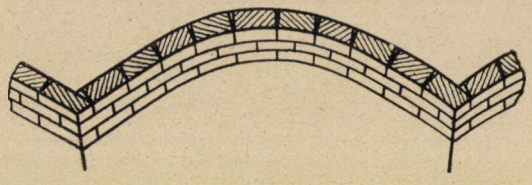


26. ábra



27. ábra

teket *(27. ábra)* már a 80 m támaszköznél is (autobuszgarázs Budapesten), sőt 100 m-t meghaladó támaszközöknél is (hangárok Marignane-ban — Franciaország) eredményesen alkalmazták. Szovjetoroszországban ilyenfajta tetőket



28. ábra

téglafalazatból építenek *(28. ábra)* és ezeket igen gazdaságosaknak tekintik [5]. Ilyen szerkezeteket nemcsak ipari építkezéseknél (26 m-ig terjedő támaszközöknél), hanem egy színház nézőtere fölött és némely mezőgazdasági épületnél is alkalmaztak.

IRODALOM

[1] *W. Flügge*, Statik und Dynamik der Schalen. Berlin 1934. 91. o.

[2] *F. Aimond*, Étude statique des voiles minces en paraboloide hyperbolique travaillant sans flexion. Mémoires de l'A. I. P. C, 4. vol., Zürich, 1936. 1. o.

[3] В. З. Власссов, Общая теория оболочек (V. Z. Vlasszov, A héjak általános elmélete). Moszkva, 1949. 295. o.

[4] В. З. Власссов, Пологие оболочки и слегка искривленные пластинки (V. Z. Vlasszov, Lapos héjak és gyengén görbült lemezek). Известия Академии Наук СССР, OTH, 1950, 9. szám, 1298. o.

[5] А. И. Рабинович, О применении тонкостенных сводов двоякой кривизны (A. I. Rabinovics, Vékonyfalú, kettős görbületű boltozatok alkalmazása.) Строительная промышленность, 1952. 5. szám. 8. o.

*

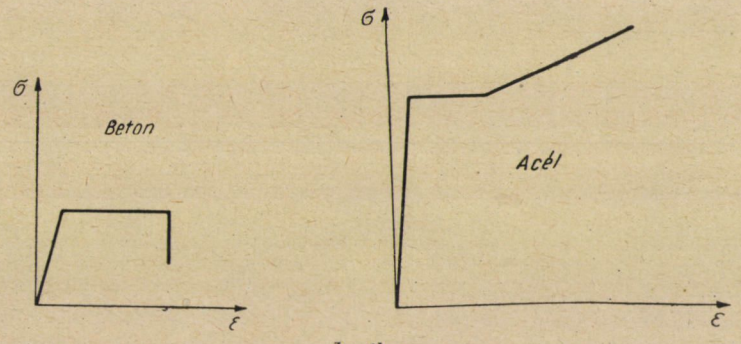
Az előadáshoz hozzászóltak: *Széchy Károly*, lev. tag és *Szmodits Kázmér*, a műszaki tudományok kandidátusa.

VASBETONSZERKEZETEK KÉPLÉKENY MÉRETEZÉSI ELJÁRÁSÁNAK KISÉRLETI ALÁTÁMASZTÁSA

GYENGŐ TIBOR
A MŰSZAKI TUDOMÁNYOK DOKTORA
[ÉPITÉSTUDOMÁNYI INTÉZET, BUDAPEST]

Vasbetonszerkezetek képlékeny — *n*-mentes — méretezési módszere a szerkezetek törőigénybevételét — teherbíróképességét — vizsgálja. A szerkezet törési állapotában a beton és általában a vasbetét is képlékeny alakváltozást szenved, bennük olyan feszültségek lépnek fel, melyek az anyagra jellemző feszültség-nyúlási görbe képlékeny szakaszába esnek. A képlékenységi elmélet tehát figyelembe veszi az anyagok képlékeny alakváltozásait.

A mérnöki gyakorlat számára kidolgozott képlékenységi számítási mód



1. ábra

azonban nem tudja sem a beton sem a vasbetét feszültség nyúlási összefüggéseit pontosan figyelembevenni, mivel azok nagyon változóak.

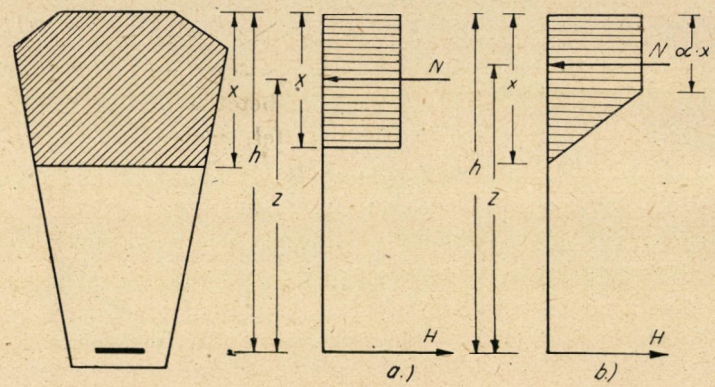
Az eljárás úgy a betonnál, mint az acélnál egy átlagos képlékeny tulajdonságú anyaggal dolgozik és egy idealizált diagrammot követő — ideálplasztikus — anyagot tételez fel, melynél a tisztán rugalmas rész után egy teljesen képlékeny rész következik. A szabályzatok által feltételezett ideálplasztikus beton és acél feszültség-nyúlási görbéit az 1. ábra mutatja be. Az ábrák nem arányosak, mert a beton nyúlásai sokkal kisebbek.

Miután ezek a feltételezett diagrammok nem egyeznek a tényleges anyagtulajdonságokkal, e feltevések csak közelítőek. A közelítés annál távolabb van a való helyzettől, minél nagyobb szilárdságú anyagokkal dolgozunk. Tekintettel arra, hogy a korszerű vasbetontechnika a nagyszilárdságú anyagok használatára

törekszik, a képlékenységen alapuló számítási eljárásnak az anyagtulajdonságokra vonatkozó kiindulási feltevése csak közelítőnek tekinthető.

Az ideálplasztikus anyagtulajdonságokból és a számítás egyszerűsítése iránti törekvésből adódik, hogy hajlított vasbetonszerkezetek nyomott betonjában a feszültségi ábrát is egyszerűsített formában veszik fel.

A szabályzatok általában a legegyszerűbb alakot, a téglalapot használják (2./a ábra). Ezzel a feszültségi ábrával dolgozik a szovjet vasbetonszabályzat és ezt használja a mi új vasbetonszabályzatunk is. Más kutatók inkább a trapézalakú betonfeszültségi ábra felé hajlanak. Így Jensen prof. dolgozott ki egy eljárást, mely szerint a betonfeszültség ábráját az 1. ábra szerinti ideálplaszti-



2. ábra

kusnak feltételezett beton feszültség-nyúlási diagrammjával veszi egyezőnek. (2/b ábra, α a beton plaszticitási tényezője.)

További közelítő feltevése az elméletnek, illetőleg a szabályzatoknak az acélnak és betonnak a szerkezet törését előidéző feszültsége, melyet a szerkezet törőigénybevételének kiszámításánál figyelembe kell venni.

Az acélnál egyöntetűen annak alsó folyási feszültségét tekintik annak az értéknek, mely a vasbetontartó törését okozza, ha a törés oka az acélbetétek teherbíróképességének kimerülése. A valóság azonban az, hogy a vasbetontartó törése olyan esetekben is, amikor a törést a vasbetét folyása indítja meg, végeredményben a beton összemorzsolódása következtében áll be. Ilyenkor az acélban előbb nagy nyúlásnak kell keletkeznie mielőtt a törés bekövetkezik. Az acélban nagy nyúlás a folyásnál, ill. folyásszerű jelenségnél teljesen feszültségmentesen csak ideálplasztikus anyagoknál következik be. A szokványos betonacéloknál, de különösen a nagyszilárdságú acéloknál a nagy képlékeny nyúlással feszültségnövekedés is jár és különösen nagy ez a feszültségnövekedés folyással egyáltalán nem rendelkező acéloknál.

A beton törőszilárdságát illetően hajlított szerkezetekben bizonytalanság van. E szilárdságnak kísérletek alapján általában a beton hasábszilárdságát, ill.

hengerszilárdságát tekintik, mely kb. a hasábszilárdságnak megfelelő szilárdsági jellemző. Vannak azonban olyan kísérleti eredmények is, melyek azt látszanak igazolni, hogy a beton hajlítási szilárdsága nagyobb a hasábszilárdságnál és az a kockaszilárdság, valamint a hasábszilárdság közé esik.

Az anyagszilárdságokban mutatkozó bizonytalanságok az okai elsősorban annak, hogy a számított és tényleges törőigénybevételek között eltérés van. Ebben az eltérésben törvényszerűség is kimutatható, amire a későbbiek mutatnak rá.

Az előbb említett közelítő feltevéseken nyugvó képlékenységen alapuló méretezési eljárás ellenőrzésére a kutatók szerte a világon elterjedten végeztek kísérleteket.

Hazai vonalon az Építéstudományi Intézet végzett kísérleteket az általa kidolgozott új magyar vasbetonszabályzat rendelkezései helyességének ellenőrzésére. Ezekben a kísérletekben a tartók keresztmetszete, fesztávolsága, hajlítási merevsége, terhelés elrendezése, a beton és acél minősége és a vasalás százaléka elég tág határok között változott.

A tartók között voltak túlvasaltak is, vagyis amelyeknél a tartó törése a beton kimerülése következtében állott be, még mielőtt az acélban a feszültség elérte volna folyási határát.

A kísérleti tartók első két csoportjának —A—V és I—IX jelű tartók — részletes adatai, a kísérleti eredmények és azok feldolgozása a szerzőnek »A Magyar Tudományos Akadémia Műszaki Tudományok Osztálya Közleményei« IX. kötet 1—4. számában megjelent »Vasbetontartók törési állapotának vizsgálata tekintettel az új vasbetonszabályzat előírásaira« című tanulmányában találhatók meg.

A kísérleti tartók harmadik csoportjának — X—XIV jelű tartók — adatait, a tényleges és számított törőnyomatékait, valamint azok viszonyát az I. táblázat tünteti fel. E tartók keresztmetszete, fesztávolsága és a törőerők elrendezése egyezett az I—VI. jelű derékszögű négyszögű négyszögszelvényű tartókéval. A harmadik kísérletsorozat célja volt a második csoport, különböző folyási határú acélokkal vasalt tartóinál észlelt és a későbbiekben részletesen tárgyalt jelenségek kivizsgálása. Ebben a sorozatban 11 db tartó — XI—XIII jelű — szintén különböző folyási határú acélokkal volt vasalva egy tartón belül.

Mindhárom kísérletsorozat tartói közül a hajlításra eltört tartók összefoglaló eredményeit a II. táblázat foglalja magában. Eszerint az értékelhető tartók száma 74, a tartók vasalási százaléka a teljes betonkeresztmetszet területének százalékában kifejezve 0,24—2,5% között változott. A beton hajlítási törőszilárdsága 154—357 kg/cm², az acél folyási határa 2380—8520 kg/cm² között változott.

Az eltérés a számított törőnyomatékhoz viszonyítva annak százalékában kifejezve — 23 — +28% között ingadozott. A tényleges és számított törőnyomaték közötti eltérés számtani középértéke 7%-ra adódott.

I. TÁBLÁZAT

Tartó jele	F_v cm²	⌀mm és (σ_f) kg/cm²	σ_p kg/cm²	b cm	h cm	M_t kgm	M_0 kgm	$\frac{M_t}{M_0}$
X_1	1,86	2× ⌀8,2(2460)+1× ⌀10,1(2420)	257	9,8	19,0	970	825	1,16
X_2	1,83	2× ⌀8,1(2420)+1× ⌀10,1(2420)	257	9,8	18,7	890	790	1,12
XI_1	2,26	2× ⌀8,1(2540)+1× ⌀12,5(3090)	330	10,3	17,5	1330	1055	1,27
XI_2	2,27	2× ⌀8,3(2500)+1× ⌀12,3(3780)	330	10,5	18,7	1510	1260	1,20
XI_3	2,23	2× ⌀8,2(2380)+1× ⌀12,2(3680)	357	10,2	18,0	1350	1150	1,18
XI_4	2,16	2× ⌀8,1(2500)+1× ⌀12,0(3900)	334	10,0	18,5	1350	1220	1,10
XI_5	2,27	2× ⌀8,3(2350)+1× ⌀12,3(3530)	334	10,2	19,0	1530	1210	1,27
XII_1	2,33	2× ⌀8,1(3100)+1× ⌀12,8(5360)	338	10,2	18,3	1850	1690	1,09
XII_2	2,36	2× ⌀8,2(3850)+1× ⌀12,8(5360)	338	10,1	18,5	1980	1850	1,07
XII_3	2,33	2× ⌀8,2(4160)+1× ⌀12,7(5480)	357	10,4	18 3	2180	1890	1,17
XIII_1	2,31	2× ⌀8,4(5000)+1× ⌀12,3(3530)	348	10,1	19,1	1920	1720	1,12
XIII_2	2,27	2× ⌀8,3(4740)+1× ⌀12,3(3820)	348	10,0	18,6	1840	1660	1,10
XIII_3	2,17	2× ⌀8,0(4750)+1× ⌀12,2(3930)	288	9,9	18,9	1700	1610	1,05
XIV_1	2,35	2× ⌀8,3(5240)+1× ⌀12,7(5370)	267	9,6	19,2	2150	2100	1,03
XIV_2	2,35	2× ⌀8,3(5220)+1× ⌀12,7(5370)	267	9,5	18,5	2020	1940	1,04

II. TÁBLÁZAT

A kísérlet	Tartók száma	μ %	σ_p kg/cm²	σ_f kg/cm²	$k = \frac{M_t - M_0}{M_0} 100$	$k_{átl}$ %	Szórás %
ÉTI (magyar)	74	0,24—2,52	154—357	2380—8520	—23—+28	+7	10,5
Gvozgyev (CNIPSZ) (szovjet)	52	0,18—6,6	26,4—210,7	2411—5310	—27 — +56	+3	18,15
Jensen (amerkai)	31	0,303—5,6	98—403	2738—6715	—10 — +22	+6	7,95
Gvozgyev kísérlet szűkebb határok közé eső részlete	11	0,24—2,03	130—197	2639—3994	—15 — +26,4	+10	14,4

Természetesen a számtani középérték nem pontos mérője a szórásnak, mivel az szimmetrikus szórásokra nem érzékeny. Ezért helyesebb a szórást a négyzetes középhibából meghatározni, mely a széles skálában variáló kísérletnél 10,5%-ra adódott. Ez a szórás gyakorlatilag nagyon jó eredménynek mondható, mivel ilyen szórás az anyagok — elsősorban a beton — minőségében is van.

Tanulságos a magyar kísérleti eredményeket összehasonlítani a rokontermészetű külföldi kísérletekkel. Ebből a szempontból érdekesek Gvozgyev professzornak a CNIPSZ-ben végzett kísérletei, miután a szovjet előírások a

mi előírásainkkal azonos elveken nyugszanak. Az ő kísérleteiben derékszögű négyszögszelvényű tartók szerepeltek. Ennek a kísérletnek az adatait is a II. táblázat adja meg.

Ez az eredmény nagyobb szórást ad, mint az ÉTI kísérletei, de ezzel szemben meg kell jegyezni, hogy a szovjet kísérletek esetében a vasalás mértéke sokkal nagyobb határok között mozgott, mint a magyar kísérleteknél és éppen az erős vasalás az, amely az eredményeket bizonytalanná teszi. Továbbá a betonszilárdságoknál egészen alacsony értékek is előfordultak.

Nagyon érdekes ezzel szemben azoknak a táblázatban feltüntetett kísérleteknek a figyelembevétele, melyeknél a számított törőnyomaték nem a derékszögű négyszög betonfeszültségi megoszláson, hanem trapéz feszültségi ábrán alapult. Jensen professzor számítási eljárásának igazolására több kutatónak, így Inge Lysenek, Slaternek és Wernishnek kísérleteit használta fel, kiszámítva eljárása szerint e kísérleti tartók várható törőnyomatékait. E kísérletekben is derékszögű négyszögszelvényű tartók szerepeltek. A beton megadott szilárdsága hengerszilárdság.

Amint a bemutatott kísérletekből látjuk, a trapézalakú betonfeszültségi ábrával dolgozó számítási eljárás, mely természetszerűleg bonyolultabb az egyszerűbb ábrával dolgozó szovjet és magyar eljárásnál, sem közelíti meg sokkal pontosabban a tényleges helyzetet, tehát indokolt az egyszerűbb számítási eljárás alkalmazása.

Ha a szovjet kísérletekből csak azokat a tartókat vesszük ki, melyeknél a vasszázalék, a beton és acél minőségek a magyar kísérleteknél használt határok közé esnek, az összehasonlító adatok jobb egyezést mutatnak a hazai kísérlettel — amint az a táblázatból látható — bár a szórás még így is kissé nagyobbra adódik. Igaz, hogy ez az eredmény csak kisszámú tartóból van leszűrve.

Mindenesetre megállapítható, hogy a magyar vasbetonszabályzat alapját képező méretezési eljárás a gyakorlat számára megfelelő.

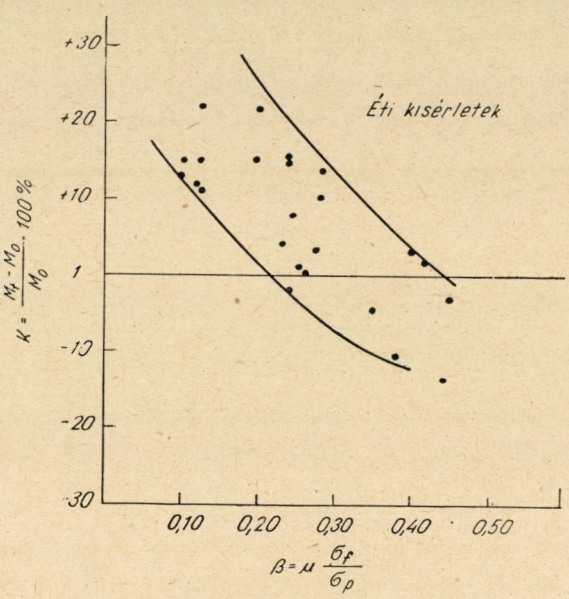
A kísérletek részletes eredményeit megfigyelve az volt tapasztalható, hogy a tényleges törőnyomaték (M_t) inkább a gyengén vasalt tartóknál adódott a számított törőnyomatékoknál (M_0) nagyobbra, míg az eltérések lefelé túlnyomórészt az erősen vasalt tartóknál adódtak. Sőt az is észlelhető volt, hogy az $\frac{M_t - M_0}{M_0} \cdot 100$ viszony annál nagyobb, minél gyengébben vasalt a tartó. Érdekes ezért e viszonyszámok diagrammba való felrakása a tartó vasalási mértékének függvényében.

A vasalás százaléka egymagában nem mérője a tartóvasalás erősségének. Az függ az acél folyási határától és a beton szilárdságától is. Valamely tartó vasalásának mértékét a $\beta = \mu \frac{\sigma_f}{\sigma_p}$ fejezi ki, ezért a $k = \frac{M_t - M_0}{M_0} \cdot 100$ viszonyszámokat a tartó β tényezőjéhez kell viszonyítani.

A 3. ábra az ÉTI kísérleti eredményeket ilyen módon feldolgozva tün-

teti fel. A kísérleti tartókból csak a derékszögű négyszögszelvényűeket raktuk fel és azok közül is csak azokat, melyeknél az egy tartón belül alkalmazott vasbetétek egyenlő minőségűek — azonos folyási határúak — voltak, tekintettel arra, hogy az összehasonlításul használt külföldi kísérletek is ilyenek voltak és mert — mint a későbbiekből látni fogjuk — azok a tartók, melyeknél az egy tartón belül alkalmazott acélbetétek folyási határa különböző volt, nem mutatták ugyanezt a törvényszerűséget.

Az ábrából szépen látható, hogy minél kisebb β, a tényleges törőnyomaték annál nagyobb mértékben haladja meg a számított értéket és a betonszerkeze-



3. ábra

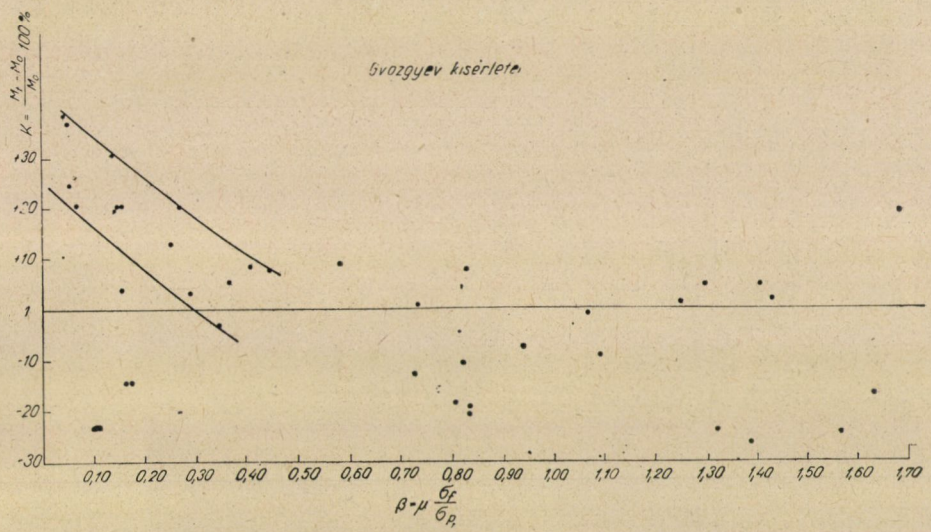
teknél minden esetben fennálló szórások mellett is meghúzható egy olyan övezet, melyen e viszonyszámok belül vannak. Ez az övezet β növekedésével mindjobban megközelíti az egységet, vagyis M_t és M_0 egyezését. $\beta = 0{,}10$ értékénél a k viszonyszám $+10 - +25\%$ közé esik és a nyomatékok egyezése kb. $\beta = 0{,}35$ értéknél várható. Ezen felül vannak a túlvasalt tartók, melyeket a gyakorlatban már gazdasági okokból sem szabad használni. Nagyobb β-nál M_t inkább alatta marad az M_0-nak, de ebben a szakaszban az eredmények — amint ezt a külföldi kísérleti eredményekből látni fogjuk — teljes bizonytalansággal szórnak.

A 4. ábra Gvozgyev professzor kísérleteit ábrázolja. Ezeknél a kísérleteknél is β kisebb értékeire a magyar kísérleteknél mutatkozó törvényszerűséget látjuk, egy-két teljesen rendellenesen viselkedő kísérleti eredmény figyelmen kívül hagyásával, melyeknél a törést valamely, a kísérletek során nem

észlelt vagy nem észlelhető rendellenesség okozhatta. A nagyobb β-áknál teljes bizonytalanság van.

Az 5. ábra a Jensen professzor által feldolgozott kísérleti eredményeket ábrázolja, melyeknél szintén ugyanaz a törvényszerűség észlelhető. A nagyobb β értékeknél itt is láthatjuk a nyomatékok viszonyában mutatkozó bizonytalanságot.

Ha e három ábrába berajzolt övezeteket egymásra rajzoljuk (6. ábra) látjuk, hogy e három, egymástól teljesen független, más anyagokkal és más körülmények között végzett kísérlet adta eredmények milyen szépen egyeznek.



4. ábra

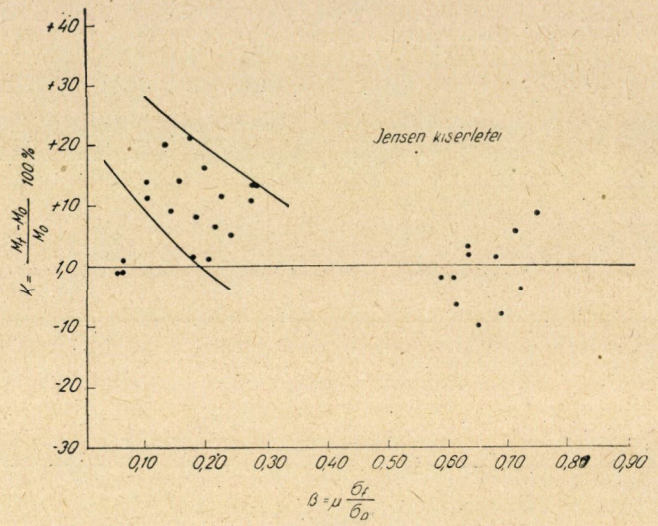
Az M_t és M_0 viszonyában mutatkozó törvényszerűség teljesen logikus, mert minél gyengébb valamely tartó vasalása, a vasfeszültség töréskor annál jobban haladja meg az alsó folyási határt és a tényleges törőnyomaték annál nagyobbra adódik az alsó folyási feszültséggel számított törőnyomatéknál.

Az ábra még egyre mutat rá, mégpedig arra, hogy mi a β-nak az a határa, melynél nagyobbra azt felvenni sem gazdaságos, sem biztonságos. Ez a határ pedig $\beta = 0{,}4$—$0{,}5$ között van. Mivel β derékszögű négyszög szelvénynél egyúttal az $\frac{x}{h}$ viszony, e kísérleti eredmények tehát alátámasztják a szabályzatunknak az x-tengelyre előírt határértékeit.

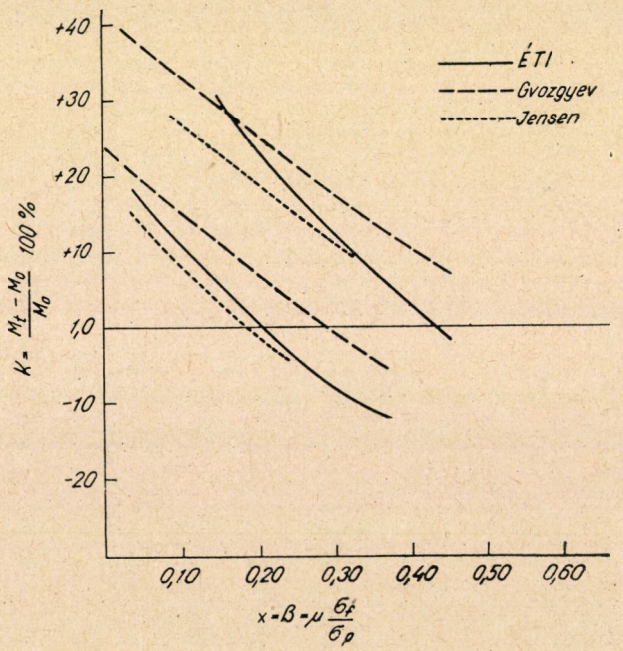
Az ÉTI kísérleteinek második csoportja — az I—IX jelű tartók — olyan volt, melynél egy tartón belül az acélbetétek folyási határa tág határok között szórt. E tartók k tényezőit β függvényében felrakva a 7. ábra tünteti fel. (+-el jelöltek). Az ábrából azt látjuk, hogy az előbbi diagrammokon mutatkozó szép törvényszerűség ez esetben nem tapasztalható. Meg kell jegyezni, hogy ezeknél

a tartóknál a $\beta = \mu \frac{\sigma_f}{\sigma_p}$-ban tekintettel a különböző folyási határokra egy átlagos σ_f^a szerepel, mely

$$\sigma_f^a = \frac{\Sigma F_i \sigma_{fi}}{\Sigma F_i}$$



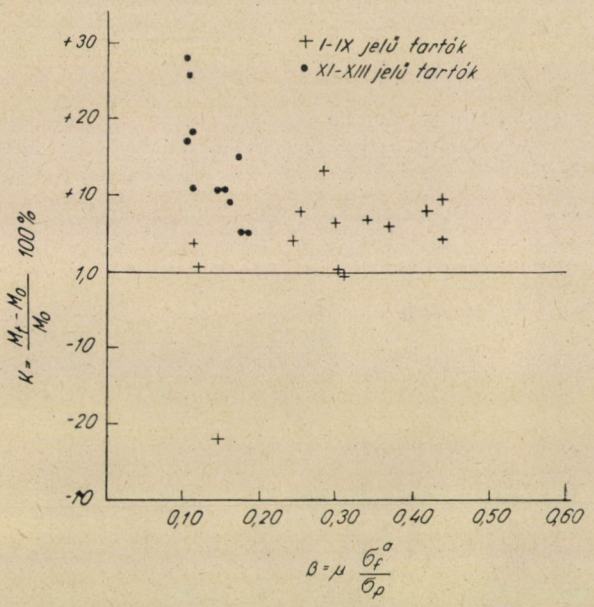
5. ábra



6. ábra

ahol F_i és σ_{fi} egy tartón belül levő acélbetétek keresztmetszeti területei és folyási határai. Az ebben a kísérletsorozatban szereplő derékszögű négyszög keresztmetszetű tartók száma 14 db. Ez a 14 tartó is benne volt az általános értékelésben szereplő 74 db. tartó között. Egy tartón belül alkalmazott acélbetétek folyási határa közötti különbség 2000 kg/cm²-t is kitett. A tartók betonja 400 kg/cm² minőségűnek volt feltételezve, amit — 14 — +10%-on belül sikerült biztosítani; a vasalási százalék 0,58—2,52% volt.

E jelenség közelebbi megvizsgálására készült a harmadik kísérletsor



7. ábra

11 db 20 × 10 cm keresztmetszetű derékszögű négyszög szelvényű —XI—XIII jelű — tartója azonos vasalási százalékkal és azonos betonminőséggel, melyeknek adatait az I. táblázat tüntette fel. A vasalás kereken 1,2% volt, mely az acélbetétek átmérőjének névleges értékétől való eltérése következtében 1,16—1,27% között ingadozott. A beton előírt kockaszilárdsága 400 kg/cm² volt, melyet sikerült — 14 — +11%-on belül biztosítani. A tartók vasalása három szál vasból állott (2 db ∅ 8 és 1 db ∅ 12), melyek közül az ∅ 12-nek folyási határa eltért a másik kettő folyási határától.

E tartók tényleges és elméleti törőnyomatékai közötti viszonyt a β függvényében az ábrán a ponttal jelölt értékek mutatják. Természetesen a β-ban szereplő σ_f^a ez esetben is az egy tartón belüli átlagos folyási feszültséget jelenti.

E kis számú és szándékosan elég szűk határok közé szorított tartó, bár nem mondható elegendőnek e kérdés teljes tisztázására, mégis megállapítható,

hogy ezeknél a tényleges és elméleti törőnyomaték közötti viszonyszám változása ellentétben az előbbi tartókkal a β-val ugyanolyan jellegűnek látszik, mint az egyenlő folyási határral rendelkező acélbetétekkel vasalt tartóknál. Az ábrából tehát azt olvashatjuk le, hogy a különböző minőségű acélokkal vasalt tartók is kis β értékeknél mutatják az $\frac{M_t - M_0}{M_t} 100$ viszony csökkenését β növekedésével, ez azonban a nagyobb β értékeknél megváltozik és a tényleges nyomaték olyan nagy β-nál is általában fölötte marad a számított értéknek, ahol az egyenlő minőségű acélbetétekkel vasalt tartók törőnyomatéka túlnyomórészt kisebb a számítottnál. Ez a jelenség a szerző véleménye szerint azzal magyarázható, hogy a kisebb folyási feszültséggel rendelkező vasbetétek a jóval nagyobb folyási határú vasbetétek védelme alatt szilárdulnak és nagyobb mértékben képesek alsó folyási határuknak megfelelő feszültséget túllépni, amíg azok is el nem érik folyási feszültségüket, mint olyan esetekben, amikor az összes vasbetétben a folyás egyszerre lép fel. Ugyanez a jelenség esetleg bekövetkezhetik akkor is, amikor az acélbetétek több sorban egymás felett vannak elhelyezve, különösen kis magasságú tartókban. Ahhoz azonban, hogy ennek a jelenségnek oka egyértelműleg kideríthető legyen, még további kísérletek végzése szükséges.

Összefoglalás

1. A betonfeszültségek megoszlási ábrájának derékszögű négyszög szerinti felvétele helyes, mert a trapéz alakú feszültségi ábra sem ad sokkal pontosabb egyezést a tényleges törőnyomatékkal.

2. A tényleges törőnyomaték annál nagyobb mértékben haladja meg a számítottat, minél kisebb $\beta = \mu \frac{\sigma_f}{\sigma_p}$.

3. $\beta = 0{,}4$—$0{,}5$ tekinthető annak a határnak, ameddig az M_t egyenlőnek vagy nagyobbnak adódik M_0-nál. Ennél nagyobb β esetében a helyzet bizonytalanná válik, de az M_t általában kisebbre adódik M_0-nál. Ez azt jelenti, hogy az x/h értékét ennél nagyobbra felvenni nem gazdaságos, mint ahogy azt a szabályzatunk helyesen elő is írja.

4. Különböző folyási határú acélbetétekkel vasalt tartók általában követik a most elmondott törvényszerűséget, de az ilyen tartóknál $\beta = 0{,}4$—$0{,}5$ értékénél is az M_t általában nagyobbnak adódik M_0-nál, de ez a kérdés még teljesen tisztázottnak nem mondható.

*

Végül köszönet illeti meg Gábory Pál, Kunszt György, Mató János és Rosivall Ferenc kutatókat, akik a kísérletek végzésében és az eredmények feldolgozásában lelkesen közreműködtek.

HOZZÁSZÓLÁSOK

SCHWERTNER ANTAL a műszaki tudományok kandidátusa

Dr. Gyengő Tibor következtetéseket vont az Építéstudományi Intézet kísérleteiből a derékszögű négyszög keresztmetszet méretszámítására képlékenységtani alapon. Következtetéseihez néhány megjegyzésem van, amelyek megértéséhez az előadó által feldolgozott kísérleti anyag nem elegendő, abba bele kell vonni a T keresztmetszeteket is, ha azoknál a semleges tengely a lemezt metszi, tehát méretszámításuk alapján ítélve, azok is derékszögű négyszögalakú keresztmetszetek.

Az előadó megállapította, hogy a betonfeszültségek megoszlásának a felvétele a derékszögű négyszög szerint helyes, ha a méretezés alapja a törés. Véleményem szerint a kísérletekből általánosabb következtetést kell vonni és pedig azt, hogy az egyszerű hajlító kísérletből a feszültség megoszlására töréskor nem lehet következtetni, de minden észszerű feszültségi megoszlással egyaránt jól lehet számítani. A feszültségmegoszlás miként je ugyanis a nyomófeszültségek eredőjének a helyén és ezért a belső erők karján is alig változtat valamit. Vagyis az

$$M_0 = F_v \cdot \sigma_f \cdot q \tag{1}$$

képlettel számított törőnyomaték úgyszólván független a betonfeszültségek megoszlásának a felvételétől.

Viszont semilyen feszültségi ábra sem segíthet az n mentes méretszámítás szépséghibáján, hogy a kísérlettel meghatározott M_t törőnyomatékból és a vas folyási határával számított húzóerőből a belső erők karja számos esetben nagyobbra adódik a keresztmetszet hasznos magasságánál. Ez jelentkezik az ÉTI ismertetett kísérleteinél is, amíg a mért törőnyomaték mintegy 10%-kal nagyobb az elméleti értéknél és a keresztmetszet derékszögű négyszög.

A közölt kísérletek eredményei azonban nem indokolják az állítást, hogy az acél szilárdságától függetlenül, $\beta = 0{,}4—0{,}5$ tekinthető annak a határnak, ameddig a mért M_t törőnyomaték nagyobb a számított M_0 törőnyomatéknál. A *VII*, *VIII* és *IX* jelű gerendák, — bár ⊤ keresztmetszetűek — derékszögű négyszög keresztmetszeteknek számítanak, mert mindegyiknél a lemezt metszi a semleges tengely. A nyolc gerenda közül négy esetben a mért törőnyomaték kisebb volt a számítottnál. A legkirívóbb esetben $M_t/M_0 = 0{,}83$, márpedig ennél a IX_2 jelű gerendánál μ csak 1,01% és $\beta = 0{,}1583$ volt az alábbi kimutatás szerint.

$F_v = 8{,}49$ cm², 7 drb 12 mm átmérőjű vasbetét

$$\sigma_f = \frac{1}{7}\,(5630 + 5410 + 5290 + 5410 + 5540 + 5410 + 4870) = 5366 \text{ kg/cm}^2$$

$\sigma_b = 342$ kg/cm²

$$\mu = \frac{8{,}49}{38{,}5.\ 21{,}8} = 0{,}0101,\quad \beta = \frac{\mu\sigma_f}{\sigma_b} = 0{,}0101 \cdot \frac{5366}{342} = 0{,}1583,$$

$$x = 0{,}1583 \cdot 21{,}8 = 3{,}45 \text{ cm} < v = 5 \text{ cm}$$

$H_t = 8{,}49 \cdot 5366 = 45547$ t $\qquad M_t = 7370$ kgm

$$q_t = \frac{737000}{45547} = 16{,}18 \text{ cm}.$$

Ezzel szemben az elméleti belső kar értéke

$$q_0 = 21{,}8 - \frac{3{,}45}{2} = 20{,}06 \text{ cm}.$$

A $q_t = 16{,}18$ cm-es értékből kiindulva és egyenletes feszültség megoszlással számítva x-re reális érték nem is adódik, az eredő még akkor sem jut a kívánt helyre, ha a teljes h magas betonkeresztmetszet nyomott.

Az ÉTI kísérleteinél szórványosan jelentkezett ilyen kirívó rendellenesség a teljes derékszögű négyszögű keresztmetszeteknél is. Így pl. az I_2 jelű gerendánál.

$F_v = 1{,}056$ cm^2, 2 drb. 8,2 mm átmérőjű vasbetét.

$$\sigma_f = \frac{1}{2}\,(6980 + 7170) = 7075 \text{ kg/cm}^2, \qquad \sigma_b = 287 \text{ kg/cm}^2.$$

$$\mu = \frac{1{,}056}{17{,}9 \cdot 10{,}2} = 0{,}00578 \text{ vagyis } \mu = 0{,}578\%.$$

$$\beta = \mu \cdot \frac{\sigma_f}{\sigma_b} = 0{,}00578 \cdot \frac{7075}{287} = 0{,}123$$

és ennek ellenére

$$\frac{M_t}{M_0} = \frac{970}{1250} = 0{,}775$$

Ezeknek a rendellenességeknek az oka nyilvánvalóan az, hogy a törőnyomatéknak az (1) alatti képlettel számított értéke csak akkor kisebb a mért értéknél, ha repedések sűrűn jelentkeznek, vagyis jó a tapadás az acél és a beton között. Ha a folyási határ alatt a $2^0/_{00}$-es maradó nyúlás határa van értve, ami a 2400 kg/cm^2 folyási határú vasnál a $4^0/_{00}$-es teljes nyúlás határa is, akkor a 7000 kg/cm^2 folyási határú acél nyúlása e határnál

$$\varepsilon_1 + \varepsilon_2 = 2\,\frac{7000}{2400} + 2 = 5{,}83 + 2{,}00 = 7{,}83^0/_{00}.$$

Ha a repedések egymásközti távolsága 50 cm, akkor vascsúszás esetén a repedés megnyílása lehet

$$\vartheta = 500 \cdot \frac{7{,}83}{1000} = 3{,}91 \text{ mm}.$$

Ennyire megnyílt repedés pedig már maga után vonhatja a beton elmorzsolódását. A feltételezett 50 cm-es repedéstávolság pedig kis vasalású gerendáknál (pl. lemezeknél) inkább alsó, mint felső érték.

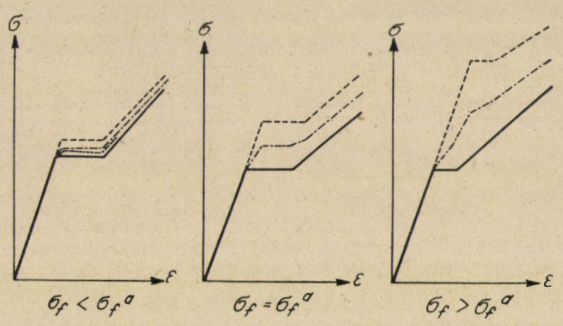
Teljes derékszögű négyszög alakú keresztmetszeteknél az ismertetett nagy nyúlás gyakran csak azért nem szállítja le a mért törőnyomatékot a számí-

tott alá, mert az utóbbi érték hibás. A hiba pedig annál nagyobb, minél *gyengébb* a vasalás. Ilyen keresztmetszetek törőnyomatéka ugyanis nagyjában két nyomaték összege, a repesztőnyomatéké és az (1) képlettel meghatározotté. Az elmélet csak az utóbbival számol és ez az oka annak a szépséghibának, hogy a törőnyomatékból és az acél folyási határából meghatározott belső kar nagyobb lehet a keresztmetszet magasságánál. T keresztmetszeteknél a repesztőnyomaték csak kis hányada a törőnyomatéknak. Ilyen keresztmetszeteknél egy repedésben jelentkező nagy acélnyúlás ezért gyakrabban szállítja le a mért törőnyomaték értékét a számított alá, mint a derékszögű négyszög alakú keresztmetszeteknél.

Fejtegetéseim természetesen nem jelentik, hogy a képlékenységtanra nem lehet vasbetonméretszámítást felépíteni. De akár *n*-es, akán *n*-mentes a számítás, határt kell szabni a megtűrhető repedés nagyságának. Ennek legegyszerűbb módja, ha az acélnak korlátozzuk a számításba állítható megengedett, vagy határfeszültségét. A dr. Gyengő Tibor által ismertetett ÉTI kísérletekből le kell vonni a következtetést, hogy a betonacélok folyási határának van egy értéke, amelyen túlmenő folyási határokat rendes vasbetontartóknál hasznosítani már nem lehet és amely folyási határértéken túl a képlékenységtanra felépített elmélet is érvényét veszti. A törőelmélet sem számol a vasmegcsúszásokkal és az *n*-es számítási mód minden olyan hibájával fokozottan terhelt, ami ebből a hiányosságból származik.

ROSIVALL FERENC

Az előadó bemutatta a különböző folyási határú betétekkel vasalt gerendák $\beta = \mu \frac{\sigma_f^a}{\sigma_p} - k = \frac{M_t - M_0}{M_0}$ 100% diagrammját. Ezekből kitűnik, hogy e gerendák számított és tényleges törőnyomatéka közötti viszony nem mutatja az azonos folyási határú vasakkal szerelt gerendáknál tapasztaltakat. Erre vonatkozóan a kísérletek még kiegészítésre szorulnak. Véleményem szerint az eltérés onnan adódik, hogy $\sigma_f^a = \frac{\Sigma F_i \sigma_i}{\Sigma F_i}$ átlagos folyási határral való számítás nem fedi a tényleges helyzetet.



Az ábra három jellemző esetet mutat. Teljes vonal jelöli az egyik, szaggatott vonal a másik anyag idealizált szakítási diagrammját. Az eredményvonal az eredő diagrammot. Az első esetben két közeleső folyási határú anyagról van szó.

Látjuk, hogy az első vas folyási határánál igen erős törés van, ami bizonyos esetekben már a teljes vasalás alsó folyási határának tekinthető és így a σ_f a σ_f^a alatt van.

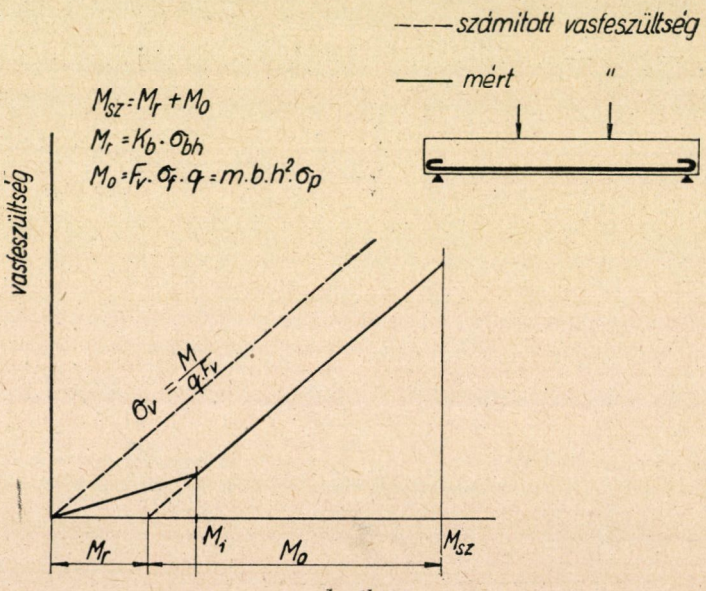
A második esetben a folyási határok különbsége nagyobb, és itt a σ_f valóban a σ_f^a-val egyenértékű, mert az alsó folyási határ után a görbe még elég meredeken emelkedik.

A harmadik esetben a folyási határok különbsége még nagyobb és itt szinte eltűnik a folyási határ, de mindenesetre elképzelhető, hogy a β képletébe helyettesítendő σ_f nagyobb a σ_f^a-nál.

A kísérleti gerendák két sorozata igazolni látszik a feltevést, mert az előadó által bemutatott ábrán éppen a kereszttel jelölt gerendák voltak azok, amelyeknél a vasak folyási határa csak kisebb különbségű volt és így azokat az eredményeket a kisebb β érték felé kell eltolni, hogy a határgörbék közé kerüljenek az értékek. A ponttal jelölt gerendák közül éppen azok a gerendák vannak erősen különböző folyási határú vasakkal vasalva, amelyek magasabb β érték felvételénél kerülnek a határgörbék közé.

KILIÁN JÓZSEF

Az Építőipari Egyetem Hídépítéstani tanszékén Balázs Györggyel közös ösztöndíjas témaként foglalkozunk a plaszticitás-kísérletekkel. Ennek keretében Dr. Schwertner Antal irányításával feldolgoztunk svájci gerenda-kísérleteket. Ezek a kísérletek az előadó által említett módon kiértékelve, kis

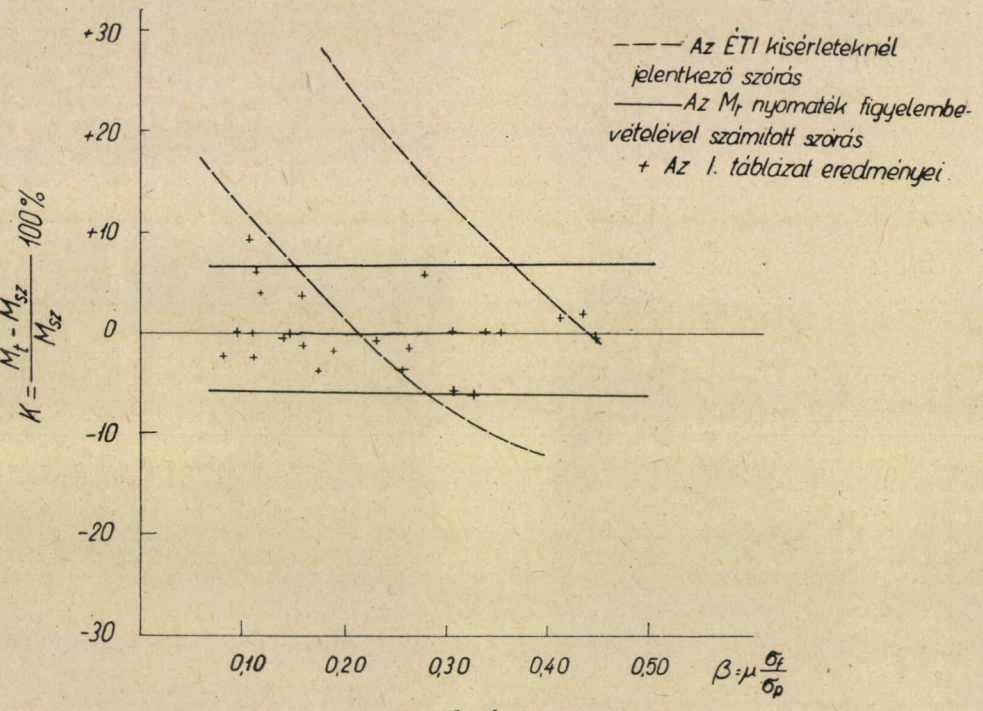


1. ábra

vasszázalék esetén, még nagyobb mértékű eltérést mutatnak a tényleges és számított törőnyomaték között. Nyilvánvaló tehát, hogy ebben az eltérésben törvényszerűség van, vagyis az M_0 elméleti törőnyomaték nem pontos, s a hiba annál nagyobb, minél gyengébben vasalt a tartó.

Jensen a kísérleteket úgy dolgozta fel, hogy a beton nyomófeszültségének eloszlását trapéz alakúnak vette. Ugyanolyan szórást kapott, mint az ÉTI kísérleteknél derékszögű négyszög alakú feszültségmegoszlás felvételével. Nem is kaphatott mást, mert a belső erők karja — a két felvételt összehasonlítva — szélső esetben is csak 4—5%-kal változik.

A törés körüli jelenségek tisztázására tehát a nyomott öv betonfeszültség eloszlásának vizsgálata kevés. A döntő tényező a vasban keletkező feszültség. Ez a feszültség mérhető. *Az első ábrán* a derékszögű négyszög keresztmetszetű gerenda mért — és számított — vasfeszültségei láthatók. A mért vasfeszültségeket folytonos vonallal ábrázoltuk. A vasakon mért feszültség a repedés megjelenésekor az 1. ábra szerint ugrás nélkül, de töréssel változik és ha csúszás nem következik be (amit itt a kampók és a tapadás miatt kizárunk), ez a feszült-



2. ábra

ség végig a számított érték alatt marad. — Ebben az esetben a tényleges törőnyomaték $M_t + M_0$. Hogy ennek mi az oka, erről nálunk sok vita folyt már. Murasov szovjet professzor azt mondja a repedésekkel foglalkozó könyvében: a beton alul a repedések között továbbra is dolgozik, húzásokat képes felvenni, — a vasfeszültségek átlaga ezért alacsonyabb, mint a számított érték, — Dr. Schwertner tanár szerint a beton húzófeszültségekből keletkező nyomaték előfeszíti a tartót és ez okozza azt, hogy alacsonyabb vasfeszültséget észlelünk, mint aszámított. Dr. Mihailich professzor könyve Mörsch-re hivatkozik. Mindenki egyetért abban, hogy a jelenség oka a beton húzófeszültségével függ össze.

A gerenda törési kísérletek is ezt mutatják.

Feltehetőtehát, hogy a törőnyomaték két részből tevődik össze, az előadó

által közölt M_o nyomatékból és egy másik nyomatékból, amelyikben a beton húzószilárdsága kifejezésre jut. Mi úgy találtuk, hogy az M_r nyomatékra jó gyakorlati számítási érték a $K_b \cdot \sigma_{bh}$. Ahol σ_{bh} = egy csökkentett beton húzószilárdsági érték (kb. $^2/_3$-a a ténylegesnek.)

Az M_r nyomaték ilyen figyelembevételével feldolgoztuk az ÉTI által végzett — és itt ismertetett, valamint az Acta Technica-ban és Osztályközleményekben közölt — kísérletekből a derékszögű négyszög keresztmetszetű gerendák eredményeit is. Erről szeretnék itt beszámolni.

Sajnos a beton húzószilárdságára adat nem állt rendelkezésünkre. A csökkentett húzószilárdságot így a prizmaszilárdság $^1/_{12}$-ének vettük fel. Ez a hazai kísérletek feldolgozásánál általában jónak mutatkozott.

Az itt közölt táblázat azt mutatja, hogy ha az így számított M_r nyomatékot hozzáadjuk az M_0 nyomatékhoz, ($M_{sz} = M_r + M_0$) lényegesen közelebb jutunk a valódi törőigénybevételhez. A táblázatban az eltérés (—6,5)—(+9.8%) és a négyzetes átlag 3,9%.

A gerendák jele	σ_{bh} (kg/cm²)	M_r (kgm)	M_o (kgm)	M_{sz} (kgm)	M_t (kgm)	$\frac{M_t}{M_{sz}}$
II. 2.	22	145	1710	1855	1830	0.988
III. 1.	24	160	2160	2320	2460	1.060
2.	22	145	2160	2305	2160	0.938
3.	22	139	2380	2519	2350	**0,935**
IV. 1.	22	143	2440	2583	2580	1,000
2.	22	145	2420	2565	2580	1.000
3.	25	164	2550	2714	2710	1,000
V. 1.	24	156	3100	3256	3330	1,023
2.	22	145	2800	2945	3060	1.038
3.	22	150	2870	3020	2980	0.988
X. 1.	22	142	825	967	970	1.000
2.	22	142	790	922	890	0,965
XI. 1.	27	183	1055	1238	1330	1,072
2.	27	187	1260	1447	1510	1,041
3.	30	201	1150	1351	1350	1,000
4.	27	178	1220	1398	1350	0,967
5.	27	181	1210	1391	1530	**1,098**
XII. 1.	28	186	1690	1876	1850	0.986
2.	28	184	1850	2034	1980	0,976
3.	30	205	1890	2095	2180	1.040
XIII. 1.	29	193	1720	1913	1920	1,000
2.	29	191	1660	1851	1840	0,994
3.	24	155	1610	1765	1700	0,963
XIV. 1.	22	139	2100	2239	2150	0,962
2.	22	138	1940	2078	2020	0.974

Tekintettel arra, hogy az előadó feldolgozása ott mutat nagy eltérést a kísérletektől, ahol kicsi a vasszázalék, kézenfekvő, hogy olyan tagot adjunk hozzá, amelynek viszonylagos nagysága éppen kis vasszázalék esetén számottevő.

Hogy mennyiben közelíti meg ez a gyakorlati számítás a valóságot, ezt a 2. ábra mutatja. Ezen az ábrán szaggatott vonal jelzi az előadó által közölt szórási görbét. — Ez, mint látjuk, annál nagyobb eltérést mutat, minél kisebb a vasszázalék.

A kereszttel jelzett értékek az általunk számolt törőnyomatékok százalékos eltérését mutatják a tényleges törőnyomatékhoz képest. Az értékek a két folytonos vonal között a tényleges törőnyomatékot jelző vékony vízszintes egyenes körül csoportosulnak kis vasszázalék esetén is.

A svájci kísérletek feldolgozásánál az M_r nyomaték elhanyagolása még nagyobb eltérésre vezetett volna, valószínűleg azért, mert a beton húzószilárdsága igen nagy érték volt, $^1/_6$-a, $^1/_8$-a a prizmaszilárdságnak.

Az előadó által tapasztalt szórás oka tehát az M_0-nak, mint törőnyomatéknak a pontatlansága.

Hogyan lehetne a gyakorlatban jól használható számítással közelebb jutni a tényleges értékhez?

A számítási menete a következő:

$$M_{sz} = M_r + M_0 \tag{1}$$

$$M_0 = F_v \cdot \sigma_f \cdot q = m \cdot bh^2 \cdot \sigma_p \tag{2}$$

$$M_r = K_b \cdot \sigma_{bh} \frac{bh_r^2}{6} \cdot \sigma_{bh} \tag{3}$$

$$\frac{\sigma_{bh}}{} \quad \frac{\sigma_p}{6} \quad \frac{\sigma_p}{12} \text{ esetén}$$

lemezeknél:

$$\underline{M_r = (0{,}04 - 0{,}02) bh^2 \cdot \sigma_p}$$

$$100 \frac{M_r}{M_0} \quad \frac{4}{m} \quad \frac{2}{m}$$

$$\underline{M_{sz} = (m + 0{,}02) bh^2 \cdot \sigma_p}$$

derékszögű négyszög keresztmetszetű gerendáknál:

$$\underline{M_r = (0{,}03 - 0{,}015) bh^2 \cdot \sigma_p}$$

$$100 \frac{M_r}{M_0} = \frac{3}{m} - \frac{1{,}5}{m}$$

$$\underline{M_{sz} = (m + 0{,}015) bh^2 \cdot \sigma_p}$$

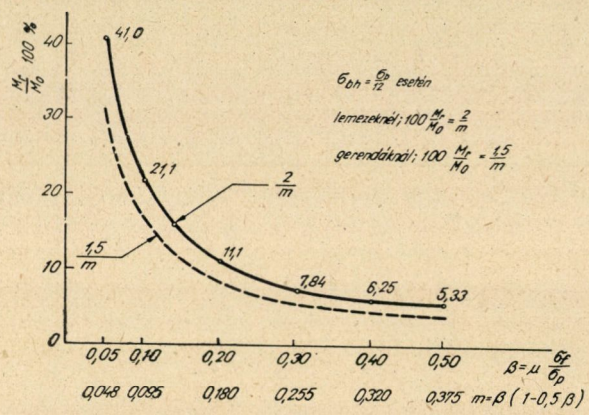
Ha a beton húzószilárdsága nem ismert, feltételezhetjük, hogy a prizmaszilárdság $^1/_6$—$^1/_{12}$-e között változik. Ebben a két szélső esetben az M_r értékét leme-

zeknél, illetve gerendáknál az előbbi két képlet adja. A $\frac{\sigma_p}{12}$-höz tartozó értéket tartjuk jobbnak. (Aláhúzott). Ezek szerint

lemezeknél $M_r = 0{,}02 \; bh^2 \cdot \sigma_p$
gerendáknál $M_r = 0{,}015 \; bh^2 \cdot \sigma_p$

Az M_r és M_0 nyomatékok közötti viszony százalékban kifejezve 2/m, illetve 1,5/m.

Az 3. ábra mutatja ennek az eltérésnek a nagyságát. Láthatjuk, hogy az »m« nyomatékképességi szám megnövelésével 0,02-vel (amit lemezeknél javasolunk) a valóságban pl. $\beta = 0{,}10$-nél 21,1%-os nyomaték növekedést jelent.



3. ábra

Ezen az ábrán feltüntettük az ÉTI és Jensen által feldolgozott nyomatékok szórását is. A két görbe jól simul a szórási tartományhoz, szinte felezi azt.

Tehát az $M_{sz} = (m + 0{,}02) \; bh^2 \; \sigma_p$ képlettel gyenge vasalású lemezeknél is közelebb jutottunk a valósághoz. Így nem fordulhat elő az a gyakori eset, hogy a lemez tényleges törőnyomatéka a számított nyomaték másfélszeresére adódik.

A törési elméleten alapuló számítás tehát helyes, de a vele számolt törőnyomaték 0,25 h-nál kisebb x tengely esetén kiegészítésre szorul. Igaz ugyan, hogy ez a kérdés nem döntő a plaszticitás igazolásánál, de egy pár éve vitafelület. Mi megígérjük, hogy behatóbban fogunk foglalkozni az első ábrán tapasztalt jelenséggel.

GÁBORY PÁL

Az előbbi hozzászóláshoz a következő megjegyzéseket fűzöm :

A vas folyási határával számított húzóerőből csak akkor lehet kiszámítani a törőnyomatékot, ha a vasbetét feszültség-nyúlás diagrammja megközelíti az ideálplasztikus állapotra jellemző feszültség-nyúlás diagrammot és a vasszázalék nem extrém kicsiny érték. Ha ugyanis a vasbetét feszültség-nyúlás diagrammja nem felel meg az ideálplasztikus anyagra jellemző feszültség-nyúlás diagrammnak, akkor a törés határállapotában a vasfeszültség értéke kérdéses, mert az nem az általunk bizonyos önkénnyel felvett folyáshatár, hanem egy annál magasabb feszültség. Ha pedig igen kicsiny a vasszázalék,

akkor még kimondott folyással rendelkező acélanyagok esetében is előfordul, hogy a vasbetét nyúlása meghaladja a felső folyásponthoz tartozó nyúlást és a vasfeszültség az úgynevezett szilárdulási szakaszba esik. Ezek a tények közismertek. Így például: Saliger: »Die neue Theorie des Stahlbetons« című művében olyan számítási módszer is található, melynek segítségével a felsorolt esetekben jó közelítéssel meghatározható a törőerő, feltéve, hogy az anyagállandók ismeretesek és a vasbetét a betonban nem csúszik meg. Ha a vasbetét a betonban megcsúszik, akkor semmiféle teóriával a törőnyomaték értéke ki nem számítható.

A vasbetétek csúszása kísérletek közben azért fordul elő gyakrabban, mint a gyakorlatban, mert a kísérleteknél alkalmazott terhek jellege rendszerint kedvezőtlen a beton és vasbetét közötti tapadó igénybevétel szempontjából. Ha tehát a Gyengő-féle kísérleteket ki akarjuk értékelni, magától értetődően ki kell selejtezni a kísérletek közül azokat, amelyeknél a vas megcsúszott, mert hiszen Gyengő nem ezt az állapotot vizsgálta.

Kilián tanársegéd azt mondotta, hogy gyengén vasalt gerendák esetében a törőnyomaték kiszámítható a folyáshatár alapulvételével az

$$M_t = F_v \cdot \sigma_f \cdot q$$

képlet segítségével, ha e nyomatékhoz hozzáadjuk még azt a nyomatékot is, ami a tartóban az első repedést előidézi.

Sajnos ezt a nézetét osztani nem tudom. A sztatika matematikai szigorúságú törvényét — az átmetszéstől balra fekvő külső erők és az átmetszésen átadódó belső erők egyensúlyának törvényét — semmiféle előfeszítéssel vagy más spekulációval áthágni nem lehet; ez kérlelhetetlen szigorúságú természeti törvény. Ha egy kísérlet e törvénynek látszólag ellentmond, nem a törvényben van a hiba, hanem abban, hogy vagy a külső, vagy a belső erőket helytelenül állapítottuk meg. Így ha kicsiny a vasszázalék és a vasbetétnek kimondott folyási határa volt, akkor a vasbetét feszültsége töréskor nem a folyáshatár, hanem a szilárdulási zónából valamilyen érték. Ha pedig a vasbetétnek nem volt kimondott folyási határa, akkor eo ipso nem is írhatjuk be a képletbe a fiktív — általunk folyási határként megállapított — értéket (a tényleges vasfeszültség).

Ez a körülmény azonban egyáltalán nem bizonyítja azt, hogy a törési elmélet abban az egyszerű alakjában, — ahogy azt méretezésre használjuk — nem volna megfelelő. A határigénybevétel kiszámítására megfelelő, mert kis vasszázalék esetében biztonságot nyújt a rideg töréssel szemben, kimondott folyási határral nem bíró acéloknál pedig nem ajánlatos a tényleges törőnyomatékhoz igazodni, hanem inkább az ideálplasztikusnak feltételezett anyag tulajdonságaiból számítotthoz, mert a maradó nyúlás fölötti feszültségértékek kihasználása erős repedésekre, a fáradási jelenség bekövetkezésére és egyéb káros hatásokra vezethet. Ismerjük a töréselmélet számítási célokra leegyszerűsített alakjának érvényességi határait. Tudjuk, hogy evvel a módszerrel nem minden esetben számíthatók ki a tényleges törőnyomatékok, de a határnyomaték szempontjából éppen azokban az esetekben ad nagyobb biztonságot, mikor az kívánatos.

*

Az Építési Kongresszuson elhangzott következő előadások anyaga helyszűke miatt a Műszaki Tudományok Osztálya Közleményei egy későbbi számában kerül közzétételre :

HELYSZINI ELŐREGYÁRTÁS IPARI VONALON

Mokk László

Hozzászólók : *Rosivall Ferenc*, *Major Sándor*, *Vajda Pál*

NAGYTÖMEGŰ MONOLITH BETONOK KÉSZÍTÉSE GÉPESÍTÉSI SZEMPONTBÓL

Ócsvár Rezső

Hozzászólók: *László György*, *Lőrincz Gáspár*, *Széchy Endre*, *Takács István*, *Major Sándor* és *Popper Ferenc*

A TÖRÉSI ELMÉLET ALKALMAZÁSA KÖRHENGER ALAKÚ VASBETONFOLYADÉKTARTÁNYOK MÉRETEZÉSÉRE

Menyhárd István

Hozzászólók : *Csonka Pál*, a műszaki tudományok doktora
Pelikán József, a műszaki tudományok kandidátusa
Szabó János
Szmodits Kázmér a műszaki tudományok kandidátusa

A kongresszust a Magyar Tudományos Akadémia Műszaki Tudományok Osztálya a Magasépítési Tudományos Egyesülettel és a Közlekedés- és Mélyépítéstudományi Egyesülettel közösen rendezte.

A kiadásért felel: Mestyán János Műszaki felelős: Farkas Sándor
Kézirat beérkezett: 1953, VIII. 3 Terjedelem: 19·5 (A/5) ív. 4 melléklet, 129 ábra.

Akadémiai nyomda, V., Gerlóczy-utca 2. — 26220/53 — Felelős vezető: ifj. Puskás Ferenc

Ára: 42,— Ft

TARTALOMJEGYZÉK

Palotás László: Hazai heterogén cementek felhasználása az építőiparban 1

Hozzászólások:

Bereczky Endre 32
Gáspár Géza 33
Weisz György 37
Talabér József 38
Erdős Elemér 41

Rudnai Gyula: Beszámoló a porszénhamu felhasználási módjainak kutatásairól 43

Hozzászólás:

Schütz Mihály 52

Ernst Lewicki: Az előregyártott vasbeton-építésben szerzett legújabb ismeretek és tapasztalatok 55

W. Henn és *H. Krell:* Előregyártott vasbeton-elemek mérettűrései 85

Gnädig Béla: Utófeszítés és helyszíni előregyártás, különös tekintettel a hídszerkezetekre 97

Hozzászólások:

Weisz György 116
Vajda Zoltán 116
Dénes Oszkár 118
Bölcskey Elemér 119

Witold Novacki: Az ortotrop lemezek elméletének néhány problémája 123

Waclaw Olszak: Az ortotrop lemezek határteher-elméletének néhány kérdéséről 143

Konrad Hruban: Transzlációs felületek hajlításelmélete és alkalmazása a csarnoképítkezésben 165

Gyengő Tibor: Vasbetonszerkezetek képlékeny méretezési eljárásának kisérleti alátámasztása 203

Hozzászólások:

Schwertner Antal 213
Rosivall Ferenc 215
Kilián József 216
Gábory Pál 220

A
MAGYAR
TUDOMÁNYOS AKADÉMIA
MŰSZAKI TUDOMÁNYOK OSZTÁLYÁNAK
KÖZLEMÉNYEI

SZERKESZTI
HEVESI GYULA

XI. KÖTET 3—4. SZÁM

AZ 1952. OKTÓBER 5—9-I
SZERSZÁMGÉPKONGRESSZUS ELŐADÁSAI

MAGYAR TUDOMÁNYOS AKADÉMIA
BUDAPEST, 1954

VI. OSZT. KÖZL.

A
MAGYAR TUDOMÁNYOS AKADÉMIA
MŰSZAKI TUDOMÁNYOK OSZTÁLYÁNAK
KÖZLEMÉNYEI
SZERKESZTI
HEVESI GYULA
XI. KÖTET 3—4. SZÁM
SZERKESZTŐSÉG: BUDAPEST, V., NÁDOR-UTCA 12.
KIADÓHIVATAL: BUDAPEST, V., ALKOTMÁNY-UTCA 21.

A Magyar Tudományos Akadémia Műszaki Tudományok Osztályának Közleményei változó terjedelmű füzetekben jelennek meg. Négy füzet alkot egy kötetet. Évenként általában egy kötet jelenik meg.

Kéziratok a következő címre küldendők:

Magyar Tudományos Akadémia
Műszaki Tudományok Osztályának Közleményei
Budapest, V., Nádor-u. 12.

Ugyanerre a címre küldendő minden szerkesztőségi levelezés.

Minden szerzőt száz különlenyomat illet meg megjelent munkájáért. Közlésre el nem fogadott kéziratokat a szerkesztőség lehetőleg visszajuttat a szerzőhöz, de felelősséget a beküldött kéziratok megőrzéséért, vagy továbbításáért nem vállal.

A Közlemények előfizetési ára kötetenként belföldi címre 40 forint, külföldi címre 60 forint. Belföldi megrendelések az Akadémiai Kiadó (Budapest, V., Alkotmány-u. 21. Magyar Nemzeti Bank egyszámlaszám: 04-878-111-48), külföldi megrendelések a »Kultúra« Könyv és Hírlap Külkereskedelmi Vállalat (Budapest, VI., Sztálin-út 21. Magyar Nemzeti Bank egyszámlaszám: 45-790-057-50-032) útján eszközölhetők.

A Magyar Tudományos Akadémia Műszaki Tudományok Osztályának kiadványa az

Acta Technica

című idegennyelvű folyóirat.

E lap hivatott a magyar műszaki tudományok eredményeinek legjavát a külföld felé tolmácsolni. A cikkek orosz, német, angol vagy francia nyelven jelennek meg, lehetőleg a szerző kívánsága szerint, összefoglaló pedig a cikk nyelvén és azonkívül a másik három nyelven. Cikkeket magyar, vagy a szerző választotta idegen nyelven a következő címre kell beküldeni:

Acta Technica szerkesztősége, Budapest, V., Nádor-utca 12.

AZ I. MAGYAR SZERSZÁMGÉPÉSZETI KONGRESSZUS

MŰSORA

MEGNYITÓ ÜLÉS

1952. október 5-én:

Bíró Ferenc lev. tag: Megnyitó.
Hornung Andor, a műszaki tudományok kandidátusa:

A forgácsolás elméletének jelenlegi állása.

SZERSZÁMGÉPEK TAGOZATA

Október 6-án:

Hubert Gusztáv: A szerszámgépek jellemző adatainak meghatározása technológiai igénybevételük alapján.
Kelemen András: A szerszámgépek fejlődésének irányai.

Október 7-én:

Morvay György: A szerszámgépek villamos berendezésének fejlődése.
Gohér Mihály: Váltakozóáramú mótorhajtás tervezése, különös tekintettel a szabványmótorok alkalmazására.

Október 8-án:

Kelemen Tibor: Szabályozható fordulatszámú mótorhajtás a fémforgácsoló szerszámgépeken.
Horst Berthold: Fokozatnélküli hajtóművek a szerszámgépeken.
Lomb Pál: A szerszámgépek villamos berendezésének átvételi és vizsgálati kérdései.
Hargitay Sándor: Szerszámgép-öntvények öntéstechnológiailag helyes szerkesztése.

FORGÁCSOLÁSI TAGOZAT

Október 6-án:

Pogány Tibor: A forgácsoló szerszámok leghelyesebb élkialakításának elvei.
Makádi András: Az első érintkezési pont helyzetének hatása a marókés éltartósságára és grafikus meghatározása.

Október 7-én:

Sasi Nagy István: A lefejtőmarók fejlődésének jelenlegi állása.
Lechner Egon: A gyártásmódok gazdasági összehasonlítása mérethűség és felület simaság szempontjából.

Október 8-án:

Barna György: Villamos megmunkálások.
Witold Biernawski: Kísérleti vizsgálatok a forgácsképződés terén.

Október 9-én:

Jiří Tlusty: Fémek forgácsolásánál fellépő öngerjesztett rezgések.
Zdenek Prikryl: Esztergálás nagy sebességgel.

A KONGRESSZUS KÜLFÖLDI VENDÉGEI:

Jiří Tlustý osztályvezető, Prága, Szerszámgépészeti Kutató Intézet.

Josef Píč egyetemi tanár, Prága, Műegyetem.

Zdenek Přikryl egyetemi tanár, Prága, Műegyetem.

Witold Biernawski egyetemi tanár, Krakkó, Bányászati és Kohászati Egyetem.

Witold Szymanowski egyetemi tanár, Varsó, Műegyetem.

Horst Berthold egyetemi tanár, Drezda, Műegyetem.

Kurt Gläser egyetemi tanár, Drezda, Műegyetem.

A MAGYAR TUDOMÁNYOS AKADÉMIA

ÁLTAL BUDAPESTEN 1952. OKTÓBER 5—8-IG RENDEZETT

SZERSZÁMGÉP-KONGRESSZUS

villamos tárgyú előadásai a következő szaklapokban találhatók :

1. 1952. október 7-én elhangzott,

MORVAY GYÖRGY:
»*SZERSZÁMGÉPEK VILLAMOSBERENDEZÉSEINEK FEJLŐDÉSE*«

c. előadás szövege megjelenik az »Elektrotechnika« c. folyóirat 1954-es évfolyamában.

2. 1952. október 7-én elhangzott,

GOHÉR MIHÁLY:
»*VÁLTAKOZÓÁRAMÚ MÓTORHAJTÁSOK TERVEZÉSE, KÜLÖNÖS TEKINTETTEL A SZABVÁNYMÓTOROK ALKALMAZÁSÁRA*«

c. előadás szövege megjelent az »Elektrotechnika« c. folyóirat 1953. évi 7. számának 199. oldalán (I. rész), illetve 8. számának 218. oldalán (II. rész.)

3. 1952. október 8-án elhangzott.

KELEMEN TIBOR:
»*SZABÁLYOZHATÓ FORDULATSZÁMÚ EGYEN- ÉS VÁLTAKOZÓ ÁRAMÚ MÓTORHAJTÁSOK SZERSZÁMGÉPEKEN*«

c. előadás szövege megjelent az »Elektrotechnika« c. folyóirat 1953. évi 3. számának 71. oldalán.

4. 1952. október 8-án elhangzott,

LOMB PÁL:
»*SZERSZÁMGÉPEK VILLAMOSBERENDEZÉSÉNEK ÁTVÉTELI ÉS VIZSGÁLATI KÉRDÉSEI*«

c. előadás szövege megjelent a »Villamosság« c. folyóirat 1953. 4—5. számában.

5. 1952. október 8-án elhangzott,

HARGITAY SÁNDOR:
»*SZERSZÁMGÉPÖNTVÉNYEK ÖNTÉSTECHNOLÓGIAILAG HELYES SZERKESZTÉSE*«

c. előadás szövege megjelenik a »Gép« c. folyóirat 1954-es évfolyamában.

Az egyes előadások alapján a fenti folyóiratokban megjelenő közlemények már a Szerszámgépkongresszuson elhangzott hozzászólások figyelembevételével készültek.

MEGNYITÓ

BÍRÓ FERENC lev. tag

Tisztelt Kongresszus!

Nagy történelmi események között nyílik meg a Magyar Tudományos Akadémia Műszaki Osztálya, a Gépipari Tudományos Egyesület és a Magyar Elektrotechnikai Egyesület által rendezett Szerszámgép-Kongresszus.

Mint ismeretes, ma nyílik meg a Szovjetunió Kommunista Pártjának XIX. Kongresszusa. Az egész világ dolgozói, a béke, a demokrácia, a progresszív emberi fejlődés hívei, a szocializmust építő baráti országok népei nagy bizalommal tekintenek Moszkvára és feszült figyelemmel kísérik ennek a nagy kongresszusnak a tevékenységét. A béke megvédésének, a kommunizmus építésének, hatalmas politikai, gazdasági, műszaki, kulturális és szociális programmja megvalósításának tervét fogja megvitatni ez a Kongresszus. A szovjet nép ezen a történelmi jelentőségű Kongresszuson nagy távlatokban fogja meghatározni jövőjét és részben az egész dolgozó világ jövőjét is.

Bennünket, magyar dolgozókat az ott lefolyt vita és a határozatok közvetlenül érdekelnek, mert a Szovjetunió gyorsiramú fejlődésével tevékenyen segít alátámasztani a mi szocialista építő munkánkat is. A mi Kongresszusunk is nagyjelentőségű. A szerszámgépipar az egész ipar szíve. Így tanítja Sztálin elvtárs és valóban így is van. Kongresszusunkon erről a döntő fontosságú iparágról, ennek termékeiről, ezeknek a termékeknek mind minőségi, mind mennyiségi vonatkozásban való fejlesztéséről fognak tárgyalni, vitatkozni és határozatokat hozni.

Melyek a legfőbb problémák ezen a téren? Egész sor fontos probléma konstrukciós jellegű; így például az új gépfajták és általában a típus-gépek létrehozása is azok mellett az univerzális gépek mellett, amelyeket már most gyártunk. Olyan gépekre van tehát szükségünk, amelyek sokkal jobban hozzá idomulnak népgazdaságunk fejlődéséhez, szükségleteihez.

Nem egyszer tapasztaljuk, hogy szerkezetileg és erőátvitel szempontjából erős, túlméretezett gépeket szerkesztünk. Ugyanakkor ezek a gépek például a rezgések szempontjából nem megfelelőek. A méretezés kérdése az erőátvitellel együtt igen fontos kérdéssé vált.

Nemkevésbbé fontosak a gyártástechnológia kérdései is, nevezetesen az a kérdés, hogy hogyan gyártjuk ezeket a gépeket? Lényeges a helyes technológia, a készülékezés és a szerszámozás kialakítása, valamint a nyersanyagok kérdése is, vagyis, hogy milyen anyagból, pótanyagból és mennyiből gyártjuk ezeket a gépeket?

Ilyen szempontból nagyon érdekes visszatekinteni a nemrégen lezajlott londoni és hannoveri gépkiállításra és kritikus szemmel megvizsgálni, hogy ott milyen gépeket állítottak ki és ezeket összehasonlítani azokkal, amelyeket a Szovjetunióban gyártanak, és amelyekre a XIX. Kongresszus téziseiben utalást találunk.

Ha megvizsgáljuk mind a hannoveri, mind a londoni kiállításon szereplő gépek túlnyomó többségét, láthatjuk, hogy a kiállító cégek univerzalitásban egymás túlszárnyalására törekedtek. Olyan gépeket terveztek és állítottak ki, amelyek használhatóság szempontjából minden szükségletet egyaránt ki kell, hogy elégítsenek. Ezekre a gépekre a kapitalizmus anarchiája rányomja bélyegét. Ezeket a gépeket olyan gyárak gyártották, amelyek nem tudták, hogy a gépek tulajdonképen milyen konkrét szükségletet fognak kielégíteni és ezért voltak kénytelenek univerzálisra készíteni. Ennek természetesen az a következménye, hogy a gépeket akár erőátviteli, akár pedig méretezési szempontból távolról sem használják ki. Ilyenfajta gépeket a mi feltételeink mellett természetesen nem szükséges készítenünk, vagy legalábbis sokkal kisebb mértékben, mint ahogyan azt a kapitalizmusban tapasztaljuk.

Ezzel szemben, ha megvizsgáljuk a Szovjetunió szerszámgépiparának fejlődési irányzatát, azt tapasztaljuk, hogy mind jobban és jobban irányt vesznek típusgépek és automatikus gépek gyártására, sőt egész automatasorok kialakítására. Nekünk is erre a vonalra kell bizonyos mértékben ráállnunk. Természetesen nem tehetjük olyan mértékben, mint a hatalmas Szovjetunió, azonban törekednünk kell erre, mert az iparunkban végbemenő tömeges és nagy sorozatban folyó termelés most már megköveteli az ilyen gépek alkalmazását is. Feltétlenül itt az ideje, hogy ezzel a kérdéssel foglalkozzunk és hogy az elkövetkező időben ilyen konstrukciók kialakuljanak.

Láthatjuk tehát, hogy ennek a feladatnak a megoldása nem egyszerűen műszaki kérdés, hanem a helyes műszaki politika kialakításának kérdése is. Remélem, hogy a Kongresszus ezekkel a kérdésekkel is fog foglalkozni és hozzásegít e hatalmas feladatok megoldásához, amelyekre minden lehetőségünk megvan. Példa erre maga ez a Kongresszus, amely képviseli az iparnak és mindazoknak a tudományágaknak a legjobbjait, amelyek hivatottak ezeknek a feladatoknak a megoldására. Biztosíték erre az is, hogy hátunk mögött áll nagy Pártunk, amely minden segítséget megad ebben a tekintetben. Az elmult években tapasztalhattuk, hogy Pártunk ilyen vonatkozásban soha nem volt szűkszívű és minden lehetőséget megadott nekünk arra, hogy nemzetgazdaságunk e döntő szektorát a szerszámgépgyártást, iparunk szívét, minőségileg és mennyi-

ségileg egyaránt minél jobban megerősíthessük. A mi feladatunk e nagy lehetőségek kihasználása. Hiszem, hogy a Kongresszus sikeres tevékenységével hathatós segítséget nyujt szocialista építő munkánkhoz. Ehhez kívánok jó munkát és sikert a Szerszámgép-Kongresszusnak.

A FORGÁCSOLÁSELMÉLET JELENLEGI ÁLLÁSA, KÜLÖNÖS TEKINTETTEL A FORGÁCSOLÁSI ADATOK KÖZÖTTI ÖSSZEFÜGGÉSEKRE

HORNUNG ANDOR

a műszaki tudományok kandidátusa

I. Bevezetés

A forgácsolásnál fellépő jelenségek meghatározásának módszerei

A forgácsolás elméletének igen nagy a gyakorlati jelentősége, mivel a forgácsolásnál végbemenő jelenségek pontos ismerete biztosít csak kellő alapot a forgácsoló szerszámok és a szerszámgépek helyes szerkesztésére. A forgácsolás elméletének arra kell tehát törekednie, hogy a gyakorlat számára minél pontosabb adatokat szolgáltasson a forgácsolásnál fellépő erőhatások és az alkalmazható forgácsolási sebességek kiszámítására. Az erőhatások és a forgácsolási sebesség pontos meghatározása teszi lehetővé, hogy a gyakorlat tényleg kihasználhassa azokat az adottságokat, melyeket a szerszámgépek és szerszámok nyujtanak. Ez az út vezet ahhoz, hogy a gépipar termelékenységét nagymértékben emelni lehessen.

A forgácsolásnál fellépő jelenségek számszerű meghatározására két fő utat lehet megkülönböztetni. Az egyik a tiszta számítási módszer, amikor a geometriai és mechanikai elgondolások alapján, tisztán elméleti meggondolásokból kiindulva, kísérlik meg a forgácsolásnál fellépő jelenségeket, nevezetesen a fellépő erőhatásokat és a forgácsoló sebességgel kapcsolatos jelenségeket meghatározni.

A második módszernél a fellépő jelenségek meghatározására kísérleteket végeznek. A kísérleteknél nyert értékeket az összefüggések jellegének ismerete nélkül empirikus módon bizonyos rendszerbe foglalják, hogy így a gyakorlat számára használható összefüggéseket állapítsanak meg.

A helyes út természetesen a kettő egyesítéséhez vezet.

Ha szigorúan vesszük, tulajdonképen már az *első módszer* is kísérleti vizsgálatok segítségével igyekezett az elméleti összefüggéseket megállapítani.

Figyelembe veendő, hogy az elméleti levezetéseket igen nagymértékben megnehezíti az, hogy a gyakorlati forgácsolás tulajdonképen térbeli művelet. Így a probléma igen bonyolulttá válik, ha olyan szerszámmal hajtjuk végre a kísérleti forgácsolást, amelynél nemcsak egyetlen főforgácsolóél, hanem még egy mellékél is dolgozik.

Ezért az elméleti levezetéseknél rendesen az ú. n. ortogonális, illetve szabadforgácsolásból indulunk ki és jelentős elhanyagolásokkal igyekszünk a jellemző értékek összefüggéseit megállapítani.

Mind az elméleti, mind pedig a gyakorlati meghatározásnál általában éles különbséget kell tenni a forgácsolt anyagfajták között és így alakult ki, hogy általában eltérő összefüggéseket alkalmazunk az ú. n. folyó forgácsot adó acélok forgácsolásánál fellépő jelenségek, valamint a rideg jellegű öntöttvasak töredezett forgácsot adó jelenségei között.

A két fő anyagfajta, vagyis a szívós jellegű acél és a rideg jellegű öntöttvas közötti különbségek tulajdonképen szintén kísérleti módszer eredményei voltak, mert eleinte a forgácsolásnál alkalmazott elméleti levezetéseknél egyszerűen az anyagnak szakító-, illetőleg nyírószilárdságából indultak ki és nem vették figyelembe a forgács alakulásának előbbi két főcsoportját.

Míg e két fő forgácsfajtára bizonyos kísérletileg meghatározott anyagállandókkal a geometriai és mechanikai összefüggések felírhatók, addig az acéloknál fellépő élrátétes vagy élsisakos harmadik forgácsfajtánál bonyolultsága miatt még nem sikerült idáig jutnunk.

A *második módszer* most már a helyes értelmezésben, figyelembevéve az elméleti eredményeket, tulajdonképen azon alapul, hogy a lehetőséghez képest a forgácsoláskor fellépő változókat igen pontosan igyekeznek meghatározni és emellett kísérleti mérésekkel még az erőhatásokat és a forgácsoló sebességgel kapcsolatos jelenségeket is megállapítják.

A kísérletek végrehajtásánál általában bizonyos ismert mechanikai tulajdonságú anyagok kerülnek felhasználásra, azonban a gyakorlatnak szüksége van eltérő alaptulajdonságú anyagok forgácsolási értékeinek meghatározására is. Ezért az előbb említett kísérleteket ki kell egészíteni még továbbiakkal is, melyeknél mindig csak egyetlen változónak a változtatásával igyekeznek a befolyást megállapítani. Már most annak feltételezésével, hogy a különböző változókra így megállapított helyesbítő tényezők szuperponálhatók, a különböző változók által befolyásolt adatokat is kiszámíthatjuk.

Nem érdektelen a változókkal legalább főbb vonalakban való foglalkozás.

Pl. ha a legegyszerűbb megmunkálási módból, az esztergálásból indulunk ki, akkor az alábbi három csoportba osztott változókat különböztethetjük meg a szerszámmal, a forgácsolási viszonyokkal (feltételekkel) és a munkadarab anyagával kapcsolatban:

1. *Szerszám:*

1. Kialakítása (hét szög és egy sugár), összesen	8
2. Anyaga	1
3. Keménysége	1
4. Élessége, illetve a forgácsolásban résztvevő felületek simasága	1
	11

2. *Forgácsolási viszonyok:*

1. Forgácsolási sebesség	1
2. Forgácskeresztmetszet (fogásmélység × előtolás)	1
3. A fogásmélységnek az előtoláshoz való viszonya, illetve a forgács vastagsága	1
4. A forgácsolásnál használt hűtési viszonyok, illetve hűtőkenőfolyadék, valamint azok fajtái	1
5. A forgácsolásnál fellépő rezgések befolyása	1
	5

3. *A munkadarab anyaga:*

1. Az anyagminőség befolyása az eredő forgácsolóerő három összetevőjére	3
2. Az anyag koptató hatása	1
3. Az anyag szövezetének hatása	1
	5
Összesen:	21

Természetesen a fenti, összesen 21 változó közül nem mindegyik befolyása nagymérvű, azonban bizonyos esetekben még a kisebb befolyással bíró változókat is figyelembe kell vennünk.

A nagyobb befolyással bíró változók közül ki kell emelni a szerszám kialakításánál a γ homlok, ill. forgácsszöget, a $\varkappa$ elhelyezési szöget és végül, ha a fogásmélység nem nagy, akkor az R csúcssugarat az I. csoportból, a forgácsolási sebességet, a forgácsvastagságot és a hűtőkenőfolyadékok befolyását a II. csoportból, a III. csoportból pedig a megmunkálandó anyag mechanikai tulajdonságait, kémiai és bizonyos esetekben szövezeti összetételét.

Tehát a megállapított szabványos késkialakításokhoz képest kísérletileg meghatározzák a fenti főváltozóknak a befolyását. Az így kapott helyesbítő tényezőkkel beszorozzuk az adott kísérleteknél nyert értékeket, hogy ezáltal a gyakorlati forgácsolásnál a fenti változók figyelembevételével a tényleges értékeket megkaphassuk. Az így nyert értékek azonban minden esetben jó közelítésnek tekintendők, mert hiszen azzal a feltevéssel kerülnek meghatározásra, hogy az egyes változók befolyásának kísérleti értékei szuperponálhatók.

A forgácsolásnál fellépő és a gyakorlati munkában szükséges értékeknek a meghatározására tehát két út áll rendelkezésünkre. Az egyik az elméleti összefüggésekből és értékekből való számítás, míg a másik az elméleti összefüggésekre támaszkodó, fent megadott gyakorlati tapasztalati képletek alkalmazása. A gyakorlati élet általában az utóbbi eljárást használja, mert ha kellő körültekintéssel végzett kísérletek értékei állnak rendelkezésre, akkor ez még minden látszólagos pontatlansága mellett is megbízhatóbb eredményt ad, mint a legbonyolultabb és legtöbb változóval dolgozó elméleti számítás.

A továbbiakban igyekezni fogok a két módszer közötti eltérések okaival foglalkozni és evvel kapcsolatban a forgácsolásnál lefolyó jelenségek főbb tulajdonságait ismertetni.

II. A forgácsolásnál fellépő erőhatások elméleti meghatározása és a kísérleti alapon nyert tapasztalati összefüggésekkel való összevetés

A forgácsolásnál fellépő erőhatások elméleti meghatározásával, mint ismeretes, igen behatóan foglalkozott hazai vonalon Rejtő Sándor és ebben az időben elért eredményei a legjelentősebbek közé számítottak. Elméleti elgondolásait kísérletileg is igyekezett alátámasztani és ezek alapján az elméletileg nyert értékeknek a kísérletek alkalmával tapasztalt eltérését kísérleti állandók alkalmazásával hidalta át.

Ez szükségesnek mutatkozott annak ellenére, hogy Rejtő, mint anyagvizsgáló, az anyag mechanikai tulajdonságait igen pontosan és részletesen figyelembevette, azonkívül a késkialakítás geometriai befolyását is a leglelkiismeretesebben igyekezett megállapítani.

Akkoriban (az 1910-es években) azt lehet mondani, hogy a forgácsolás-elmélet még gyermekcipőkben járt és azonkívül a kísérleti berendezések kifejlesztése is nagyrészben csak indulóban volt.

Rejtő kísérleteit általában kis forgácsolási sebességekkel végezte és ezekből vonta le a következtetéseit, kiterjesztve azokat nagyobb sebességekre. Miután akkor a rendelkezésre álló szerszámanyagok nem tették lehetővé, hogy nagyobb forgácsolási sebességek mellett is kísérleteket lehessen végezni, ezért nem tapasztalta a sebességnek a forgácsolási jelenségek lefolyására gyakorlatilag igen lényeges befolyását és ugyancsak ezért nem vehette figyelembe azt, a manapság már jólismert körülményt, mellyel az utóbbi időkben különösen a szovjet kutatók foglalkoztak, hogy a forgácsoláskor keletkezett meleg milyen mértékben gyakorol befolyást a forgácsolási jelenségekre. Ez az oka annak, hogy Rejtőnek az 1910-es években nyert megállapításai a mai megváltozott körülmények mellett már nem alkalmazhatók.

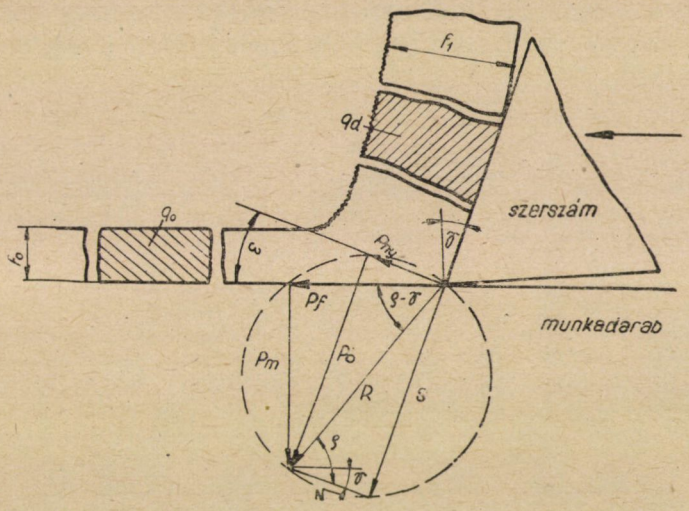
Félreértések elkerülése végett már most ki kell jelentenem, hogy a forgácsolás jelenségeinek elméleti síkon való vizsgálatait egyáltalán nem szabad feleslegesnek tekintenünk és nem szabad azt mondani, hogy egyedül a gyakorlati alapokra felépített kutatások célravezetőek. A kísérleti eredményekkel összhangban haladó kutatások igenis nagy lépésben viszik előre a forgácsolásnál fellépő jelenségek fokozott tisztázását és ezért a fizikai és mechanikai elméletnek a forgácsolási jelenségekre való pontos, a gyakorlati kísérletekkel összhangban álló alkalmazása a legmegbízhatóbb és legcélravezetőbb eredményeket adhatja.

Jelen előadásomban bár nem kívánok részletekbe menni, mégis szükségesnek tartom, hogy legalább az elméleti megállapítások kiindulására szolgáló szabadforgácsolásnál jelenleg használatos összefüggéseket ismertessem (1. ábra).

Itt olyan forgácsolási viszonyokat tételezünk fel, amelynél a szerszám túlér a darabon, tehát csak egyetlenegy forgácsolóél dolgozik és a viszonyokat

sem a mellékél, sem pedig a mellékélnek a főéllel való összeköttetése nem zavarja. Bár az igazság kedvéért meg kell említeni, hogy itt a munkadarab széleinek bizonyos befolyása van magára a forgácsolásra, tehát itt elméletileg csak végtelen hosszú forgácsolószerszám, illetve munkadarab mellett kapnánk meg a tökéletes szabadforgácsolás esetét. A széleken ugyanis a forgácsoláskor fellépő feszültségek miatt az anyag szabadon deformálódhat.

Azonban a gyakorlati vizsgálatok azt mutatják, hogy a forgácsszélek befolyásoló hatása már aránylag kis méretek (12—15 mm munkadarabszélesség)



1. ábra. Az acél forgácsolásánál keletkező folyóforgácsnál ható erőrendszer szabad forgácsolás esetében

mellett is elhanyagolható és az ilymódon leválasztott forgács középrészének vizsgálata már tulajdonképpen a szélek zavaró hatásától mentes eredményt ad.

Az ábrán fontos megfigyelést tehetünk: Az f_0 fogásmélység, illetőleg forgácsvastagság a leválasztás után f_1 értékre fog növekedni, mivel az anyagnak az áthelyeződése az irányosík, illetve a nyírási sík mentén megy végbe. Az ekkor keletkező R eredő forgácsolóerő háromféleképpen is felbontható összetevőire. Ezt a legegyszerűbben úgy végezhetjük el, hogy az R eredő forgácsolóerőre, mint átmérőre, mely a szerszám csúcsából indul ki, kört rajzolunk. Miután a félkörbe írt szögek mindig derékszögek, így a kör megrajzolása után már nem okoz gondot a különféle szempontok szerint végrehajtott összetevőkre való bontás.

A forgácsolási gyakorlatban a szerszám relatív haladási irányába eső erőt (mint pl. esztergálásnál az érintőlegest) P_f főforgácsolóerőnek szokták nevezni és az erre merőleges P_m erőt sárirányú erőnek, illetve esztergálásnál sugárirányú erőnek. Azonban a γ homlok-, illetőleg forgácsszöggel rendelkező szerszámokon fellépő erőt felbonthatjuk még az ω hajlásszögű irányosíkba eső P_{ny} nyíróerőre és az erre merőleges $P_{\ddot{o}}$ nyomóerőre.

Ezenkívül a szerszám homlokfelületén fellépő S súrlódási erő és az erre merőleges N normális irányú erő is szerepel. Az utóbbi a homlokfelületre ható nyomóerőt képviseli.

Ha itt figyelembevesszük azt a körülményt, hogy egyrészt a homlokszögből, valamint az ω irányszögből és a $\varrho = \text{arc tg } \frac{S}{N}$ értékből szabadforgácsolásnál az összes szükséges értékek meghatározhatók, akkor itt a számítás már tulajdonképen geometriai összefüggésekre korlátozódik. Azonban sem az ω irányszög, sem pedig a ϱ súrlódási szög pontos értéke nem fejezhető ki a megmunkálandó anyag mechanikai tulajdonságaiból, pl. a szakítószilárdságból, a nyúlásból stb., mert az ω irányszög változik, pl. a forgácsolási sebesség függvényében is és azonkívül a súrlódási szög szintén befolyásolja több változó függvényében (megmunkáló szerszám anyaga, forgácsvastagság, forgácsoló sebesség stb.).

Bár kétségtelen, hogy mind a ϱ súrlódási szög, mind pedig a $\mu = \frac{S}{N}$ súrlódási tényező függ a megmunkálandó anyag mechanikai tulajdonságaitól, a γ forgácsszögtől, de ugyanazon szilárdsági értékekkel bíró anyagoknál is függ az anyag összetételétől.

Ismeretes ugyanis, hogy a forgácsolásnál fellépő súrlódási tényező egészen más természetű, mint a mechanikából ismert súrlódási tényező. Erre a kérdésre majd a későbbiekben visszatérünk.

Ez a fent körvonalazott elméleti számítás tehát csak akkor használható, ha bizonyos forgácsolási viszonyok mellett előzőleg kísérletileg meghatározzuk az ω irányszöget, a μ súrlódási tényezőt és az anyagra vonatkozó közepes nyírószilárdságot. De nem szabad azt hinnünk, hogy ha adott anyagra, forgácsolási sebességre, forgácsvastagságra ez a meghatározás kísérletileg megtörtént, akkor ez minden esetre felhasználható. Ezek az értékek ugyanis még ugyanazon anyagnál is különböző előtolásoknál, fogásmélységeknél és forgácsolósebességnél bizonyos értékhatárokon belül mindig mások és mások.

III. A forgácsvastagság befolyása a főforgácsolóerőre, illetve a fajlagos forgácsolási ellenállásra

Ha az előző számítási eljárást megvizsgáljuk, akkor abból nem tűnik ki, hogy a főforgácsolóerő, illetve a fajlagos forgácsolási ellenállás, vagyis az 1 mm^2-re eső főforgácsolóerő az adott viszonyok mellett a forgácsvastagságnak a függvénye lenne. A dolgok megvilágítására a kérdéssel kissé részletesebben kell foglalkoznunk.

Ha a forgácsolásnál fellépő, a forgácsolási főmozgás irányába eső, ú. n. P_f főforgácsolási erőt kívánjuk meghatározni, akkor nyilvánvaló, hogy minél nagyobb a forgácsolandó keresztmetszet, annál nagyobb lesz a főforgácsolóerő,

különben változatlan viszonyoknál. Ezeket az ú. n. változatlan viszonyokat hangsúlyoznunk kell, mert ahogy az előbbiekben már megvilágításra került, egyélű szerszámból kiindulva, már eddig mintegy huszonegy változót soroltunk fel.

Téves lenne azonban azt hinni, hogy a főforgácsolóerő csupán a forgácskeresztmetszet függvénye, függetlenül a forgács alakjától, pontosabban a forgács szélességi és vastagsági viszonyaitól. Nyilvánvaló ugyanis, hogy ugyanazt a forgácskeresztmetszetet kapjuk, ha széles és vékony, vagy pedig vastag és keskeny forgácsot választunk le. Mindkét esetben nyilvánvaló, hogy a forgácskeresztmetszet ugyanakkora lehet, azonban a főforgácsolóerő lényegesen különbözni fog.

Az előbbi számítási módnál az eltérés miatt kísérletileg újra meg kell határozni az ω irányszöget, a ϱ súrlódási szöget, mert ezek már nem lesznek azonosak az előbbiekkel és így természetesen a főforgácsolóerőre is más érték adódik.

A kísérletek ugyanis azt mutatták, hogy míg a főforgácsolóerő a fogás szélességével, illetve a fogásmélységgel gyakorlatilag egyenes arányban növekszik, addig a forgács-vastagságnak, illetve az előtolásnak csak 0,75 hatványával:

$$P_f = Ce^{0,75}f \text{ kg}$$

Ebből kiszámíthatjuk, hogy 0,1 × 10, azaz 1 mm² forgácskeresztmetszetnél a főforgácsolóerő 224%-a lesz az 1×1 = 1 mm² forgácskeresztmetszetnek.

Egyes kutatók ugyan kimutatták, hogy az előtolásnak fentemlített hatványkitevője különböző anyagoknál változik, azonban jó közelítéssel mind az acéloknál, mind pedig az öntöttvasaknál elfogadhatjuk, amint ezt a szovjet gyakorlat is alátámasztja.

Azonban forgácsolásnál nem minden alkalommal dolgozunk pontosan négyszög-, illetőleg romboidalakú forgácskeresztmetszettel, mert ez a csúcssugár következtében rendszerint többé-kevésbbé körívvel határolt szabálytalan alakot vesz fel. Ilyen esetekben a bonyolult számítások elkerülésére a legcélszerűbb a közepes forgácsvastagsággal számolni és ilymódon a forgácskeresztmetszetet a közepes forgácsvastagság és a fogásban lévő élvonal szorzata fogja megadni. A fogásban lévő élvonalhossznak a szerszám élének azt a hosszúságát vesszük, amely a megadott előtolás és fogásmélység mellett a szerszámél kialakításától függően az anyaggal érintkezik.

$$P_f = Ce_k^x l^y$$

Ez a képlet ilyen vonatkozásban az előbbi $P_f = Ce^{0,75}f$ képletnek az általánosítása, de ez utóbbi a kísérleti adatok szerint csak bizonyos késkialakí-

tás mellett, éspedig $\varkappa = 45°$ elhelyezési szög és 1,5—2 mm csúcssugár, valamint $\gamma = 15$, illetve 12° homlokszögnél; $\tau = 10$, ill. 15° mellékszögnél; $\alpha = 6$, illetve 8° hátszögnél, acél, illetőleg öntöttvasnál, továbbá gyorsacélszerszámoknál érvényes.

Tehát ha ettől a megadott szabványkés-kialakítástól eltérünk, különösen ami a $\varkappa$ elhelyezési szöget, R csúcssugarat és γ homlokszöget illeti, az előbbi szabványtól eltérő forgácskeresztmetszet-alakot fogunk kapni. Természetesen, ebben az esetben a hatványkitevők is bizonyos mértékű változást szenvedhetnek és ezért itt $x \neq 0{,}75$ és $y \neq 1$ értéket fogunk kapni.

Meg kell azonban jegyeznünk, hogy ilyen fogalmazásban sem fognak az x és y hatványkitevők túlságosan különbözni az előbb megadott értékektől. A képlet általános alakja azonban csak a $\varkappa$ elhelyezési szög és az R csúcssugár, valamint a lényegtelen τ mellékszög befolyását veszi figyelembe. A többi jellemző meg kell, hogy feleljen a szabvány-kialakításnak.

Forgácsolásnál általában a számítás egyszerűsítése végett igen célszerű a fajlagos forgácsolási ellenállás értékével számolni, amely gyakorlatilag az 1 mm^2-re eső főforgácsolóerőnek felel meg. A fentiekből természetszerűleg következik, hogy a fajlagos forgácsolási ellenállás értéke lényegesen függ a forgács vastagságától, illetve az előtolástól. A fenti $P_f = Ce^{0,75}f$ képlet azonban azt mutatja, hogy a fajlagos forgácsolási ellenállás csupán az előtolás értékétől, azaz átvitt értelemben a forgácsvastagságtól függ, ezért jó közelítéssel kimondható, hogy a fajlagos forgácsolási ellenállás és ezen keresztül a főforgácsolóerő csupán a forgácsvastagság függvénye. Itt eltekinthetünk a forgácsoló sebesség befolyásától, mert erre vonatkozólag megbízható számszerű összefüggések még nem állnak rendelkezésre.

Természetesen a fajlagos forgácsolási ellenállásnak ez a meghatározása csak a szabványkivitelre, valamint szabványanyagra érvényes, mert amint akár a késkivitelnél, akár pedig az anyagnál eltérés mutatkozik, akkor helyesbítő tényezők alkalmazására van szükség.

A k fajlagos forgácsolási ellenállás értéke tehát:

$$k = \frac{P_f}{q} = \frac{Ce^{0,75}f}{ef} = \frac{C}{e^{0,25}}$$

Evvel alátámasztásra került az a főtételünk, hogy változatlan anyag, változatlan késkialakítás mellett a fajlagos forgácsolási ellenállás csupán az előtolástól függ, függetlenül a fogásmélységtől és egyúttal a forgácskeresztmetszettől.

De kiegészítésképpen hozzá kell még tennünk, hogy a fajlagos forgácsolási ellenállás ezen meghatározásánál eddig nem vettük figyelembe sem a forgácsolósebesség változását, sem a szerszám anyagát.

IV. A súrlódási tényező, mint a forgácsolási erőhatásokat befolyásoló leglényegesebb tényező

Sorbavéve azokat a tényezőket, amelyeknek a főforgácsolóerőre gyakorolt befolyása a tiszta elméleti számításoknál nem igen szokott szerepelni, a forgácsvastagság után a súrlódási tényező következik.

Már az előzőekben említésre került, hogy a forgácsolásnál fellépő ellenállás legjelentősebb részét acél forgácsolásnál a forgácsnak a szerszám homlokfelületén bekövetkező csúszásából eredő súrlódás képezi. Ki kell emelnünk, hogy az itt fellépő súrlódás merőben különbözik a mechanikából ismert különböző testeknek egymáson való csúszásából származó súrlódástól, mert itt sokkal nagyobb felületi nyomások szerepelnek, mint amelyeket a mechanika a gépszerkesztés szempontjából tárgyal. A mechanikából ismeretes súrlódásnak ugyanis az egyik legfontosabb ismertetőjele, hogy a μ súrlódási tényező száraz súrlódás esetén fémeknél nem lépi túl a 0,24—0,28 értéket.

A forgácsolásnál azonban a μ súrlódási tényező értéke igen tág határok között változik és sokkal nagyobb (0,5—1,5), mint a mechanikában.

A súrlódási tényezőnek ez a nagy értéke azzal magyarázható, hogy a felületi nyomás acél forgácsolásakor a szerszám homlokfelületén olyan nagymértékű, a szakítószilárdságnak esetleg többszöröse, hogy a lemunkált anyag kristályszemcséi behatolnak a szerszám felületének mikroszkópikus méretű egyenlőtlenségeibe, vagyis mint finom fogaskerekek kapcsolódnak egymásba. Azt is mondhatjuk, hogy pillanatnyilag a forgács mozgása meg is áll. A közben leválasztott anyag a forgács előtte lévő részét tolja és mivel a szerszám anyaga bír nagyobb szilárdsággal és keménységgel, az egymásba kapaszkodó fogak a forgácson letöredeznek, lenyomódnak, amint azt a forgácsnak a szerszám homlokfelülete felé eső mindig fényes felülete bizonyítja.

A forgácsolásnál fellépő jelenségek ilyen természetű magyarázata egyszersmind igyekszik azt megvilágítani, hogy a forgácsolásnál fellépő erő miért ingadozik, vagyis miért nem egyenletes.

A súrlódási tényező fentemlített nagymérvű változása legelsősorban az anyag összetételétől függ. A legkisebb súrlódási tényező értékét a könnyen forgácsolható kén-, de különösen az ólomtartalmú csavarautomataacéloknál tapasztalhatjuk. Ezt avval lehet magyarázni, hogy az anyag belsejében lévő finom kén-, illetőleg ólomrészecskék a forgácsolásnál fellépő hőfok következtében megolvadnak és mintegy kenőfolyadékként működnek.

A súrlódási tényezőnek legnagyobb értékei rendesen az igen lágy és szívós anyagoknál, mint pl. a 0,1% széntartalmú szénacéloknál, rozsdamentes acéloknál, nikkelnél, lágy vörösréznél, továbbá az erősen ötvözött nagyszilárdságú acéloknál, mint pl. a Cr—Ni-acéloknál tapasztalhatók.

Kétségtelen, hogy a súrlódási tényező nagy értékre való növekedésében a szerszám anyaga is jelentős szerepet játszik és hogy a leválasztott, valamint a szerszám homlokfelületén lévő szemcsék közötti előbb említett

egymásba-hatolás is fellép. Ezt alátámasztja az a kísérlet, amely a főforgácsolóerő igen nagy eltérését mutatja be, különben teljesen azonos viszonyok között, midőn 1,6 mm falvastagságú vörösrézcsövet 0,028 mm/ford. előtolással egyszer gyorsacél, máskor pedig gyémántszerszámmal esztergálunk. A gyémánttal való esztergálásnál fellépő főforgácsolási erő 122 m/p vágósebességnél 9,5 kg, míg gyorsacélkésnél 51 kg. Ebből látható, hogy különben azonos viszonyoknál csupán a szerszám anyagának megváltoztatásával $^1/_5$-énél kisebb forgácsolóerő lép fel.

Ez a jelenség csak avval magyarázható, hogy míg a leválasztott vörösrézforgács kristályszemcséi bizonyos mértékig be tudnak hatolni a gyorsacélkés szemcséi közé és nagy lesz ennek következtében a súrlódási tényező értéke, addig az igen kemény gyémántszerszám homlokfelületén ez a jelenség nem áll elő, mert a vörösréz szemcséi nem tudnak behatolni a kemény gyémántszerszám homlokfelületének szemcséibe annak ellenére, hogy mindkét szerszám homlokfelületének felületi simasága is közel azonos értékű. Ennek eredményeként a súrlódási tényező gyémántszerszámnál csak mintegy 8-ad-, 10-edrésze lesz a gyorsacélnál az előbbi viszonyok között fellépő súrlódási tényezőnek.

Ez a kísérlet élesen világít bele ebbe a kérdésbe, de kifejezésre kell juttatni azt is, hogy a súrlódási tényező azonkívül még a forgácsolási viszonyoktól is függ, éspedig a forgácsoló sebességtől, valamint a forgácsvastagságtól.

A súrlódási tényezőnek a forgácsvastagságtól való függését az is bizonyítja, hogy, amint ezt már kifejtettük, különböző forgácsvastagságoknál a fajlagos forgácsolási ellenállás értéke különben változatlan viszonyok mellett változik. Ez pedig csak úgy lehetséges, ha megváltozik a súrlódási tényező értéke. Ez kimutatható avval is, hogy az 1. ábrán bemutatott ω irányszög értéke különböző forgácsvastagságoknál, illetve előtolásoknál más és más értéket mutat, amint ezt a kísérlet bizonyítja.

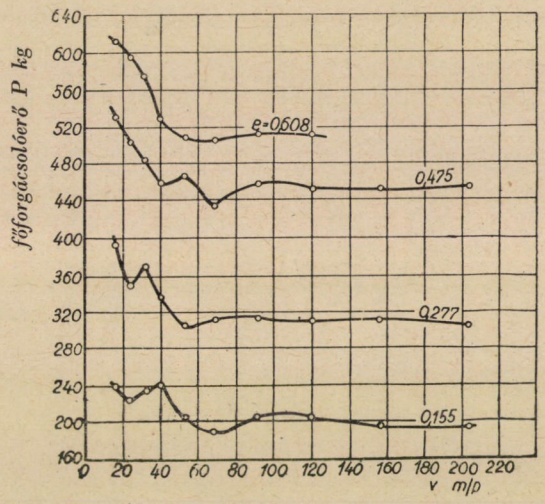
De az ω irányszög nemcsak különböző forgácsvastagságoknál változik, hanem különböző vágósebességeknél is, különben azonos viszonyok mellett. Ez tehát azt bizonyítja, hogy acél forgácsolásánál különböző vágósebességeknél megváltozik a súrlódási tényező és evvel együtt a fajlagos forgácsolási ellenállás is. Evvel a kérdéssel részletesen majd a következő fejezetben foglalkozunk. Itt még csak azt kell megemlítenünk, hogy a súrlódási tényező és ennek következtében a forgácsoláskor fellépő súrlódási erő nem azonos a gyorsacél- és a keményfémszerszámoknál.

V. A főforgácsolóerő és a fajlagos forgácsolási ellenállás változása a vágósebesség függvényében. E változás indokolása a szakítószilárdságnak és a surlódási együtthatónak a hőfok függvényében való változásával

A régi elméleti felfogás szerint a forgácsolási sebességnek nincsen befolyása a forgácsolóerőkre, de az újabb kutatások ezt megdöntötték, bár ezt egyes kutatók ma is kétségbevonják.

Régebben a forgácsolással foglalkozó kutatók kísérleteiknél rendesen kis forgácsolási sebességgel dolgoztak és az így elért kísérleti eredményeket általánosították nagyobb forgácsoló sebességre is, abból kiindulva, hogy a forgácsolási sebességnek nincs befolyása a forgácsolásnál fellépő jelenségekre.

Azonban az újabb kísérletek kimutatják, hogy különben teljesen azonos viszonyoknál történő acélforgácsolásnál, ha csupán a forgácsoló sebességet változtatjuk, lényeges eltéréseket tapasztalhatunk. Nevezetesen e kísérletek azt bizonyítják, hogy a forgácsoló sebesség növelésével mind a P_f főforgácsoló-



2. *ábra.* A főforgácsolóerő változása a forgácsoló sebesség függvényében a Vasipari Kutató Intézet kísérletei szerint 4 különböző előtolás és $f = 4$ mm fogásmélység mellett. Kettős forgácsszög-kiképzésű kés $\gamma_1 = -5°$, $\gamma_2 = +15°$, $\varkappa = 90°$, $\lambda = -5°$, $\alpha = 6°$, $\sigma_b = 73{,}2$ kg/mm², $\sigma_s = 44{,}3$ kg/mm², $H_B = 211$ kg/mm², $\alpha_k = 5{,}75$ mkg/cm², $\delta_{10} = 19{,}4\%$, kontrakció $\psi = 61{,}5\%$; igen jól lágyított szemcsés perlitszövezet : $C = 0{,}95\%$, $Mn = 0{,}38\%$, $Cr = 1{,}64\%$, $Mo = 0{,}17\%$

erő, mind pedig a k fajlagos forgácsolási ellenállás egyideig bizonyos hullámzó jellegű, de később csökkenő értéket mutat, míg azután bizonyos sebességi határon túl állandónak vehető. Meg kell jegyeznünk azonban, hogy evvel kapcsolatban a különböző kutatók gyakran ellentmondó eredményeket értek el.

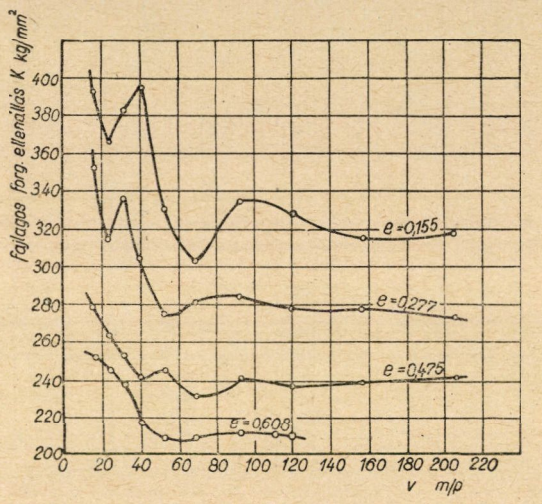
Az is ismeretes, hogy a főforgácsolóerőnek, illetve a fajlagos forgácsolási ellenállásnak bizonyos esetekben fellépő hullámzására rendszerint igen ritkán mutatnak rá.

A Vasipari Kutató Intézetben a Rákosi Mátyás-Művekkel karöltve végeztünk ilyen természetű kísérleteket, mégpedig különböző előtolásnál és forgácsvastagságnál $f = 4$ mm fogásmélység mellett, 73,2 kg/mm² szakítószilárdságú, jól lágyított ötvözött szerkezeti acéloknál. A kísérletek eredményét különböző előtolásoknál a 2. ábra mutatja be.

Ebből láthatjuk, hogy minél kisebb az előtolás és a forgácsvastagság, annál hullámzóbb jellegű ábrát kapunk és annál nagyobb forgácsoló sebesség

szükséges ahhoz, hogy egyenletes forgácsolási viszonyokat kapjunk, vagyis amikor a főforgácsolóerő már a forgácsoló sebességtől független mezőbe kerül.

Ezt még jobban szemlélteti a 3. ábra, amikor már nem a P_f főforgácsolóerőt, hanem a k fajlagos forgácsolási ellenállást ábrázoljuk a forgácsoló sebesség függvényében. Ez az ábra ugyanis világosan mutatja azt az előbb kifejezett tételt, hogy a fajlagos forgácsolási ellenállás a forgácsvastagsággal csökken. E kísérletnél az esztergakés $\varkappa$ elhelyezési szöge 90° volt, amelynek következtében az előtolás értéke a forgácsvastagságnak felelt meg.



3. ábra. A fajlagos forgácsolási ellenállás változása a vágósebesség függvényében a 2. ábra adatai alapján

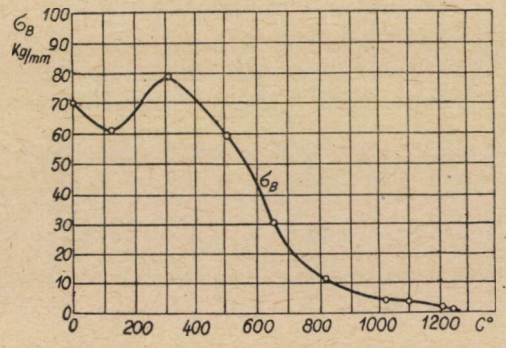
Ez az ábra még világosabban mutatja, hogy minél kisebb a forgácsvastagság, annál hullámzóbb jellegű lesz a fajlagos forgácsolási ellenállás görbéje és annál később érünk el az egyenletes jellegű forgácsolás mezőnyébe.

A fajlagos forgácsolási ellenállásnak ez a változása avval is magyarázható, hogy kisebb forgácsolási sebességnél acél forgácsolásánál a szerszám élén ú. n. élsisak képződik, amikoris nem lehet biztosítani az egyenletes folyóforgácsot, mint amelyet nagyobb forgácsolási sebességeknél az ábra bizonysága szerint kapunk.

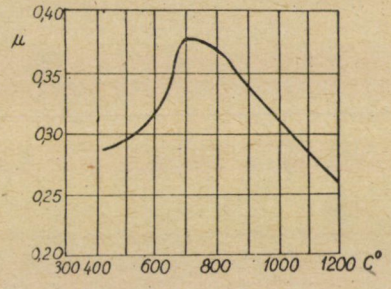
Az újabb forgácsolási kísérletek kimutatták, hogy az élsisak (élrátét)-képződés melletti forgácsolásnál mind a kés homlokfelületéről lefolyó forgácsban, mind a megmunkált felületen igen lényeges keményedés következik be. Ez a jelenség mikrokeménységméréssel kimutatható.

Mivel mind a forgácsnak, mind pedig a megmunkált anyag felületének ez a keményedése élrátétes forgács alakulásánál az anyag eredeti keménységének két-háromszorosára is emelkedhet, tehát nyilvánvaló, hogy ez bizonyos többletteljesítményt kíván meg.

Acél forgácsolásánál a forgácsolási sebesség növekedésével járó jelenségek a fentiekkel ismertetésre kerültek, azonban ezek csak megállapított tények és kísérőjelenségek, de nem adnak magyarázatot a jelenségek ilyen lefolyására. Meg kell jegyeznem, hogy 1950-ben, amikor a kísérleteket végeztük, még nem ismertük a szovjet kutatók által az utóbbi években végzett kísérletek eredmé-



4. ábra. Az acél szakítószilárdságának változása a hőmérséklet függvényében, Martens és Howard kísérletei alapján



5. ábra. A súrlódási tényező változása a hőmérséklet függvényében (0,5—0,48% széntartalmú acélnál)

nyeit, melyek egészen hasonló eredményt mutattak. De tovább tanulmányozva a szovjet kutatók forgácsolással kapcsolatos kísérleteinek irodalmát, olyan adatokra találtunk, amelyek magyarázatul szolgálnak a forgácsolásnál bekövetkező jelenségek ezen változására.

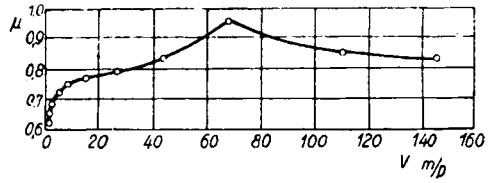
Az eddigiekben a forgácsolásnál lefolyó jelenségeket, mint különböző módon lefolyó erőhatásokat vizsgáltuk, azonban nem volt még szó arról, hogy forgácsoláskor igen jelentős melegfejlődéssel kell számolnunk. Ez a forgácsolási vizsgálatoknál az utóbbi évtizedekben tulajdonképpen már nem ismeretlen, mert hiszen számos kutató foglalkozott e kérdéssel, pl. Uszacsev már 1914-ben is rámutatott kísérleteiben a kérdés fontosságára. Ezért kell tehát a melegnek

a befolyásával is foglalkoznunk és itt emlékezetünkbe kell idézni (4. ábra) az acél szakítószilárdságának változását a hőfok függvényében. De a továbbiakban ugyancsak meg kell említenünk a szovjet kutatók nyomán a súrlódási tényezőnek a hőfok függvényében való változását, mint azt az 5. ábra mutatja, valamint a μ súrlódási tényező változását a forgácsolósebesség függvényében (6. ábra).

Ezekből a megfigyelésekből az alábbi következtetések vonhatók le:

Először is láthatjuk azt, hogy az acél szakítószilárdsága a szobahőmérsékletről kiindulva 120 C°-ig csökken, azután 300 C°-ig emelkedik, mintegy 30%-kal, míg 300 C°-tól felfelé rohamosan csökken.

Az 5. ábrán a súrlódási tényezőnek mechanikai jellegű változását látjuk a hőfok függvényében, amelyből megállapítható, hogy mintegy 400 C°-tól



6. ábra. A súrlódási tényező változása a forgácsolási sebesség függvényében. (Rosenberg.) $H_B = 150$ kg/mm² keménységű acél szabadforgácsolásánál keményfémlapkával. $\gamma = 15°$, $f = 0{,}33$ mm

állandóan emelkedve, mintegy 700 C° körül mutatkozik a görbe legmagasabb pontja, ahonnan kezdve már állandóan csökkenő értéket mutat.

A 6. ábrán a forgácsolásnál fellépő súrlódási tényező értékeit látjuk a forgácsoló sebesség függvényében, bizonyos anyagnál, meghatározott szerszámkialakítás- és előtolás, valamint fogásmélységnél. A görbe először itt is emelkedő jelleget mutat és bizonyos forgácsolási sebesség-értéktől, mintegy 63 m/p-től, kezdve megint csökken.

Ha ezeket a jelenségeket figyelembe vesszük, valamint azt is számításba vesszük, hogy a forgácsolásnál keletkező meleg, illetve hőfok a forgácsolási sebességgel, valamint a forgácsvastagsággal is emelkedik, akkor az alábbi kézenfekvő magyarázatot találhatjuk a fajlagos forgácsolási ellenállásnak a forgácsolási sebesség függvényében a 3. ábrán bemutatott változásaira:

A legfelső görbén, amikor vékony forgáccsal (0,155 mm/ford.) kezdetben kis forgácsoló sebességgel esztergálunk, akkor a fajlagos forgácsolási ellenállás csökkenni fog a forgácsolási sebesség növekedésével olyan mértékben, ahogy ezt a 4. ábrán az acél szakítószilárdságának a hőfok függvényében való változása mutatja. Így kapjuk meg az első mélypontot, amely megfelel a 4. ábrán a 120 C°-os hőmérsékletnek.

A forgácsolási sebesség további növelésével növekszik a keletkező hőfok, de ugyanakkor növekszik, egészen 300 C°-ig az acél szakítószilárdsága is és igy jutunk el a 40 m/p forgácsolási sebességnél tapasztalt legmagasabb ponthoz. A forgácsolási sebesség további növelésével a melegfejlődés is növekszik, de csökken az acél szakítószilárdsága és ennek következtében csökken a fajlagos forgácsolási ellenállás értéke is, mintegy 70 m/p sebességig. Azonban a sebesség további növelésével tovább növekedik a fejlődött meleg, aminek következtében a 6. ábra szerint a növekedő μ súrlódási ellenállás befolyására a forgácsolási ellenállás megint növekedő tendenciát fog mutatni és így érünk a 90—100 m/p forgácsolási sebesség melletti nagyobb értékig.

Ezután a forgácsolási sebesség növelésével már a súrlódási tényező is egyenletesebb szakaszba jut és így kapjuk meg a görbének egyenletes mezőnyét, mintegy 140 m/p forgácsolási sebesség felett.

Ha most a nagyobb előtolás, illetve nagyobb forgácsvastagság melletti görbék lefolyását vizsgáljuk, akkor azt találjuk, hogy a fenti részletesen ismertetett görbéhez képest a lefolyás előbbre tolódik, ami természetes is, mert nagyobb forgácsvastagság mellett nagyobb a terhelés, illetőleg a felvett teljesítmény és ennek következtében nagyobb melegfejlődés lép fel, tehát a jelenség nagyobb sebesség és megnövekedett forgácsvastagság mellett nagyobb hőfokon, vagyis előre tolódva játszódik le. Ez $e = 0{,}608$ mm/ford előtolás-, illetve forgácsvastagságnál már olyan mértékben előretolódik, hogy mintegy 60—70 m/p felett már elérkezünk a forgácsolás egyenletes zónájába.

Azt is meg kell jegyezni, hogy a jelenségeknek most ismertetett lefolyása azért került csak az utóbbi időkben ismertetésre, mert addig, amíg a gépipar csak gyorsacél-szerszámokkal dolgozott, vagyis 20—30 m/p forgácsolási sebességi értékekkel, addig ez a kérdés nem volt fontos, mert hiszen a gyorsacélszerszám nem engedte meg a nagyobb sebességgel való munkát. De amikor manapság már minden vonalon a keményfémekkel végzett gyorsított forgácsolásra tértünk át, ahol a gyorsacélhoz viszonyítva 6—8-szoros sebességgel dolgozunk, nagy fontossággal bír e jelenségek ismerete, mivel a gyorsforgácsolásnál fellépő jelenségek éppen evvel magyarázhatók.

Ezek szolgálnak magyarázatul arra, hogy az acél gyorsított forgácsolásánál az eddigi gyorsacélnál szokásos 20—30 m/p forgácsolási sebességi értékekről a kisebb forgácsvastagságoknál 130—170 m/p sebességig, míg a forgácsvastagság növelésével fokozatosan csökkenőleg 60—90 m/p sebességig kell felmenni, hogy az egyenletes forgácsolási viszonyokat biztosító mezőnyben dolgozhassunk és a közbeeső igen változó és bizonytalan jellegű forgácsolási jelenségeket kikapcsolhassuk.

Végül meg kell jegyeznünk, hogy a 2. és a 3. ábrán bemutatott főforgácsolási erőnek és a fajlagos forgácsolási ellenállásnak a forgácsolási sebesség függvényébeni változása $\gamma = 0°$-tól kb. $-5°$-ig terjedő késkialakításoknál

tapasztalható. Ez a gyakorlati követelményeknek meg is felel, mert acéloknak keményfémmel való gyorsforgácsolásánál ilyen forgácsszög-értékek szerepelnek.

Ha azonban a gyorsacél-gyakorlatban szokásos $\gamma = +15°$ forgácsszöggel végzünk kísérleteket, akkor nem kapunk olyan nagymértékű eltéréseket, mint a 2. és 3. ábrán tapasztaltak.

A keményfémmel végzett gyorsforgácsolásnál szokásos az ú. n. kettős homlokszög- (forgácsszög) kiképzés, amikor is a kés élénél az előtolás másfélszereséig $\gamma_1 = -3—5°$-os negatív élszalagot alkalmazunk és utána következik a másodlagos *forgácsszög* : $\gamma_2 = +15°$. Ilyen kiképzés mellett a főforgácsolóerő és a fajlagos forgácsolási ellenállás értéke kedvezőbb lesz, mintha tiszta negatív forgácsszög-kiképzést alkalmaznánk.

A fentiek magyarázatul szolgálnak arra, hogy az elméleti számítási módszereknél miért kell a különböző forgácsolási sebességekre és előtolásokra a számítás alapját képező ω irányszöget és μ súrlódási tényezőt külön-külön meghatározni és miért nem lehet a számítást általánosítani.

VI. Az éltartam és az alkalmazható forgácsolási sebesség és változóinak meghatározása

Az előzőkben a forgácsolásnál fellépő erőhatással foglalkoztunk, azonban mind a forgácsolási megmunkálás termelékenysége, vagyis az időben való lefolyása, mind pedig a szükséges teljesítmény megállapítása miatt foglalkoznunk kell a forgácsolási sebesség értékével is.

Általában annak, hogy valamilyen forgácsolószerszám milyen sebességgel dolgozhat, a megmunkálás alkalmával fellépő hőhatás és a mechanikai, legnagyobbrészt súrlódásból eredő, koptató hatás szab határt. Mivel a gépi megmunkálásnál arra törekedünk, hogy idejét a termelékenység növelése érdekében lehetőleg rövid időre szorítsuk le, ezért igyekszünk a lehetőséghez képest nagy forgácsolási sebességgel dolgozni.

A forgácsolásnál fellépő hő- és mechanikai igénybevétel azonban olyan nagy, hogy a szerszám azt csak bizonyos ideig bírja ki, mert időközben annyira elhasználódik, eléletlenedik, hogy újból meg kell köszörülni. Azt az időt, — percekben kifejezve —, amelyet bizonyos forgácsolási viszonyok mellett bizonyos anyagon, bizonyos szerszám két köszörülés között kibír, *éltartamnak*, illetve általános kifejezéssel, mely mindenféle szerszámra, még az éllel nem bíróra is érvényes, *kopástartamnak* nevezzük. Azt a forgácsolási sebességet, amely az előbbi viszonyok mellett elérhető *éltartamnak*, illetve *kopástartamnak* felel meg, alkalmazható forgácsolási sebességnek, illetve a megadott körülmények között az éltartam idejének megfelelő forgácsoló sebességnek nevezzük.

Az éltartamra és az alkalmazható forgácsolási sebességre most már az időnek és a sebességnek, mint változónak kikapcsolása után, a következő tényezők bírnak befolyással :

1. a megmunkálandó anyag fizikai és mechanikai tulajdonságai és összetétele ;
2. a kés anyaga ;
3. a fogásmélység és az előtolás ;
4. a kés alkalmazási, felhasználási módja, mint nagyoló, oldalazó, beszúró, stb. kés ;
5. a kés geometriai kialakítása (szögek, csúcssugár, stb.) ;
6. a kés méretei (szárkeresztmetszet, stb.) ;
7. a hűtési viszonyok (hűtőkenőfolyadékkal, vagy szárazon) ;
8. a szerszám és munkadarab rezgése ;
9. a munkaközbeni megszakítások ;
10. a szerszám dolgozó felületének simasága.

Amennyiben a fent felsorolt tényezők nem változnak és csupán a forgácsoló sebesség és ennek következtében az éltartam változásával vagy fordítva, kell számolnunk, akkor a következő gyakorlati összefüggés kerülhet megállapításra :

$$v_1 T_1^m = v_2 T_2^m = \text{állandó},$$

amelyből

$$v_2 = v_1 \left(\frac{T_1}{T_2}\right)^m$$

Miután ez a gyakorlati összefüggés, mint látjuk, exponenciális jellegű, v és T összefüggését a gyakorlatban kettős logaritmikus skálán szokás ábrázolni, mikoris m értékének megfelelő hajlásszöggel bíró egyenest fogunk kapni.

Meg kell jegyeznem, hogy m értéke főleg a megmunkált anyagtól, a megmunkálási körülményektől és a szerszám anyagától függ és 0,10—0,25 értékek között szokott gyakorlatilag váltakozni, ahol a kisebb érték gyorsacélra, a nagyobb érték pedig keményfémre vonatkozik.

Ha a fenti képletet vizsgálat alá vesszük, akkor azt láthatjuk, hogy az állandó értéke tulajdonképen megegyezik a kérdéses forgácsolási körülmények mellett az egyperces éltartamnál alkalmazható forgácsolási sebességgel.

A fent adott képletet annyira általánosságban használják forgácsolásnál, hogy ezt nemcsak esztergálásnál, hanem marásnál, fúrásnál, köszörülésnél, stb. is alkalmazhatjuk.

Miután az előzőkben már kifejezésre került, hogy az éltartam és az alkalmazható forgácsolási sebesség mennyi változónak a függvénye és mivel a jelen keretek között nincs meg a lehetőség arra, hogy minden egyes változó befolyásával külön foglalkozzunk, azért az alkalmazható forgácsoló sebességnek kísérletileg megállapított általános képletét adom meg, mely a következő :

$$v = \frac{C F^{p_v} R^{u_v} K_{sz} K_m K_h}{T^m f^{x_v} c^{y_v} x^{c_v} K_a^{n_v}} \; m/p,$$

ahol :

C az adott anyagra és a munkamódszerre (nagyolás, simítás, stb.) jellemző állandó ;
F a kés szárkeresztmetszete (mm^2) ;
R a csúcssugár (mm) ;
K_{sz} a szerszám acélanyagát jellemző állandó ;
K_m a munkadaràb felületét jellemző állandó ;
K_h a hűtést jellemző állandó ;
T az éltartam (perc) ;
f a fogásmélység (mm) ;
e az előtolás (mm/ford) ;
$\varkappa$ az elhelyezési szög °-ban ;
K_a a megmunkált anyag jellemző állandója ;
p_v, u_v, m, x_v, y_v, c_v, n_v hatványkitevők.

De még mindig találhatunk több olyan tényezőt, amely szintén befolyásolja a szerszám éltartamát, illetve az alkalmazható forgácsolási sebességet. Ezek közé lehet sorolni a megmunkált anyagban lévő kemény záródmányokat, a szerszám forgácsolófelületének ki nem elégítő simaságát, továbbá a gép, szerszám, stb. ki nem elégítő merevségét, amely rezgésekre vezet.

A fenti képletben szereplő változók befolyását a gyakorlatban mind kísérletileg állapítják meg és ily módon a befolyást állandóval, vagy pedig tizedestört-kitevőjű hatvánnyal vesszük a fenti képletben tekintetbe.

A gyakorlat számára azonban a fent kialakított képlet igen bonyolult és ezért bizonyos meghatározott munkaviszonyok között, valamint szabványosított szerszámnál, például gyorsacélszerszámoknál, a 60 perces éltartamhoz tartozó forgácsolási sebességgel dolgozunk, mint vonatkoztatási alappal. Az alábbi egyszerűsített alakú képletet használjuk :

$$v_{60} = \frac{C_v}{f^{x_v} e^{y_v}} \text{ m/perc}$$

De még ennél az egyszerűsített képletnél is sok változót kell figyelembe vennünk és ez a C_v állandónak módosító tényezővel való szorzásával, illetve az x_v és y_v hatványkitevő kellő megválasztásával történik. Erre szolgáljon például az alábbi : $\sigma_b = 75$ kg/mm² szénacélnak hűtéssel való megmunkálásánál, kéregnélküli munkadarabnál, sík homlokfelületű RFI, illetőleg EI 262 típusú gyorsacélból (megfelel a hazai szabvány szerint G 370 típusnak) készült 20×30 késszár keresztmetszetű, $\varkappa = 45°$ elhelyezési szögű, $R = 2$ mm csúcssugarú késsel $T = 60$ perces éltartósság mellett a képletet a következőképpen írhatjuk fel egyszerűsített formában :

$$e \leq 0{,}25 \text{ mm/ford-nál}$$

$$v_{60} = \frac{49{,}9}{f^{0{,}25} e^{0{,}33}} \text{ m/perc,}$$

$e > 0{,}25$ mm/ford-nál

$$v_{60} = \frac{31{,}6}{f^{0{,}25}\, e^{0{,}66}} \text{ m/perc}$$

Mint már ismeretes, ezek a képletek acélnak gyorsacéllal való forgácsolásánál alkalmazhatók. De igen jól kifejezésre jut a szerszám befolyásának változása, ha ugyanezeket a képleteket keményfémmel történő forgácsolásra írjuk fel.

A hazai gyakorlat keményfémnél a 150 perces éltartamot fogadta el vonatkozási alapul, az eredeti Sz. Sz. M. előírásának 90 perces éltartamával szemben és így szabványos kialakítású szerszámoknál, ha
$e \leq 0{,}3$ mm/ford, akkor

$$v_{150} = \frac{155}{f^{0{,}18}\, e^{0{,}2}} \text{ m/perc,}$$

ha $e > 0{,}3$ mm/ford, akkor

$$v_{150} = \frac{129}{f^{0{,}18}\, e^{0{,}35}} \text{ m/perc}$$

Ezek a képletek egymás mellé állítva, szemléltetően mutatják, hogy a szerszám anyagának milyen döntő befolyása van az alkalmazható forgácsoló sebességre. Látható, hogy a számlálóban lévő állandó, mely mind a szerszám, mind a munkadarab anyagára jellemző, figyelmen kívül hagyva a késkialakítás befolyását, keményfémnél, kis forgácsvastagságoknál a gyorsacélhoz képest mintegy háromszoros, míg nagyobb forgácsvastagságoknál mintegy négyszeres. De a szerszám hővezető képessége és a forgácsnak a szerszám homlokfelületén való súrlódási tényezője az e előtolás és az f fogásmélység hatványkitevőire befolyással bírnak, mely erősen különbözik a keményfémnél a gyorsacélhoz képest.

A 3. ábrán bemutatott erőhullámzás hatását a képletek, mint látható, oly módon veszik figyelembe, hogy bizonyos előtolásnál, illetve forgácsvastagságnál a számlálóban lévő állandó és a nevezőben lévő hatványkitevő megváltozik. Ha tekintetbe vesszük, hogy a képletek $\varkappa = 45°$ elhelyezési szöggel bíró késre vonatkoznak, akkor gyorsacélnál $e = 0{,}25$ mm/ford előtolásnak 0,175 mm-es forgácsvastagság (e sin 45°) és keményfémnél $e = 0{,}30$ mm/fordnak 0,21 mm felel meg.

A teljesség kedvéért meg kell még jegyeznünk, hogy az éltartam megállapításának előírása is megváltozott az újabb kutatások eredményeképen. Ugyanis a régi gyorsacélgyakorlatban a kés élének tönkremenetelét a munkadarabon megjelenő fényes csík (Schlesinger-kritérium) határozta meg. Keményfémnél azonban a késél tönkremenetele egészen más körülmények mellett megy végbe, ezért ma már egységesen a hátkopás megengedett mértékét veszik figyelembe az éltartam meghatározásánál, pl. 0,8—1 mm-es hátkopás és hasonlóképen.

A gyorsacél és a keményfém közötti eltéréseknél ki kell emelni még azt is, hogy míg gyorsacélnál a

$$vT^m = C$$

törvényszerűség 1 és 100 perc között meglehetősen szabályosan viselkedik, addig keményfémnél kis forgácsolási sebességeknél már a kettős logaritmikus ábrázolásnál nem kapunk törésmentes egyenest, hanem bizonyos sebességnél törés van és az egyenes mintegy visszafelé fordul. Ennek az a következménye, hogy a forgácsolási sebesség csökkenésével, ahelyett, hogy az éltartam növekedne, még csökkenni is fog. Vagyis bizonyos éltartamon túl már az éltartamértékekhez két forgácsoló sebességi érték, egy kisebb és egy nagyobb tartozik. Meg kell jegyezni, hogy míg gyorsacélnál m értéke 0,1—0,125 érték között van, addig keményfémnél $m = 0{,}2$.

A fentiek alapján láthatjuk, hogy a valóságban azért, hogy a gyakorlatnak megfelelő pontossággal adhassuk meg az alkalmazható forgácsoló sebesség értékeit, milyen bonyolult és milyen sok változót tartalmazó összefüggéseket kell figyelembevenni. Ezért a mai gyakorlat legnagyobbrészt a fenti meglehetősen szűk korlátok közé szorított tapasztalati képletekkel tud legeredményesebben dolgozni. Ennek ellenére vannak bizonyos elgondolások, ahol elméleti alapon igyekeznek az alkalmazható forgácsoló sebességet megállapítani, azonban ezek a gyakorlatban sokkal kevésbbé használhatók fel, mint az előbbiek és szórásuk is jelentősen nagyobb.

Az ilyen elgondolások alapján felépített képleteknél az a legkézenfekvőbb, hogy a számítás a szerszám fogásban lévő élvonalának egységére eső forgácskeresztmetszeti terheléséből indul ki. Itt bonyolultabb késkialakításoknál, illetve mikor a csúcssugár következtében a romboidalakú forgácskeresztmetszettől jelentős eltérés mutatkozik, a közepes forgácsvastagság alapján kell a számítást elvégezni. Ez gyakorlatban azt jelenti, hogy az éltartam és az alkalmazható forgácsolási sebesség meghatározásánál tulajdonképpen bizonyos mértékig a fogásmélységnek a befolyását elhanyagoljuk. Ezt némileg alátámasztják a fenti képletek is, ahol a fogásmélység hatványkitevője gyorsacélnál 0,25, keményfémnél 0,18.

Ez a képlet tehát tulajdonképen a fogásban lévő élvonal egységére eső közepes forgácskeresztmetszeti terhelésből, vagyis másszóval a fejlődő melegből határozza meg az éltartamot és az alkalmazható forgácsolási sebességet.

Az alkalmazható forgácsolási sebesség meghatározásánál a legnagyobb eltérést a gyakorlatban az anyag minőségében bekövetkező keménységi változások okozzák. Ez a nehézség kirívóan mutatkozik az éltartam-méréseknél is. Ismeretes, ha nem is vesszük figyelembe a munkadarab nyúlásából és folyáshatárából következő éltartameltéréseket és ugyanazon vágósebességnél és természetesen acél forgácsolásánál csak a szakítószilárdság befolyását vesszük

figyelembe, akkor a nagyobb szilárdsággal bíró acéloknak keményfémmel való esztergálásánál az alkalmazható forgácsolási sebesség a kiindulási szakítószilárdsági alaphoz viszonyítva a szakítószilárdságok közötti viszonyszám 1,5 hatványával változik. Tehát a helyesbítő tényező:

$$K_v = \left(\frac{\sigma_b}{\sigma_b'}\right)^{1,5} = \left(\frac{75}{\sigma_b'}\right)^{1,5}$$

Mivel keményfémmel való esztergálásnál az alkalmazható forgácsolási sebesség és az éltartam között 5-ik hatványos összefüggés van, tehát éltartammáréskor a kapott értékek a megváltozott anyagminőségnél $5 \cdot 1,5 = 7,5$ hatványkitevő szerint változnak. Ez gyakorlatilag azt jelenti, hogy ha a kísérleti anyag szakítószilárdsága esztergáláskor a kiinduláshoz képest csak 1%-kal változik, akkor már 8%-kal eltérő éltartammérési érték adódik.

A hazai mérési gyakorlatban használatos anyagoknál, pl. közepesen 80 kg/mm² szakítószilárdságnál kereken 30 Brinell-keménységi fok, vagyis 10 kg/mm² különbséget is mértünk a kísérleti acéltömböknél, ami 12,5%-os szilárdsági eltérést, míg az éltartammérésben 142%-os eltérést okozhat.

Ez a magyarázata annak, hogy a szovjet előírások szerint, az éltartamméréseknél használt acéltömböknél nem engedhető meg $H_{Brinell} = 10$ kg/mm²-nél, azaz 3,4 kg/mm² szakítószilárdságnál nagyobb eltérés, ami megint 80 kg/mm² kiindulási szakítószilárdságot számítva, az éltartamban mindössze 34%-os eltérést enged meg. Ez az előírás azt kívánja, hogy az acélmű a forgácsolási éltartammérésekhez mintegy 350 mm ∅-jű és 2000 mm hosszú olyan acéltömböket szállítson, melyeknél az egész hosszban és keresztmetszetben a legnagyobb eltérés nem haladja meg a $H_B = 10$ kg/mm² értéket. Erre a feladatra acélműveink, sajnos, még nem vállalkoztak. A nem kellő egyenletességgel bíró kísérleti anyagok pedig azt jelentik, hogy a forgácsolási éltartamméréseknél sokkal több mérést kell elvégezni, és azoknak a középértékéből kell az adatokat meghatározmi, hogy a valóságnak jobban megfelelő értékeket kaphassunk.

A meg nem felelő anyagminőség igen megnöveli a kísérletek időtartamát, valamint az elforgácsolásra kerülő anyagmennyiséget is. Ezért nem tartozik a ritkaságok közé, hogy valamely fontosabb éltartammérésnél esetleg egy tonna anyagot is el kell forgácsolni, hogy megfelelő mérési eredményeket kaphassunk.

Eddig csak az elforgácsolásra szánt kísérleti anyag inhomogénitásával foglalkoztunk és nem tértünk ki a szerszámnak a hőkezelésnél és egyéb készítési műveleteinél felléphető hibáira, melyek szintén befolyással bírnak az éltartamra és így nem csodálkozhatunk, ha kedvezőtlen esetben a méréseknél 300%-os eltérések is napvilágot látnak. E kérdéseknek részletes fejtegetésére azonban itt nem kívánok kitérni.

VII. A szerszám élén keletkező hőfok meghatározása és az éltartam meghatározására kapott összefüggéssel való kapcsolata

Az előzőekben kifejtettek alapján további láncszemként a forgácsolásnál jelentkező hőhatásokkal kell foglalkoznunk.

Forgácsolásnál a fellépő igen nagymértékű maradó alakváltozás, valamint a szerszám és a forgács, illetve a munkadarab között fellépő súrlódás következtében igen jelentős meleg fejlődik. Maradó alakváltozáskor a munkadarab anyagának kristályelrendeződésében is súrlódás lép fel, de eltérően a szerszám és a forgács, valamint a munkadarab közötti, ú. n. külső súrlódástól, ezt belső súrlódásnak lehet nevezni.

A teljesség kedvéért meg kell még említeni, hogy a maradó alakváltozás bekövetkezése előtt rugalmas alakváltozás lép fel, azonban ennek jelentősége a nagymértékű maradó alakváltozás mellett annyira kicsi, hogy elhanyagolható.

Anélkül, hogy e kérdés elméleti vizsgálatával részletesen foglalkoznánk, rá kell mutatnom, hogy a szovjet kutatók a szerszám forgácsolóéle körül bekövetkező alakváltozások következtében az él körül jelölik meg az egyes hőzónákat, evvel szemben egyes nyugati kutatók az iránysíkba helyezik a maradó alakváltozás alkalmával fellépő melegfejlődést és nem veszik figyelembe az él alatt az anyagban végbemenő alakváltozást. Ilyen feltételek mellett dolgoztak ki elméleti számítási eljárást.

Ez is arra világít rá, hogy az igen sok változó miatt az elméleti levezetésekben kénytelenek a számítás elvégezhetősége miatt olyan egyszerűsítéseket tenni, amelyek a kapott eredményeket eleve bizonyos mértékig kétségessé teszik.

Trigger és Chao a forgácsolásnál fellépő alakváltozásból származó meleget az iránysíkban képzelt hőforrás alapján veszik figyelembe. Így a keletkező hőfokot oly módon határozták meg, hogy a forgácsolásra fordított összes teljesítményből 10% marad a munkadarabban és ebből levonják a súrlódásra fordított teljesítményt. Ekkor lágyított acélnál ennek a mennyiségnek 87,5%-a megy át meleg formájában a forgácsba. Az így meghatározott hőfokhoz hozzáadják a forgácsoláskor a szerszám és homlokfelülete és a forgács közötti súrlódásból keletkező meleget, figyelembevéve a szerszámok hővezetőképességét, valamint a forgács és a szerszám közötti érintkezési felületet. Az egész számítás meglehetősen bonyolult és emellett még kénytelenek jelentős elhanyagolásokat is tenni.

A fenti alapelvek szerint levezetett elméleti számításokat kísérletekkel ellenőrízték, azonban a számított értékek kis forgácsoló sebességeknél 30 m/p körül mintegy 17%-kal voltak nagyobbak, mint a természetes hőelemmel (munkadarab—szerszám) mért értékek. Az eltérések állandóan csökkenő jelleget mutatnak, mert 180 m/p forgácsoló sebességnél a mért érték már csak 1,5%-kal volt kisebb a számítottnál. A kísérletek acélnak keményfémkéssel való forgácsolására vonatkoznak.

A szovjet kutatók közül különösen Danielján foglalkozott igen részletesen a különböző változóknak a forgácsolásnál keletkező hőfokokra gyakorolt befolyásával. Mint látni fogjuk, kísérletei a változók túlnyomó részének vizsgálatára terjedtek ki. Sorbavette ugyanis a következő változóknak a szerszám és a forgács közötti hőfokra gyakorolt befolyását: a v m/p vágósebesség; az e mm/ford előtolás; az f mm fogásmélység: a $\varkappa$ elhelyezési szög; az $\frac{f}{e}$ fogásmélység és az előtolás viszonya; R mm csúcssugár és az F mm² késszárkeresztmetszet.

Ezeket vizsgálta CrNi 15.69 k acélnak esztergálásánál és egyenként megállapította a forgácsolásnál keletkező Θ C° közepes szerszám- és forgácshőfokra gyakorolt befolyásukat. Az egyszerűség kedvéért itt csupán az összes változók egyesített képletét közöljük Danielján kísérletei összefoglalásaként:

$$\Theta = \frac{C_\Theta v^{0,4} e^{0,24} f^{0,1} \sin^{0,26}}{\left(\frac{f}{e}\right)^{0,09} R^{0,11} F^{0,06}} \text{ C°}$$

E képletben a C_Θ kísérletileg meghatározandó állandó, mely a megmunkálandó anyagtól és a szerszám anyagától függ. Azonban gyakorlati célokra szabványosított késkialakításnál, meghatározott $\varkappa$ elhelyezési szög, R csúcssugár és F késszárkeresztmetszet esetén ugyancsak az $\frac{f}{e}$ viszony kikapcsolásával, mivel a képletben mind f, mind e úgyis szerepel és különben is a befolyás elég kismértékű, az alábbi egyszerűsített képlet érvényes gyorsacélszerszámra, CrNi 15.69k jelű acél esztergálásánál:

$$\Theta = 148{,}8 \cdot v^{0,4} e^{0,24} f^{0,1} \text{ C°}$$

Ennek alapján megállapítható, hogy $v = 20$ m/p forgácsolósebesség, $e = 0{,}5$ mm/ford előtolás, $f = 5$ mm fogásmélység esetén a szerszám és a forgács közötti közepes hőfok:

$$\Theta = 148{,}8 \cdot 20^{0,4}\, 0{,}5^{0,24}\, 5^{0,1} = 493 \text{ C°}$$

Nem szabad azonban figyelmen kívül hagyni, hogy ez a kísérletileg megállapított gyakorlati összefüggés csak a megadott acélanyagnál és a szabvány szerint kialakított gyorsacélszerszámnál ad használható értéket. (Sajnos, a rendelkezésünkre álló könyv, amely Danielján kísérleteinek rövidített összefoglalását adja, nem tér ki a késadatokra és így azokat szabványos $\varkappa = 45°$-nak, $R = 1{,}5-2$ mm-nek és $\gamma = 15°$-nak stb. lehet feltételezni.)

Ha ugyanis a keményfémnél használatos $v = 120$ m/p vágósebesség mellett különben változatlan előtolásnál és fogásmélységnél alkalmazzuk a

képletet, akkor 1000 C°-ot kapunk, amely már nagynak látszik és szénszerszámacélkéseknél különben változatlan adatok mellett $v = 8$ m/p vágósebességnél $\Theta = 342$ C°-ot kapunk, amely szintén nagyértékűnek látszik.

Érdekes még megemlíteni, hogy ha Danielján képletét alkalmazzuk a Trigger és Chao által mért hőfokra, a kísérleteknél szereplő $v = 91{,}5$ m/p vágósebesség, $e = 0{,}25$ mm/ford előtolás és $f = 2{,}54$ mm fogásmélység esetére, akkor 713 C° közepes szerszámhőfokot kapunk a mért 705 C°-kal szemben. Ezt jó egyezésnek lehetne tekinteni, de nem szabad figyelmen kívül hagyni, hogy ezen utóbbi esetben a szerszámanyag keményfém, $\varkappa = 90°$ és $\gamma = 4°$ volt, tehát az eltérések bizonyos mértékig kiegyenlítették egymást és így nem azonos alap mellett jött ki a közel egyező eredmény.

Végül vizsgáljuk meg, hogy az alkalmazható vágósebesség, illetve az éltartam képlete hogyan függ össze az előbbi hőmérsékletképlettel. Ha a

$$\Theta = 148{,}8\, v^{0{,}4}\, e^{0{,}24}\, f^{0{,}1}$$

képletet a v forgácsolási sebességre oldjuk meg, akkor a

$$v = \frac{\Theta^{2{,}5}}{148{,}8^{2{,}5}\, e^{0{,}6}\, f^{0{,}25}} = \frac{C}{e^{0{,}6}\, f^{0{,}25}}$$

összefüggést kapjuk, ahol Θ-t és az állandót összevonva, C állandóval helyettesítjük be. Ez pedig alig különbözik a $\sigma_b \doteq 75$ kg/mm²-es acélnak gyorsacélkéssel való esztergálásra vonatkozó képletétől, $e > 0{,}3$ mm/ford-nál, amely, amint már láttuk,

$$v_{60} = \frac{31{,}6}{e^{0{,}66}\, f^{0{,}25}}$$

értéket ad.

Ez annyival inkább azonosnak vehető, mert Danielján kísérleteit $e > 0{,}5$ mm/ford előtolással végezte.

Ez az igen érdekes összefüggés azonban csak a megadott anyagra és gyorsacélszerszámra derít világosságot, mert a további részletes vizsgálatoknál valószínűleg ugyancsak kimutatható volna, hogy a hőmérséklet meghatározásánál is más a kifejezés kis forgácsvastagságnál és előtolásnál, mint az már kifejezésre jutott az alkalmazható forgácsolósebesség képleténél.

Ugyancsak más összefüggések adódnak, ha nem gyorsacélszerszámról van szó, mint azt a keményfémnél alkalmazható forgácsolósebesség képletei bizonyítják, melyeknél, mint láttuk, egészen más hatványkitevő értékek szerepelnek. De még jobban rámutat erre az eltérésre az a már említett példa, amidőn gyémántkéssel vörösrezet esztergálunk, ahol a teljesítményfelvétel kb. $^1/_5$ lesz a gyorsacélkéshez képest és nyilvánvaló, hogy ekkor a fejlődő meleg, valamint a szerszám és forgács érintkezési felületei közötti hőfok is jelentősen kisebb lesz.

Végül rá kell mutatnom arra és erősen ki kell hangsúlyoznom, hogy az előzőkben ismertetett hőmérséklet mindig az ú. n. közepes forgácsolási hőmérséklet, vagy másképen a szerszám és forgács érintkező felületei közötti közepes hőmérséklet acél esztergálásánál. Ha pl. öntöttvasat esztergálunk, akkor egészen mások lesznek a viszonyok, akkor ugyanis nem lép fel az előzőkbeni folyóforgácsnak a szerszám homlokfelületén történő erős súrlódó és az abból származó igen erős melegítő hatása.

Öntöttvasnál a munkadarab anyagának hátfelületen való surlódása adja a nagyobb hőmérsékleti forrást. Az öntöttvasnak szegmensalakú, illetve töredezett forgácsképződése mind kísérletileg, mind elméletileg, egyelőre még jóval kevésbbé megfogható, mint az acél forgácsolásánál fellépő folyóforgács. Ezért a kutatóknak még igen sok munkára van szükségük, hogy ezekre a kérdésekre öntöttvasnál is legalább oly mértékben fényt derítsenek, mint ahogy ezt acélra vonatkozólag fent ismertettük.

Nem tévesztendő szem elől még az a probléma sem, amit a szerszám felületén való hőfokeloszlás jelent, vagyis, hogy milyen mélységig terjed ez az előbbiekben tárgyalt közepes hőfok, melyet az ú. n. természetes hőelem-módszerrel mérnek a kísérleteknél. Ekkor a hőelem egyik tagja a szerszám, míg a másik maga a megmunkálandó anyag.

Szovjet kutatók kiderítették, hogy pl. már a szerszám homlokfelülete alatt 0,5 mm-re is igen erősen csökken a hőfok és ez a csökkenés a homlokfelülettől távolabb mindig növekszik.

Egészen más lesz azonban a helyzet, ha a szerszám homlokfelületének legfelső parányi rétegeiben vizsgáljuk meg a hőmérsékletet. Egyes nyugati kutatók vizsgálatokat végeztek és megállapították, hogy kenési kísérleteknél, határértékek meghatározásánál — mikor fémes érintkezés áll elő, a csapágy és a csap legfelső érintkező felületeiben 1000 C° fölé is emelkedik a hőmérséklet.

Igen szellemes módszert találtak ki a legfelső homlokfelületi rétegekben fellépő hőfokok vizsgálására a szovjet kutatók, élükön Kosztyeckij-jel. Kimutatták ugyanis, hogy ha gyorsacélkéssel acélt esztergáltak mintegy 8 m/p vágósebességgel és metallográfiai úton vizsgálták a szerszám homlokfelületét, ahol az az acél esztergálásánál a forgáccsal érintkezik és ahol a kráterképződés áll elő, hogy milyen elváltozások mutatkoznak. Azt tapasztalták, hogy a gyorsacélszerszámnál olyan szövezeti (strukturális) változás mutatható ki, mely 825 C° feletti hőmérsékletre enged következtetni.

Evvel a módszerrel ki lehet jelölni azokat a hőzónahatárokat, amelyek a szerszám homlokfelületén különböző hőfokhatárokhoz tartoznak.

De még más jelenségből is arra lehet következtetni, hogy a szerszám és forgács érintkezési felületének legfelső rétegében igen nagy hőfokok keletkeznek. Erre szolgáljon például a következő jelenség: ismeretes, ha nagy forgácsoló sebességnél igen vékony forgácsot választunk le, pl. 400 m/p forgácsolósebesség, $e < 0{,}1$ mm/ford előtolás és mintegy $f = 0{,}5$ mm fogásmélység mel-

lett, akkor a nyert forgács egész világosan izzik, néha el is ég. Ekkor ugyanis olyan kis forgácstömeggel dolgozunk, hogy a nagy sebesség következtében bevezetett nagy teljesítmény, melynek, mint tudjuk, legnagyobbrésze a forgács felmelegítésére szolgál, a forgácsot igen nagy hőfokra melegíti fel.

Egy további jelenség köszörülésnél mutatkozik, amikor is a forgácsméretek még sokkal kisebbek, evvel ellentétben a forgácsolási sebességek még sokkal nagyobbak (1800 m/p körüli értékek). Ekkor az erős hűtés ellenére a leválasztott forgács jelentős része elég. Ezt a köszörülésnél ismert erős szikrázás bizonyítja.

Fentiekkel kívántam rámutatni a forgácsolásnál keletkező hőjelenségek fontosságára és azoknak igen bonyolult voltára. Bepillantást nyertünk, hogy a kutatók milyen nehéz feladatok előtt állnak és hogy a kérdések tömege akkora, hogy még sok időre bőséges munkával vannak ellátva a forgácsolási jelenségek vizsgálásánál.

VIII. Összefoglalás és célkitűzés

Az előadás végére érve, a fentiekkel igyekeztem kifejezésre juttatni azt az álláspontomat, hogy a forgácsolás-elmélet mai állása mellett a gyakorlat számára legjobban használható, számításra alkalmas képleteket az elméleti meggondolások felhasználásával a pontosan meghatározott körülmények mellett nyert kísérleti eredmények alapján felállított, ú. n. tapasztalati képletek segítségével kaphatjuk meg. Természetesen még sok kérdéssel állunk szemben, melyek a forgácsolási gyakorlat szempontjából megoldásra várnak. Ezek egyik főfeladata, világosságot deríteni arra, hogy a forgácsoló sebesség növelésével az egyenletes forgácsolási állapot bekövetkezéséig milyen jelenségek állnak elő és ezek milyen törvényszerűséget követnek. Miért megy tönkre a kés éle a keményfémnél kisebb forgácsolási sebesség mellett rövidebb idő alatt, illetőleg ha az okot az élsisakos forgácsképződésben és az annak következtében beálló keményedésben elfogadhatóan meg is találjuk? Ki kell deríteni, hogy különböző acélanyagoknál melyek az előtolás-, fogásmélység- és forgácsolási sebesség-határok összetartozó értékei, amelyekhez az éltartam és az alkalmazható forgácsolási sebesség határértékei tartoznak.

Ennek a gyakorlat számára nagy jelentősége van, mert amíg az SzSzM utasításban megadott képletek segítségével a legnagyobb sebességgel dolgozó *A* minőségű keményfém lapkáknál a 100 m/p értékek körül igen használható adatokat kapni, addig a csak kisebb sebességet kibíró *B* és *C* lapkáknál gyakran belekerülünk a gyorsforgácsolásnak ú. n. »halálvölgy« zónájába és bekövetkezik az a kellemetlen meglepetés, hogy a kisebb forgácsolási sebességnél sokkal rövidebb idő alatt következik be az él tönkremenetele. De ha ismerjük az értékhatárok közötti összefüggéseket, akkor ezt a »halálvölgyet« ki tudjuk kerülni a szerszámgép rendelkezésre álló teljesítménye szerint, vagy kisebb

előtolással, vagy kisebb fogásmélységgel, de minden esetben nagyobb sebességgel.

Vannak még más kérdések is, melyek tisztázása nemcsak tudományos, hanem ipari szempontból is igen jelentős. Ezek egy részére jellemző az, hogy tudjuk, miként alakítsuk ki az esztergakést valamely cél elérésére, de nem tudjuk, hogy miért. Ezekhez tartoznak még az esztergakés szögeivel kapcsolatos bizonytalanságok, mint pl. a kettős forgácsszög szerepe, melynek kedvező hatását ismerjük, de a számszerű értékek megállapításánál még vannak bizonytalanságok. Ezekről a kérdésekről a következő előadások fognak ismertetést adni, ezért itt nem kívánok ezekre részletesen kitérni.

Még messze nem tisztázott kérdés a forgácstörés kérdése sem. Ugyanis a forgácsoláselmélet szempontjából igen kedvező folyóforgács sok esetben annyira veszélyes a dolgozóra, hogy emiatt néha jogos az idegenkedés a gyorsított forgácsolással szemben. Az már megállapítást nyert, hogy különösen nagy forgácsvastagságoknál és nagyobb forgácsolási sebességeknél, inkább a nagyobb szilárdságú acéloknál, kisebb fogásmélységeknél, minden forgácstörő nélkül rövid darabokra szakadozó, nem veszélyes forgácsot kapunk. Azonban különösen kis forgácsvastagságnál, kb. 0,1—0,2 mm/ford-nál és lágyacél minőségeknél még a legnagyobb körültekintéssel kialakított forgácstörő is veszélyes folyóforgácsot ad. Kétségtelen, hogy a villamos szikraforgácsolással elkészített forgácstörők e kérdést jelentősen előbbrevitték, de itt még sok tennivaló van.

Igen érdekes probléma gyorsított forgácsolásnál a mechanikus lapkafelerősítés is. Már kísérletileg többszörösen igazolt az a tétel, hogy a késtestre mechanikusan felerősített keményfém-lapka éltartama mintegy kétszerese a felforrasztott lapkának. De még sokkal lényegesebb az a nagy előny, hogy a mechanikusan felerősített lapka sokkal kevésbbé hajlamos a megrepedésre és így a keményfém-lapkák időelőtti tönkremenetele annyira csökkenthető, hogy ez szerszámtakarékosság szempontjából nagyjelentőségű. Ennek az eredménynek jelentőségét a szakemberek közül is sokan alábecsülik.

Tisztázásra és kiértékelésre vár még a legutóbbi időben felmerült nagynyomású hűtés-kenés alkalmazása is. Ez eltérően az eddigi gyakorlattól, lehetővé teszi keményfémmel végzett gyorsított forgácsolásnál is a hűtés-kenés alkalmazását. Gyorsacélkéseknél pedig vagy az éltartam változása nélkül lehet a forgácsolási sebességet 30—40%-kal növelni, vagy ugyanazon sebesség mellett az éltartam növelhető 8—12-szeresére. Ez az eljárás bizonyos berendezéseket kíván meg, de nem kérdéses, hogy igen sok esetben gazdaságosan növeli a termelékenységet és jelentős szerszámtakarékossághoz vezet.

Itt nincs lehetőség arra, hogy a forgácsolás sok részletkérdését, melyek megoldása a gyakorlat egyes eseteiben akár a termelékenység növelése, akár a szerszámtakarékosság szempontjából fontos, mind felsoroljam. De a fenti kérdések legnagyobb részét a Gépipari Technológiai Intézet a lehetőségekhez képest felvette kutatási témái közé.

Csak még egy igen fontos és döntő haladásra kívánom a figyelmet felhívni: ez pedig a keramikus anyagból előállított lapkák ügye. A Szovjetunióban ma már elő tudnak állítani olyan keramikus anyagból készített ú. n. mikrokorund lapkákat, melyekkel öntöttvasat is jelentősen nagyobb forgácsolási sebességgel lehet megmunkálni, mint a mostani keményfémekkel.

A Gépipari Technológiai Intézetben kísérleteket végeztünk ilyen, a Szovjetunióból származó mikrokorund lapkákkal mintegy 400 m/p forgácsolósebességnél, 2 mm fogásmélységnél és 0,1 mm/ford előtolásnál és az acélesztergálásnál jelentősen kedvezőbb hátkopási eredményeket tapasztaltunk, mint az *A* jelű keményfémlapkánál. Ezek a mikrokorund lapkák egyelőre még kis előtolási értékek mellett használhatók.

A mikrokorund lapkáknak anyaga alumíniumoxid, megfelelő kötőanyaggal, vagyis ugyanaz, mint a köszörűkorongok anyaga, tehát nincs szükség külföldről származó wolframra, kobaltra és titánra, úgyhogy hazai nyersanyagokból is előállítható lesz.

A fentiekkel igyekeztem a forgácsolás kérdéseit és annak szőnyegen forgó legújabb problémáit részben megvilágítani, részben pedig azok bizonytalanságaira és ellentmondásaira rámutatni.

IRODALOM

Dr. Kazinczy László: Az acél forgácsolása közben a forgácstőben keletkező alakváltozások vizsgálata. (Doktori értekezés, 1938. Budapest.)

Dr. Kazinczy László: Vasipari gyártás technológiájának újabb fejlődése. (Mérnöki Továbbképző Int. kiad. 1942.)

M. I. Klusin: Isszledovanyija processza rezanyija metallov. (A fémek forgácsolási folyamatára vonatkozó kutatások.) (MASGIZ. 1949.)

I. J. Ajzenstok: Osznovije voproszi mehaniki processza rezanyija metallov. (A fémek forgácsolási mechanikájának alapvető kérdései.) (GNTI. MASGIZ. 1950.)

A. P. Szokolovszkij: Kursz tehnologii masinosztrojenyija. (A gépgyártás technológiája.) (MASGIZ. 1947.)

Dr. A. M. Rosenberg szerkesztésében: Novije isszledovanyija v oblaszti rezanyija metallov. (A fémek forgácsolására vonatkozó újabb kutatások.) (MASGIZ. 1948.)

A. M. Danielján: Rezanyija metallov i insztrument. (A fémek forgácsolása és a szerszám.) (MASGIZ. 1950.)

B. J. Kosztyeckij: Sztojkoszty rezsuscsih insztrumentov. (A forgácsoló szerszámok éltartóssága.) (MASGIZ. 1949.)

Schallbroch—Bethmann: Kurzprüfverfahren der Zerspanbarkeit. (Teubner-Verlag, 1950.)

K. J. Trigger — B. T. Chao: An Analytical Evaluation of Metal-Cutting Temperatures. (Transactions of the ASME. 1951. jan.)

Dr. Hornung Andor: Forgácsoláselmélet és forgácsolószerszámok. (Tankönyvkiadó. 1953.)

HOZZÁSZÓLÁSOK

SZENTKÚTI KÁROLY

Az elhangzott előadásokból az következik, hogy a legjobb számító képlet is adhat számottevő hibát.

Ki kell emelni azonban, hogy ez nem von le semmit az eddigi eredmény értékéből, mert ezzel is csak azt bizonyítja az előadó, hogy az eddigi elhatárolás még nem elegendő. Ezután feltehetjük a kérdést, mi a teendő? Valószínű az, hogy az elhatárolt számító eljárást, mely a jövőben is hasznos segítségünk lesz, szélesebben ki kell dolgozni. Erre a célra ki kellene terjeszteni (a pontosság fokozása érdekében) az iparra is a kutatást.

Ez a munka nagyjából 3 feladatra terjed ki:

1. Az iparban méréseket kellene végezni adott munkák alapján, mért hatásfokú géppel.

2. Tudatában kell lennünk annak, hogy az adatgyűjtés, a gyakorlati használatra egyelőre még nem teljes értékű elhatárolt számítási eljárás hiányzó támpontjait van hivatva kiegészíteni. Ezért, amíg ez az elhatárolt számító eljárás teljes részletességgel kidolgozható lesz, addig is a feltárt és ellenőrzött tapasztalati adatokat közvetlenül rögzítenünk kellene. A rögzítésre a diagrammba, vagy táblázatba való foglalás alkalmas és egyúttal módot nyújt a folytatólagos felhasználásra is.

3. Az adatgyűjtés megkönnyítése végett, kezdetben csak egyes kiválasztott, vagyis erre a célra szabványosított munkadarabokat és anyagokat kellene kijelölni. A szabványosítás mellett igen fontos az *állandó keménységű anyag* biztosítása. Ezen a téren sajnos, ezideig igen nagy hibák voltak, amelyek az éltartamban egészen kirívó eltéréseket adtak. Helyes volna fontolóra venni, hogy legalább kísérleti célra rendelkezésre álljon az egyenletes minőségű és állandó keménységű anyag. A kohászati üzemeknek itt segítséget kell nyújtaniok azáltal, hogy az anyagokat fokozott adagellenőrzéssel, közepes értéken tartott állandósággal biztosítsák.

Kérdés, hogy az adatgyűjtés milyen módon történjék? Erre a legalkalmasabb volna a kétwattmérős módszer, de szükségből ampermérővel is megelégedhetünk. Utóbbi esetben a feszültség és a cos φ megállapítására a kutató intézet a kijelölt üzemben egyes méréseket végezhetne. Sajnos, ez utóbbi módszer hibákat rejt magában, de a nyert hibát azzal lehetne tudomásul venni, hogy a méréseknél mindig megjelölnénk a mérőlapon a mérési módot. A mérési módokat hasonlóan a munkadarabok, illetve az anyagok méréshez való szabványosításához, pontosan ki kellene dolgozni és hasonlóan szabványosítani.

A munkadarabok és a mérendő anyagok mérési célra való szabványos kiválasztása a legtöbbet előforduló munkadarabból és anyagokból volna eszközlendő. Ez célszerű, mivel ezáltal azok az esetek kerülnének leghamarabb feldolgozásra, amelyeknek gazdasági befolyása a legnagyobb.

Az ampermérő használatának kiterjesztése már csak azért is előnyös volna, mivel ez a mérőeszköz a gépteljesítmény behatárolására is felhasználható és ezzel az esetleges túlterhelésektől is óvja a gépet.

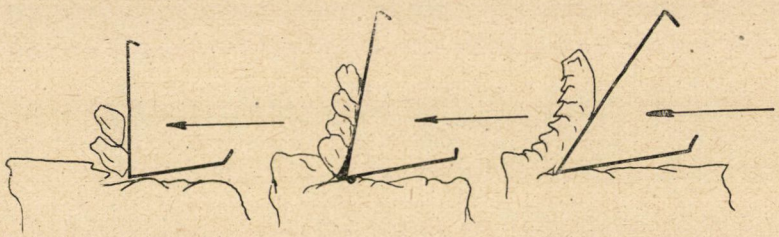
KOVÁCS K. PÁL

Szentkúti Károly egyik javaslata az, hogy a gép teljesítményfelvételét ampermérő segítségével állapítsuk meg. Ezt nagymértékben helytelenítem, annál is inkább, mert hálózataink feszültségi viszonyai, sajnos, nem állandóak. A módszer nagy zavart kelthet és egész méréssorozat eredményét helytelenül adhatja meg, ha az ampermérő állásából akarunk a teljesítményfelvételre következtetni.

A túlterhelés ellenőrzését helyeslem. Felhívom a figyelmet arra, hogy normális üzemviszonyok mellett egy wattmérővel sokkal nagyobb pontossággal lehet a teljesítményfelvételt megállapítani.

KAZINCZY LÁSZLÓ

Az előadás a forgácsoláselmélet módszereivel főleg a gazdaságos gépkihasználást és a legnagyobb termelékenységet biztosító forgácsolóerőket és forgácsolási sebességeket vizsgálta. Az erre vonatkozó kutatások Hornung szerint kétfélék:



1. ábra. Tépett forgács *2. ábra.* Nyírt forgács *3. ábra.* Folyó forgács

1. Kisérleti módszerrel lefolytatott kutatások, melyek az ez úton nyert adatokból vont következtetéseket empirikus képletekkel fejezik ki.

2. Elméleti módszerrel végzett megfontolások, melyek a geometria, a matematika és a mechanika tételeivel elméleti úton vezetik le a forgácsolásnál fellépő erőket és a forgácsoló sebességgel kapcsolatos összefüggéseket.

A fenti két módszer egyike sem adott eddig kielégítő eredményeket. A következőkben arra a módszerre kívánok rámutatni, amellyel a kísérleti és az elméleti módszerek a fennálló problémák megoldását jobban szolgálják.

A forgácsoláselmélet terén végzett kísérleteket eddig úgyszólván egyesegyedül a kísérleti jelenségek észlelésére és leírására használták.

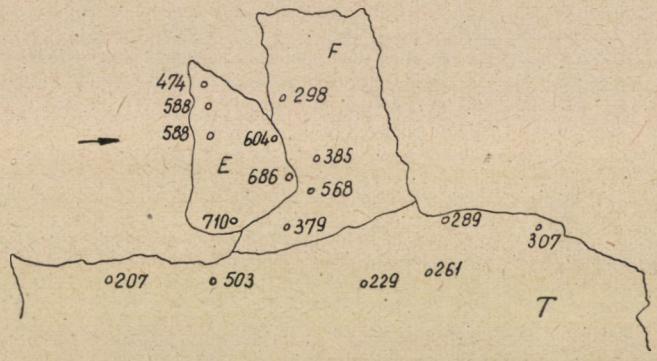
Így például Rosenhain és Sturney 1925-ben észleléseik alapján megállapították, hogy háromféle, tépett, nyírt és lefolyó forgácsalakot lehet megkülönböztetni (1., 2., 3. ábra).

A jelenség törvényszerűségeit a kutatók nem állapították meg.

1927-ben E. G. Herbert kísérletei nyomán ismerteti a forgácstőben a szerszám éle előtt keletkezett kötött részt, élsisakot, valamint azt, hogy a kötött, mozdulatlan rész struktúrája keményebb, mint a forgácstő anyaga, az pedig keményebb, mint a munkadarab tőle távolabb eső anyaga. A jelenség oka, törvényszerűsége nincs felderítve (4. ábra).

Schwerdnek az 1930-as évek első felében folytatott kísérletei megállapították, hogy acél forgácsolásánál a szerszám éle előtt a forgácstőben stagnáló, ékalakú kötött rész, élsisak keletkezik, mely szerinte csak bizonyos forgácsolási sebességig tapasztalható, és ezen túl, nagyobb sebességnél pedig már nem keletkezik. A keletkezés és az eltűnés oka, törvényszerűsége Schwerdnél is felderítetlen marad (5., 6. ábra).

Az előbbieket úgyszólván napjainkig minden forgácsolási kísérlettel kapcsolatban meglehet állapítani. A felsorolást nem folytatom, befejezésül még csak a *Leyensetter*-féle diagrammot említem. *Leyensetter* 1933-ban, a VDI-ben ismertette a forgácsoló erőnek a forgácsolási sebesség függvényében való viselkedését, amely szerint az erő a sebesség növekedésével csökken (7. ábra.) A jelenséget Leyensetter diagrammban szabályszerűen ábrázolja, de a jelenség okának, törvényszerűségének felderítése mai napig sem történt



4. ábra. Keménység-eloszlás a forgácstőben acél forgácsolásánál. E = élsisak. F = forgács. T = megmunkálandó tárgy. A keménységek Knoop-értékekben vannak megadva. 1 Brinell-keménységi fok kb. a Knoop-érték 0,9-része

meg. Max Coenen például 1949-ben megjelent könyvében (a 4. oldalon) megjegyzi, hogy az erőnek a sebességtől való függése még nincs elegendőképen kiderítve.

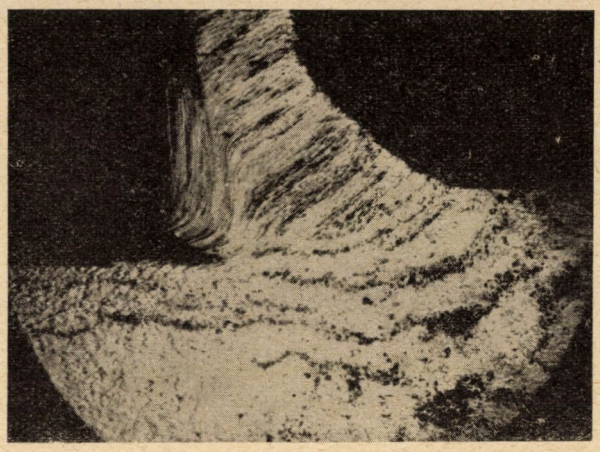
Ismeretes, hogy a szovjet irodalom igen sok forgácsolási kísérleti adatot tartalmaz. A forgácsoló erő és a forgácsolási sebesség matematikai úton való quantitatív és qualitatív meghatározása nyilvánvalóan a forgácsolási jelenségek leírásán túlmenően már a törvényszerűségek matematikai meghatározását adja.

1952-ben a nyugati irodalomban is igen sok forgácsoláselméleti értekezést találunk. A képletekben szereplő állandók azonban tulajdonképen a törvényszerűségek megfigyelésének hiányosságát leplezik. Így tehát az eddigi kutatások és matematikai megfontolások a mai napig csak addig jutottak el, hogy a forgácsolási erőkre és forgácsolási sebességekre vonatkozó képleteik a forgácsolási jelenségek törvényszerűségeit csak részben követik. A képletek táblázatokba foglalt állandóinak értékei, behelyettesítésük révén, az erőre és a forgácsoló sebességre csak legfeljebb megközelítő értékeket eredményeznek.

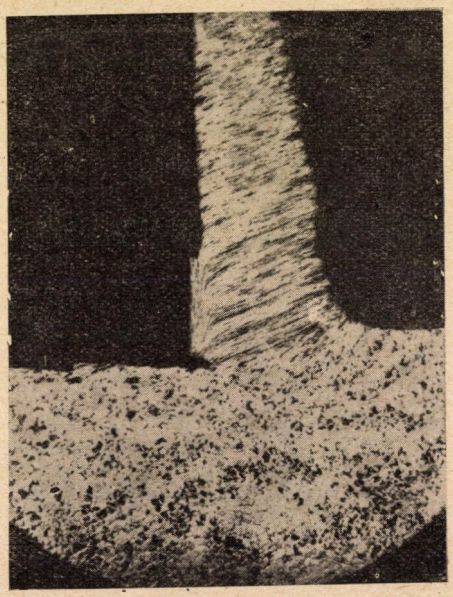
Kérdés már most, van-e mód arra, hogy a forgácsoló erő és a forgácsolási sebesség változásának törvényszerűségét az eddigieknél pontosabban állapít-

suk meg? Van! Ez azonban csakis a forgácstő alakváltozásának és törvényszerűségeinek részletes ismerete birtokában lehetséges.

A szerszám élére és homloklapjára rátapadt, ráhegedt és alakját folyton



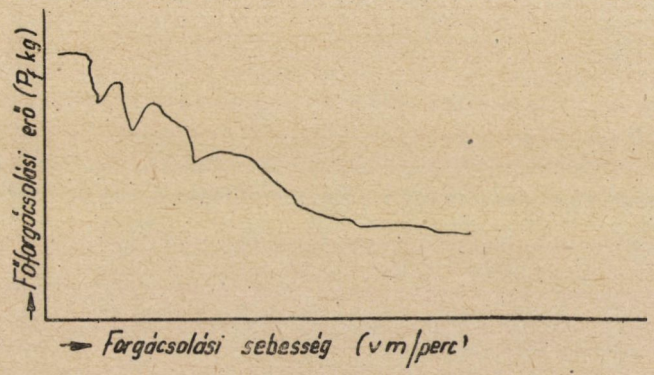
5. ábra. Élsisak képződése kis sebességű gyalulásnál. $v = 19{,}8$ m/perc, fogásmélység = 0,5 mm, a munkadarab 3,7 mm vastag A 42.11 lemez. (Kazinczy felvétele)



6. ábra. Forgácstő alakváltozása nagy sebességnél. $v = 69{,}3$ m/perc. A többi adat azonos az 5. ábra alattiakkal. (Kazinczy felvétele)

változtató élsisak jelenlétében a szerszám éle előtt az alakváltozás a forgácstő egész tömegére, sőt a kés éle alatti anyagrétegre is kiterjed. Ebből kifolyólag:

1. az iránysík elgörbül, és a kés hegyéből a hozzá megrajzolt érintő a kés haladási irányával igen kis ω irányszöget zár be (8. ábra). A forgácstő nagy mérvű alakváltozása folytán a forgácsoló erő igen megnő. Ugyanakkor a szerszám csúcsa, illetve az élsisak előtt a forgácsolt anyag a legtöbb esetben be is



7. *ábra.* A forgácsolási erő ábrázolása a forgácsolási sebesség függvényében



8. *ábra.* A forgácstő alakváltozása gyalulás közben. v = 9,9 m/perc, a fogásmélység = 0,5 mm, a munkadarab 3,5 mm vastag NCrNi 15 lemez. (Kazinczy felvétele)

reped, és a következő pillanatban a kés megszalad. Ennek eredménye a szabálytalan repedés mentén a forgácsnak a forgácstőből való kitöredezése, aminek következtében pillanatnyilag a forgácsoló erő is csökken. Ez adja a »tépett« forgácsot és eredményezi kis sebességeknél *Leyensetter* diagrammjában a forgácsoló erő hullámzását.

Szívós-képlékeny anyagok forgácsolásánál a távozó forgácselemek összefüggnek és kis sebességnél a kés homloklapja helyett az élsisak homloksíkját súrolják. A két egynemű anyag közötti tetemes súrlódás folytán is tehát kis forgácsolási sebességnél, — miként azt a *Leyensetter*-diagramm mutatja — nagy a forgácsolási erő. Nagy forgácsolási sebességnél élsisak nem tapasztalható, a forgácsleválás megnövekedett ω hajlásszögű, de felületben csökkent iránysík mentén történik. A forgácsoló erő is kisebb tehát.

2. Schwerd szerint nagy sebességeknél nincsen élsisak. Ez tény. Azonban nem azért, mert nem képződik élsisak, hanem azért, mert a minden pillanatban újra képződő kötöttrészt a gyorsan távozó forgács egész tönegében felemészti, illetve apró részekre bontja. Az így deformált és távozó élsisakrészek apró pikkelyek formájában ott láthatók a távozó forgács hátán, és a kés nyomában a forgácsolt felületen. A zavaró jelenség tehát a forgácstőben megszűnik, az alakváltozás mérve csökken, és a forgácselemek leválását jelző irányvonal kiegyenesedik és hajlásszöge a forgácsolási sebesség fokozásával növekvő irányzatot mutat. Ezáltal csökken az iránysík hatásos felülete, és vele arányosan a forgácsoló erő is. Az irányvonal hajlásszöge csak végtelen forgácsolási sebességnél érhetné el az $\omega = 45°$ hajlásszöget. Ebből az is következik, hogy az $\omega = 45°$-hoz tartozó állandó forgácsolási erőt jelző magasságban húzott vízszintest a Leyensetter-diagramm görbéjének lemenő ága csak a végtelenben érinti.

A szívós-képlékeny anyagoknak *kis forgácsolási* sebességekkel való forgácsolásánál a szerszám hegyére tapadt élsisak koncentrált igénybevételt okoz. Ugyanakkor a berepedések a szerszámot dinamikus igénybevételeknek vetik alá. A rideg keményfém egyiket sem állja, tehát kis forgácsolási sebességnél letörik a szerszám éle. A nagy forgácsolási sebességnél jelentkező egyenletes, sőt csökkent igénybevétel kedvező a keményfémre, és az el is bírja.

A forgácsolás jellemzője tehát az irányvonal viselkedése és annak ω hajlásszöge. Az irányvonal bizonyos sebességtől kezdve kiegyenesedik, és hajlásszöge a forgácsolási sebesség fokozásával nő. Általánosságban ezt a jelenséget úgy határozhatjuk meg, hogy az iránysík mentén fellépő »*belső súrlódás*« és a forgács hátlapja és a szerszám homloklapja között keletkező »külső súrlódás« az ω szög növekedésével csökken, annak csökkenésével pedig a külső és a belső surlódás növekszik.

Előbbiekben magyarázatát találjuk annak is, hogy növekvő forgácsolási sebességgel a fajlagos forgácsoló erő, vagyis az 1 mm^2 forgácskeresztmetszetre eső forgácsoló erő is csökken.

A P_f főforgácsolóerő általános képlete:

$$P_f = C \cdot e^{0,75} \cdot f$$

ahol e az előtolás mm/fordulat,
f a fogásmélység.

Mérlegelés nélkül azt hihetnők, hogy a fajlagos forgácsoló erő (k_s) egyedül az e előtolástól függ, mert

$$k_s = C \cdot \frac{e^{0,75} \cdot f}{e \cdot f} = C \frac{1}{e^{0,25}}$$

Ebben a képletben e a mindenkori előtolás, C pedig állandó. Ennek figyelembevételével a következő két esettel kell számolnunk:

a) Legyen e = konstans, a forgácsolási sebesség pedig változó. Változó forgácsolási sebességnél azonban az ω irányvonalhajlásszög is változó. C tehát az ω szög, illetve a forgácsolási sebesség függvénye, és így k_s is a forgácsolási sebesség, illetve az ω szög föggvénye.

b) Legyen a forgácsolási sebesség állandó, és az e előtolás legyen változó. Ebben az esetben, vagyis e változása esetében is változni fog, miként azt kísérletek igazolják, az irányvonal ω hajlásszöge. C értéke tehát ebben az esetben is függvénye az irányvonal hajlásszögének. Maga a k_s pedig függvénye lesz az e előtolásnak és egyben az irányvonal ω hajlásszögének is.

Végül pedig meg kell még állapítani, hogy nem helyes az előtolást a forgácsvastagságnak tekinteni, mert az előtolás sohasem egyenlő a forgács-



9. ábra. A forgácstő alakváltozása gyalulás közben v = 9,9 m/perc forgácsolási sebességnél. A többi adat azonos a 8. ábra alattiakkal. (Kazinczy felvétele)

vastagsággal, az csak ω = 45°-nál, azaz végtelen nagy forgácsolási sebességnél fog bekövetkezni. A gyakorlatban a forgács mindig vastagabb az előtolásnál.

A forgácstő alakváltozásai megmagyarázzák a surlódási viszonyokat is. A forgácsolási surlódások tanulmányozásánál a következő szempontokat kell figyelembe venni:

1. Rideg anyagok (például öntöttvas) forgácsolásánál élsisakot nem kapunk.
2. Szívós-lágy anyagok az élsisak képződésére hajlamosak.
3. Az élsisak tömege a sebesség növekedésével fogy.
4. Az élsisak jelenlétében a surlódás a forgács hátlapja és az élsisak homloklapja, valamint az élsisak hátlapja és a szerszám homloklapja között jön létre és ezen felül a forgácstő minden elmozduló rétegében. Ez utóbbit nevezzük »belső surlódásnak«, az előbbi két surlódást pedig »külső surlódásnak«.

5. A rideg anyagoknak és szívós, lágy anyagoknak nagy sebességgel való forgácsolásánál a külső surlódásban csak a szerszám homloklapja vesz részt, a belső surlódás pedig az iránysík felületén megy végbe. Mivel a forgácsolási sebességgel az ω irányszög nő, tehát az iránysík felülete csökken és mivel ugyanakkor a forgácsoló erő is csökken, azért tehát a külső és belső surlódás a forgácsoló erő növekedésével csökkenő irányzatú, vagyis mindkét surlódás függvénye az ω irányszögnek.

Előbbiekben tehát megtaláljuk a magyarázatát annak, hogy miért kisebb a ridegebb anyagú és rövidebb forgácsot adó automata-acélok forgácsolásánál fellépő surlódás az azonos viszonyok mellett forgácsolt szívós-lágy acéloknál jelentkező surlódásnál.

Ugyancsak az előbbiekből következik, hogy a kis sebességgel forgácsoló gyorsacél-szerszámok esetében nagyobb a külső és belső surlódás, mint az azonos viszonyok mellett, de nagyobb sebességgel forgácsoló keményfém-lapkás kések alkalmazásánál.

6. Lényeges továbbá, hogy a γ homlokszög növelésével, a szerszám-homloklap felületi minőségének javításával, (polírozásával), kenés alkalmazásával a külső és belső surlódás egyaránt csökken, mivel a felsorolt esetekben az irányvonal ω hajlásszöge növekvő irányzatú.

A fentiekkel megkapjuk egyben a magyarázatot a forgácsoló, illetve a főforgácsoló erő viselkedésének törvényszerűségére is. A Leyensetter-diagrammal kapcsolatban ezt már tárgyaltam. Kiegészítésül még azt is figyelembe kell vennünk, hogy a belső és a külső súrlódást, és így a forgácsoló erőt is lényegesen befolyásolják a forgácsolt anyag szövezeti szerkezete és mechanikai tulajdonságai. Így például forgácsolási kísérletek igazolják, hogy amíg a kb. 50 kg/mm^2 szakító szilárdságú normalizált A 42.11 acél forgácsolásánál az élsisak körülbelül 70 m/perc forgácsolási sebességnél tűnik el, addig a nemesített N.Cr.Ni.15 kb. 80 kg/mm^2 szakítószilárdságú acél forgácsolásánál az élsisak már kb. 10 m/perc forgácsolási sebességnél elmarad (9. ábra). Az utóbbi esetben tehát a *Leyensetter*-diagramm görbéje hamarabb, vagyis kisebb sebességnél csillapodik, mint a kisebb szilárdságú acél forgácsolásánál. Gyakorlatilag pedig az állapítható meg, hogy azonos forgácsolási viszonyok mellett az N.Cr.Ni. 15 acélt keményfémlapkás szerszámmal kisebb sebességgel forgácsolhatjuk a szerszám élének letöredezési veszélye nélkül, mint az A 42.11 acélt. Figyelembevéve pedig az előbbi esetekben vázolt forgácstő-alakulásokat, megállapítható, hogy az anyag szilárdságán felül a forgácsolási erő nagyságát főleg a külső és a belső surlódás befolyásolja. Ebből pedig az a következtetés vonható, hogy a forgácsoló erő számításánál helytelen az erőt egyedül a forgácsolt anyag szilárdságával arányosítani.

Általános az a vélemény, hogy a forgácsolásnál fellépő forgácsolási meleg folytán csökken az anyag szilárdsága, és így a forgácsoló erő is. Szerintem, főleg a határsebességeken felüli (midőn élsisak már nincsen) sebességeknél a forgácsolási meleg nem befolyásolhatja a forgácsolási erőt, mert a meleg a forgácstő alakváltozásának kísérő jelensége, nem pedig okozója. Ugyanilyen természetű kísérő jelenségnek kell tekintenünk a különben csak *kihült* állapotban mért E. G. Herbert-féle forgácstő- és élsisakstruktúra keménységi változatokat is. Tehát nem a Herbert-féle észlelésekben, hanem a már előbbiekben tárgyalt belső és külső surlódási jelenségekben kell keresni annak okát, amely miatt kisebb sebességeknél nagyobb a forgácsoló erő.

Az előadottakból azt a következtetést vonhatjuk le, hogy a forgácsolás-elméleti tanulmányok elengedhetetlen feltétele a forgácstő alakváltozásainak beható tanulmányozása, nemcsak a jelenségek észlelése szempontjából, hanem főleg az ok-okozati összefüggések, nevezhetjük ezt törvényszerűségnek, kikutatása céljából is.

Az irodalomban főleg 1920 óta gyakran találkozunk forgácstő-kísérletekből eredő fejtegetésekkel. Megállapítható, hogy ugyanazon kísérletekből a kutatók nem mindegyike olvassa ki ugyanazt, és nem minden kutató olvas ki belőle ugyanannyit. Tehát a jelenségeknek azonos nevezőre hozatalától még messze vagyunk.

Magyarországon a század elején — világviszonylatban szinte elsőnek — Rejtő professzor végzett forgácsolási kísérleteket. Az utolsó forgácstő-kísérletek és vizsgálatok a 30-as években végeztettek a diósgyőri új gyárban. A felsoroltakon kívül tudomásom szerint ilyen irányú próbálkozások napjainkig nem folytak. A forgácsolási probléma anyagának áttekinthetősége, valamint fejlesztése szempontjából szükséges, hogy kutató intézeteink ilyen irányú kísérletekre is felkészüljenek. Szükséges ez annál is inkább, mert a forgácstő alakváltozásainak tanulmányozása nem pusztán csak elméleti eredményeket nyújt, hanem főleg olyan gyakorlati támpontokat és adatokat, amelyek a forgácsoló erők és sebességek meghatározásához, a szerszámgépek és a szerszámok igénybevételének kiszámításához elengedhetetlenül szükségesek.

Az előadás további hozzászólói:

PATAKI EMIL

SASI NAGY ISTVÁN

HORNUNG ANDOR válasza a hozzászólásokra

Mindenekelőtt Přikryl professzornak köszönöm értékes kiegészítését, amellyel rámutatott annak a törekvésnek fontosságára, hogy a szerszámélen fellépő kopási jelenségekkel kívánjuk bizonyos mértékig az éltartamot meghatározni. Meg kell említenem, hogy Danieljánnak is értékes mérései voltak, amellyekkel egyrészt a hátkopást, másrészt pedig a kráterszélességet igyekezett kísérleti alapon gyakorlati formába öntení. Nem emlékszem pontosan ezekre a képletekre, de ha nem csalódom, akkor mondjuk a hátkopás értékét körülbelül egy állandóval kifejezve, például a vágósebesség 5,4 hatványával lehet összefüggésbe hozni. Az előtolás szintén lényeges befolyással bír.

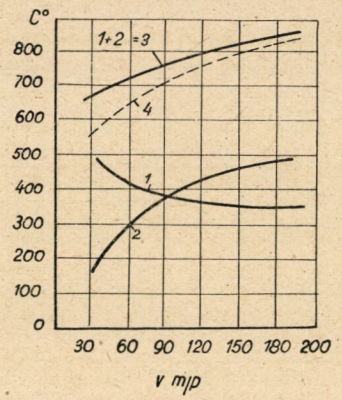
Az is ugyancsak igen helyes megállapítás volt, hogy az ilyen kísérleti eredményekkel nem lehet mindig megállni a technológiai adatok tisztázásánál, hanem ezt igen helyesen tovább kell vinni gazdasági vonalra, és a legkisebb költségek meghatározására is ki kell térni.

Most legyen szabad Přikryl és Kazinczy megállapításaira bizonyos mértékig együtt válaszolni. Igen nehéz kérdés az, hogy vajjon hogyan is áll a meleg kérdése. A forgácsolásnál fejlődött meleg befolyásolja az anyag szilárdságát, tehát a forgácsolás fokozott hőfejlődése valóban meglágyítja-e az anyagot, vagy sem.

A szovjet szakirodalomban alkalmazott felfogás szerint a kés éle körül fejlődnek ki a hőzónák. Tehát ha felteszem, hogy minél nagyobb a forgácsolási sebesség, tehát minél nagyobb a forgácsolásba befektetett energia, annál

jobban terjednek ki a hőzónák, akkor nyilvánvaló az, hogy mire a nyírási síkhoz érkezik az anyag, már ott bizonyos felmelegedéssel kell számolni. Ha pedig ezzel számolnunk kell, akkor a σ_b-diagrammnak a hőfok függvényében valamely csökkentett értékével kell számolnunk.

Legyen szabad megemlítenem azt a másik felfogást, amelyet legutóbb Trigger és Chao kísérletei juttattak kifejezésre, ahol két összetevő alapján számították a forgácsolásnál fellépő hőfokot. Az egyiknél egyszerűen azt mondották, hogy annál az első hőforrásnál, ahol a nyírás történik, a nyírási síkon van bizonyos melegforrás és ennek következtében úgynevezett alakváltozási hő fejlődik. Ehhez hozzá kell adni azt a másik melegforrás által keletkező meleget, amely a második hő-forrásnál, tehát a forgács és szerszám közötti surlódásnál keletkezik, és így ennek a két hőforrásnak a melegéből adódik tulajdonképen a szerszám és a forgács felülete közötti, már előadásomban is említett közepes hőfok. Ezzel az eljárással kiszámították, hogy 91 m/p vágó-



sebességnél, 2,59 mm fogásmélységnél és 0,25 mm/ford előtolásnál az első keletkezett hőfok 450° körüli érték volt. Ehhez hozzáadjuk még a második hőforrásból keletkező hőfokot, ahol 250—280° jön ki. Összesen tehát 730°-os hőfokértékkel kellett számolni.

Megjegyzem, hogy a kísérletek természetesen keményfém-késsel történtek.

Az eredményeket összefoglalva a következő összefüggést lehet nagyságrendben megállapítani:

Az első hőforrásból eredő hőfokfüggvényre, ha felvesszük a vágósebességet és a hőfokot, akkor az ábrán látható 1. görbét kapjuk. A 2. jelzésű görbe a második hőforrásból, vagyis a forgács és a szerszámhomlokfelület közötti surlódásból származó hőfokot mutatja, a 3. az előbbi kettő összegét, míg a 4. jelzésű a hőelemmel mért hőfokot.

Meg kell említenem, hogy ezekből a kísérletekből kiszámítható az, hogyha a gyorsacélnál Danielján összefüggését vesszük figyelembe, (tehát a vágósebesség 0,4 hatványával növekszik a hőfok), akkor ezekből a kísérleti értékekből keményfémnél túl nagy érték jön ki. Ez tehát arra mutat, hogy keményfémnél a megváltozott hővezetési és egyéb viszonyok miatt nem lehet a 0,4 hatványkitevővel számolni.

Most meg kell említenem, amit Kazinczy mondott, hogy a forgácsolási problémák tulajdonképen igen jól megoldhatók, mert hiszen csak az ω irányszöget kell meghatározni. Ezzel kapcsolatban a következőket kell kiemelni:

A szovjet szakirodalom meglehetősen hosszú és részletes fejtegetésekbe bocsátkozik és végigmegy azokon az utakon, amelyek segítségével az ω meghatározható. A dolog tulajdonképen egyszerű: ω egyrészt függvénye az anyag szilárdságának, a forgács vastagságának és ezek mind az ω-án, mint egy finom hangszeren játszanak és az ω változása természetesen az élsisak keletkezésének változását is mutatja. Azért van bizonyos nehézség és a kutatók kísérleteznek ez irányban, mert ha értékeiket az ω-ra akarják alapítani, igen nehéz feladat előtt állnak, mert annak pontos meghatározása rendkívül körülményes.

A másik baj a meghatározást illetően ott van, hogy ω csak addig ilyen szép és tiszta, amíg szabad forgácsolással állunk szemben. Abban a pillanatban, amikor a mellékvágó él a csúcssugárig kezd forgácsolni, akkor ott olyan komplikáció kezdődik, amely miatt gyakorlati esetben kénytelenek vagyunk meghatározásától eltekinteni.

Kb. 52 C° hőfok különbség adódik a szerszám és a forgács érintkezésénél keletkező hőmérsékletnél a szabad és a kötött forgácsolás között. Már pedig ez nem mindegy, mert 50 C° nagyon gyakran hozzájárulhat ahhoz, hogy negyed-, ötöd-idő alatt tönkremenjen a szerszám éle. Hogy élsisak van-e, vagy nincs, mindig csak attól függ, hogy az élsisak meghatározását milyen módon kívánjuk megszabni, mert ha azt mondjuk, hogy élsisak akkor van és addig van, amíg a forgácsolásnál 25—30%-nál nagyobb keményedés nem áll be, akkor ez, hogy úgy mondjam, tudományos vita és az élsisak fogalmának meghatározásához tartozik. Elfogadom azt a megállapítást, hogy élsisak mindig van, de olyan mikroszkópikus méretű, hogy azt a mikrokeménységmérő gyémántcsúcsával nem lehet megszúrni.

Az is kétségtelen, hogy igen kívánatos lenne, ha ezeket az összefüggéseket most már valóban elméleti alapon is össze tudnánk hozni. Úgy érzem, hogy egyedülálló magyar kutatóintézeteink ereje ehhez talán kissé kevés. Itt valamennyi népi demokrácia kutató közösségének segítségét kell kérnem ahhoz, hogy ezeket a törvényszerűségeket kutathassuk.

Köszönöm Sasi-Nagy István kiegészítését. Csak azt az egyszerű képletet írtam fel, amelynél a mindent magában foglaló C tényező szerepel. Nagyon helyes, hogy felhívta rá a figyelmemet, hogy ez nem olyan képlet, amelyet minden körülmények között lehet alkalmazni.

Szentkúti Károly nehéz problémát pendített meg. Kétségtelen, hogy a dolgok tisztázásában igen lényeges szerepet játszana, ha ezekbe a kísérletekbe az ipart kellően be tudnánk vonni és ezáltal statisztikai alapon tudnánk megbízható adatokat közreadni. De az eddigi gyakorlat szerint az ipar termelési lendülete mellett meglehetősen nehéz gyakorlati adatokat kapni. Megvallom, hogy a Kohó- és Gépipari Minisztérium illetékes osztályával közösen már egy-két éve próbálunk az iparból megbízható adatokat szerezni.

A SZERSZÁMGÉPEK JELLEMZŐ ADATAINAK MEGHATÁROZÁSA TECHNOLÓGIAI IGÉNYBEVÉTELÜK ALAPJÁN

HUBERT GUSZTÁV

I. Bevezetés

Szerszámgépek jellemző adatainak azokat az adatokat tekintjük, amelyek részint egy típuson belül a szerszámgép nagyságát jellemzik, részint a gép méretezése szempontjából szükségesek. Ezen adatok meghatározását specifikálásnak nevezzük.

Egyetemes szerszámgépek tervezésekor a tervezőre sokkal nehezebb feladat hárul a méretezés során, mint más egyéb gép esetében. A munkagépek általában egy meghatározott feladatot végeznek, így méretezésük arra szorítkozik, hogy a gép az előírt, jól meghatározott feladatnak feleljen meg. Pl.: Szivattyú méretezésénél a szállítandó mennyiség és szállítási magasság határozza meg a feladatot. Belsőégésű motorok esetében a szerkesztő feladata, hogy a mótor előírt fordulatánál meghatározott teljesítményt biztosítson.

Szerszámgépeknél más a helyzet. A szerszámgépeknek — és elsősorban az egyetemes szerszámgépeknek — olyanoknak kell lenniök, hogy szélesen eltérő jellegű feladatoknak feleljenek meg. Igen nehéz annak meghatározása, hogy a szerszámgépek igénybevételi körülményei hogyan határozhatók meg. Nyilvánvaló, hogy a szerszámgépek egyetemessége határok közé szorítandó, illetve meg kell határozni azt, hogy a szerszámgépek milyen megmunkálási határkörülmények mellett legyenek egyetemes működésűnek tekintendők. Egyes ilyen szempontok triviálisak, a szerszámgép szerkesztésénél önként adódnak és így a gyakorlatban kialakultnak is tekinthetők. Csúcsesztergapadoknál triviális határkörülmény a munkadarabok legnagyobb átforduló átmérője, vagy portálmarógépeknél az áteresztőképesség.

Vannak azonban olyan forgácsolási körülmények, amelyeknél a határesetek nem jelentkeznek a fent vázolt triviális módon és így ezek meghatározása külön technológiai feladat. Annak meghatározása például, hogy valamely tengely simítása adott csúcsesztergán gazdaságosan elvégezhető-e, alaposabb megfontolást és technológiai számítást igényel.

Szerszámgépek szerkesztése éppen a fenti megfontolásokból kifolyólag körülményesebb. Mindezideig ezzel a kérdéssel keveset foglalkoztak. Mivel a

technológia tudománya aránylag nem nagy multra tekinthet vissza, a szerszámgépek kialakításánál a szerkesztőket régebben csupán gyakorlati érzékük vezette. A különböző szerszámgéptípusok evolúciós alapon alakultak ki régebbi típusokból, rendszerint úgy, hogy az újabb típuson azokat a módosításokat hajtották végre, amelyek részint gyakorlati, részint pedig értékesítési szempontból látszottak kívánatosnak. A legutóbbi időkig a szerszámgépek jellemző főadatait a szerkesztők úgy határozták meg, hogy ezeket a piacon fellelhető hasonló jellegű szerszámgépek adataival hasonlították össze.

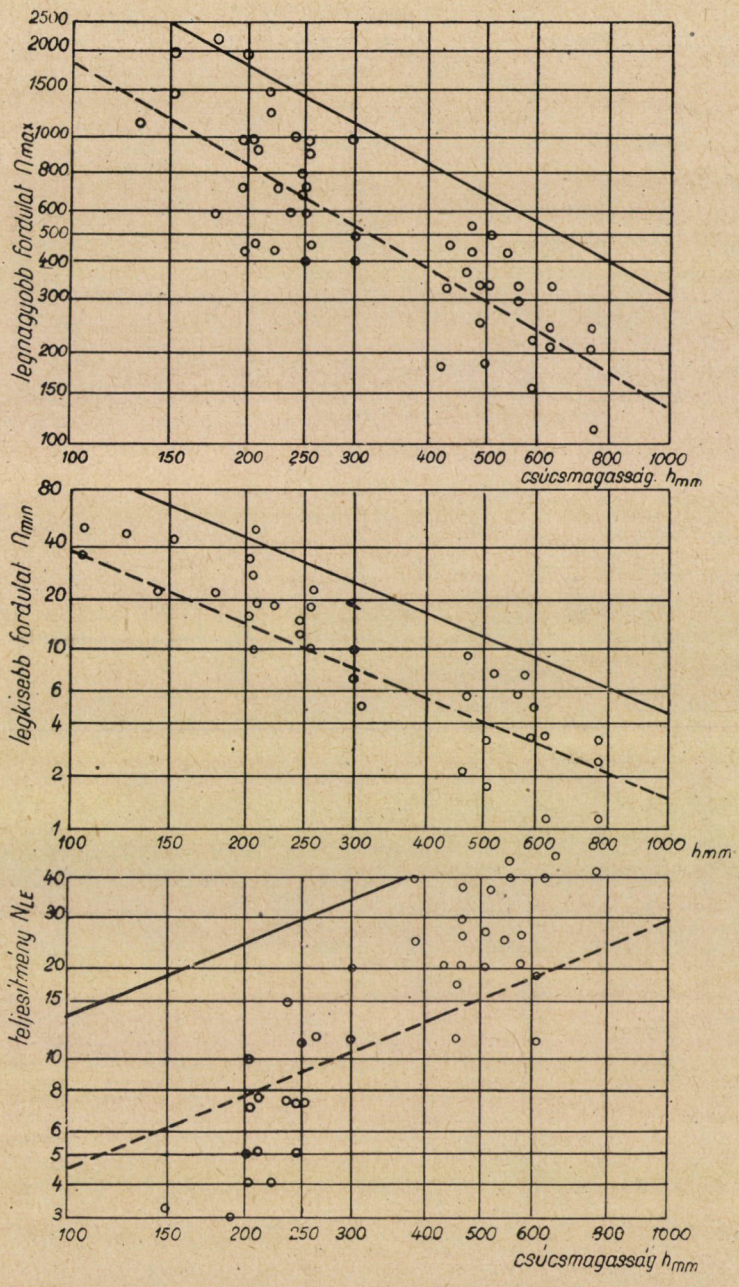
A jellemző adatok ilyen meghatározása természetszerűleg lényeges eltérésekre vezetett, amit úgy állapíthatunk meg, ha azonos típusú, de különböző gyártmányú szerszámgépek jellemző adatait összevetjük. Ilyen összevetésből azt a megállapítást szűrhetjük le, hogy azonos jellegű szerszámgépek nagy része nem rendelkezik a megfelelő jellemző adatokkal, vagy ha ezek az adatok megfelelőek, úgy a szerszámgépek jellegében van különbség. Az 1. ábrán különböző gyártmányú külföldi csúcseszterga fordulatszám-, határérték- és mótorteljesítmény adatait találjuk a csúcsmagasság függvényében. Az ábrán látható pontok szórása igazolja a fenti megállapítást.

A korszerű irodalom egyértelműen megegyezik abban, hogy a szerszámgépek típusai, illetve jellegük kialakultnak tekinthetők és a szerszámgépek típusok szerinti felosztását számos elfogadott szabvány tartalmazza. Továbbiakban tehát elfogadjuk, hogy a szerszámgép-típusok kialakulása helyes, és így a jellemző főadatokat vesszük vizsgálat alá.

A szerszámgépek jellemző főadatainak olyanoknak kell lenniök, hogy azok a gép jellegének megfelelő műveletek gazdaságos elvégzését biztosítsák. Ezek szerint a főadatok meghatározása csak a műveletekből kiindulva technológiai számítások alapján végezhető. A továbbiakban közölt eljárás olyan módszert kíván ismertetni, amelynek alapján csúcseszterga-kra a fenti számítás elvégezhető. Az értekezés célja elsősorban a módszer ismertetése és így a hangsúly a felvett számértékekre vonatkozólag csak másodrendű. A tudományos intézetek, munkabizottságok és a technológia tudományával foglalkozó szakemberek további feladata volna az eljárás finomítása és az ahhoz felhasznált számértékek és technológiai összefüggések megfelelő helyesbítése.

II. Módszer egyetemes csúcseszterga specifikus adatainak meghatározására

Egyetemes csúcseszterga specifikus adatain a csúcsmagasságot, a legnagyobb és legkisebb fordulatszámot, a forgácsolóerő-terhelést és a lóerőteljesítményt értjük. Ezeken kívül természetesen szükséges még igen sok más adat is a kiinduláshoz a tervezéskor. Ilyenek: a fordulatlépcsők sorhányadosa, az előtolásértékek határértékei és sorhányadosa, a pad megkívánt merevsége, stb. Mindezek vizsgálata azonban túlhalad ezen értekezés



1. ábra. Különféle gyártmányú csúcseszterga adatai a csúcsmagasság függvényében.
Megjegyzés: a diagrammokba berajzolt vonalak specifikáció révén nyert értékek.
Keményfém ——————
Gyorsacél — — — — —

keretén, mivel részint más gazdaságossági szempontok alapján határozható meg, részint az eljárás további finomításának feladata.

Szerszámgépek specifikus adatainak meghatározásakor legelső feladat a szerszámgép nagyságának jellemzésére alkalmas adat kiválasztása. Azonos jellegű szerszámgépek esetén a specifikus adatok nyilvánvalóan a gép nagyságának függvényeképen fognak jelentkezni. Csúcsesztergák nagyságára általában a csúcsmagasság és csúcstávolság lesz a legjellemzőbb. Ezek közül a csúcstávolságnak a gép nagyságára aránylag kisebb a befolyása, mert hiszen azonos csúcsmagasságú esztergák a kívánalmaknak megfelelően különböző csúcstávolsággal is készíthetők anélkül, hogy a gépek specifikus adatai között eltérés mutatkoznék. A munkadarab hossza a keresztmetszet méretét, illetve ezen keresztül az alkalmazott vágósebesség és fogásmélység értékét csak kevéssé befolyásolja. Így csúcsesztergáknál jellemző adatnak a csúcsmagasság tekintendő.

Az egyetemes csúcsesztergák egyetemessége azt jelenti, hogy a műveletek igen széles határok között legyenek elvégezhetők. A műveletek határai a következő szempontok szerint állapíthatók meg:

1. A munkadarab befolyása:
   a) a munkadarab anyaga,
   b) a munkadarab méretei,
   c) a munkadarab alakja (pl.: hengeres, tárcsaalakú, alakos, stb.),
   d) a munkadarab befogási módja.
2. A megmunkálási folyamat befolyása:
   a) a megmunkálás jellege (pl.: hossz- vagy keresztesztergálás, fúrás, menetvágás, stb.)
   b) a megmunkálás minősége (pl.: simítás, nagyolás, stb.),
   c) a megmunkálás körülményei (pl.: hűtéssel vagy anélkül, stb.)
3. A szerszám befolyása:
   a) a szerszám anyaga (pl.: gyorsacél, keményfém, stb.),
   b) a szerszám fajtája (pl.: esztergakés, fúró, dörzsár. Esztergakésen belül: egyenes nagyoló, előretolt élű, stb.),
   c) a szerszám befogásának módja.

Mindezek a megmunkálás jellegének oly széles skáláját adják, hogy valamennyi művelet technológiai adatainak meghatározása és azok egybevetése alapján — a szerszámgéptől megkövetelt specifikus adatok megállapítása nem hajtható végre. Szükséges tehát részint statisztikai adatok, részint megfontolás alapján *egy* olyan műveletet kiválasztani, amely a gép működése szempontjából normálműveletnek tekintendő, és amely legjobban fedi a megkívánt műveletek átlagát. A szerszámgép alapadatai ennek a normálműveletnek alapján állapítandók meg. A gép egyetemes működése szempontjából további feladat a műveletek határértékeinek megszabása, aminek alapján a gép vál-

toztatható alapadatai (pl. fordulatszám) az átlagértéktől fel- és lefelé kiterjesztendők.

A továbbiakban vizsgáljuk meg, hogy a megmunkálás jellegének fenti osztályozása szempontjából mely művelet tekinthető normálműveletnek.

1/*a*. *A munkadarab anyaga*. A megmunkálandó munkadarab anyaga lehet acél, öntöttvas vagy színesfém. Műanyagok vagy egyéb nemfémes anyagok nem jöhetnek számításba. A fémanyagok közül is a vasanyagok jelentkeznek túlnyomóan. Öntöttvasból rendszerint csak alakos alkatrészek, ritkábban szíj-, vagy fogaskeréktárcsák készülnek. Alakos alkatrészek legnagyobbrészt más szerszámgépeken kerülnek megmunkálásra (fúrógépek, marógépek, vízszintes fúrómaróművek, stb.). Statisztika alapján a korszerű irodalom egyöntetűen az acélt tekinti az esztergákon legáltalánosabban előforduló munkadarabanyagnak és ezen belül az 50—60 kg/mm^2 szilárdságú anyagot. Továbbiakban számításainkhoz 55 kg/mm^2 szilárdságú acélanyagot vettünk számítási alapul.

1/*b*. *A munkadarab méretei*. Tekintve, hogy az előzőkben már vázoltuk, hogy az esztergák nagyságának meghatározásához a csúcsmagasságból indultunk ki az esztergálandó munkadarab méretei közül az átmérőnek van jelentősége. Vizsgálatokat folytattunk üzemekben a célból, hogy meghatározzuk a csúcsmagasság és a munkadarab-átmérő összefüggését. Vizsgálataink arra a megállapításra vezettek, hogy az üzemekben a csúcsmagasság által megadott lehetőséget általában nem használják kellően ki. Ennek oka véleményünk szerint abban keresendő, hogy az üzemekben önként adódott a nagyobb teljesítményekre való törekvés. A jelenlegi szerszámgépek nagyrészt nem biztosítják a korszerű szerszámanyagok teljes kihasználását, amit az üzemi gyakorlat önkéntelenül úgy próbált bizonyos mértékig kiegyenlíteni, hogy a megmunkálást az átmérő által megszabott minimális csúcsmagasságú eszterga helyett nagyobb esztergán végzi, mivel a nagyobb csúcsmagasságú eszterga általában nagyobb teljesítményű is.

Korszerű tudományos alapon tervezett szerszámgépeken nem lesz szükségszerű ennek az eljárásnak az alkalmazása, így feltehető, hogy a technológiai fejlődés folyamán a csúcsmagasság kihasználása javulni fog. E helyen is rá kívánunk mutatni a technológusoknak arra a feladatára, hogy a gyártást ilyen irányba tereljék.

A csúcsmagasság teljes kihasználását akadályozza az a körülmény is, hogy a szán fölött elforgó átmérő kisebb, mint a csúcsmagasság kétszerese, a munkadarab alakja pedig rendszerint olyan, hogy a szán fölött helyezkedik el. Ilyen megfontolással további számításoknál a munkadarab jellemző átmérőjét

$$D = \frac{h}{0{,}9}$$

értékben határoztuk meg, ahol D a munkadarab jellemző átmérője, h a csúcsmagasság.

1/*c*. *A munkadarab alakja*. A munkadarab alakjára vonatkozólag tömör, hengeres munkadarabot vettünk gyakorisági szempontból alapul.

1/*d*. *A munkadarab befogási módja*. Jelen értekezésünknél abból a feltételből indultunk ki, hogy a munkadarab befogása lehetővé teszi a más szempontból megengedhető forgácsolóerő fellépését.

A forgácsoló műveleteknél a termelékenység fokozása a cél, amit helyesebben az előtolás, illetve a forgácskeresztmetszet növelésével lehet elérni, ennek következtében a műveleteknél a nagyobb forgácsolási erő felvételére kell számítani. A művelettervezésnél és a készülékezésnél feladat, hogy a munkadarab befogása is olyan legyen, hogy az egyébként megengedhető forgácsolási erő fellépését lehetővé tegye. Ilyenformán a befogás erőcsökkentő befolyásától számításainknál eltekintettünk.

2/*a*. *A megmunkálás jellege*. Erre vonatkozólag gyakorisági szempontból külső hengeres hosszesztergálást vettünk alapul. Természetesen egyéb forgácsolási eljárások is gyakran előfordulnak, de sem a forgácsolási erő értékére, sem a vágósebesség nagyságára nem adnak olyan szélső értékeket, hogy a specifikációs adatok meghatározásánál jelentőséggel bírnának.

2/*b*. *A megmunkálás minősége*. Átlagos műveletül jelen értekezés szempontjából a nagyoló megmunkálást választottuk. Nagyoláson értjük ebben az esetben azt a forgácsolási műveletet, amelynél az elkészített felülettel szemben nem támasztunk minőségi követelményeket. A nagyoló megmunkálás alapulvétele mellett szól az a körülmény is, hogy a fejlődést tekintetbe véve, várhatóan túlnyomó lesz az esztergákon végzett megmunkálások között. A végső megmunkálást egyre inkább köszörű-, vagy még finomabb művelettel készítik és így feltehető, hogy a fejlődés során a ráhagyás csökkenése mellett is a nagyoló megmunkálások gyakorisága növekedni fog.

A nehéziparban végzett statisztikai felmérés alapján jó közelítéssel kimondható, hogy egy szerszámgép működési idejéből 60% esik a gépi időre és az egyenlően oszlik meg simítás és nagyolás között. A nagyolás alapulvétele mellett szól az, hogy nyilvánvalóan a nagyobb terhelés nagyolás esetén fordul elő és mivel a gép működési idejéből nem rövidebb idő esik nagyolásra, a nagyobb terhelésnek megfelelően simítás esetére biztonságot nyerünk.

A simító megmunkálásra vonatkozó összefüggések figyelembevétele ellenőrzésképpen történhetik a specifikus adatok meghatározása után oly módon, hogy megvizsgáljuk, hogy a kapott adatok lehetővé teszik-e a simítás gazdaságos végrehajtását.

2/*c*. *A megmunkálás körülményei*. A specifikus adatok meghatározásakor hűtés nélküli megmunkálást tételeztünk fel. Ennek oka az, hogy a gyakorlatban a hűtést csak igen kis mértékben alkalmazzák, jórészt azért, mert egyre nagyobb teret hódít az a tudományos nézet, hogy a hűtés nem szolgálja

a teljesítménynövelés célját olyan mértékben, mint ahogy azt eddig tartották. Tudvalevő, hogy a forgácsoló munka gyakorlatilag teljes egészében hővé alakul, aminek következtében a leválasztásra kerülő anyag is felmelegszik és így szilárdsága csökken. Ez természetszerűleg csak a nagyteljesítményű forgácsolásnál jelentkezik, mivel ellenkező esetben a forgácsolandó anyag hőmérséklete a hőmérséklet-szilárdság-görbe emelkedő szárára esik.

Korszerű szerszámgépek specifikus adatainak meghatározásakor a fenti megfontolások alapján tehát a hűtésnélküli megmunkálásra esett a választás.

3/*a*. *A szerszám anyaga.* Korszerű szerszámanyagként a gyorsacélt és a keményfémet vettük alapul. A gyorsacél esetében 6—8% kobalt-tartalmú, nagyteljesítményű szerszámanyagra végeztük el a számítást, a keményfém esetében pedig —acélanyag megmunkálásáról lévén szó — az MNOSZ szabványok szerinti »A« minőséget feltételeztük.

Felmerülhet az a kérdés, hogy a később leírt nagy előtolásoknál megengedhető-e ez a legridegebb keményfémminőség, de mint alább tapasztaljuk, a kiadódott előtolásértékek nem abnormálisan nagyok, így a törvényszerűség folyamatosságának érdekében is megengedhetőnek tartottuk, hogy a teljes forgácsoló tartományban ezzel a minőséggel számoljunk.

3/*b*, 3/*c*. *A szerszám fajtája és befogásának módja.* Az előző feltételeknek megfelelően szilárd befogású egyenes nagyoló esztergakést vettünk alapul.

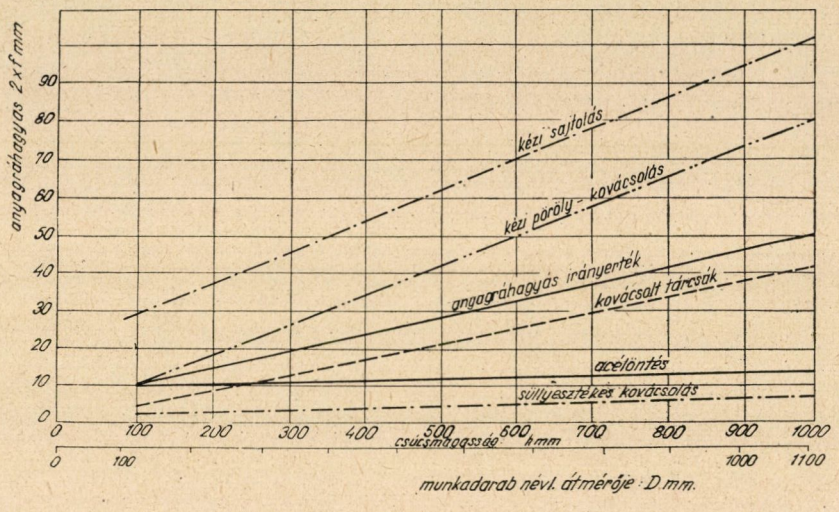
A továbbiakban a gyakoriság szempontjából megállapított átlag-jellegű megmunkálás jellemzőinek megállapítása után rátérünk a specifikus adatok meghatározására. Tekintve, hogy a forgácsolás matematikai képletei általában exponenciális egyenletek és ezekben az egyenletekben additív tagok is szerepelnek, az egyenletek megoldásának egyszerűsítésére grafikus módszert használtunk. Az e módszerrel velejáró szerkesztési és leolvasási hibák értéke messze alatta marad azoknak a követelményeknek, amelyeket a jelen értekezés szempontjából megkövetelünk.

Ismételten utalni kívánunk arra, hogy ennek az értekezésnek célja és feladata elsősorban a specifikus adatok meghatározási módszerének ismertetése, és csak másodsorban kíván a felhasznált számszerű adatok alapján tájékoztatásul szolgálni. Ezért tettünk engedményeket a számítás könnyű lebonyolítása érdekében a használt képletek, nomogrammok és számértékek módszeres kritikai megválasztásánál. A grafikus megoldások céljára hazánkban elterjedt NIK forgácsolási kiadványokat használtuk.

Első lépésre a fogásmélységnek a csúcsmagasság függvényében jelentkező normálértékét kívántuk meghatározni. Ebből a célból megvizsgáltuk az esztergálást megelőző technológiai eljárásokat, hogy a ráhagyás értékét meghatározhassuk. A normál munkadarabként jelentkező tengelyszerű darab a következő előmunkálással kerülhet esztergálásra:

1. Sűlyesztékben kovácsolva.
2. Öntve.
3. Tárcsa alakban kovácsolva. (Pőröllyel.)
4. Tengelyalakban kovácsolva. (Pőröllyel.)
5. Sajtológépen hengeresre nyomva.

A fenti változatokra anyagráhagyási előírások vannak. Tanulmányunkban a kovácsolási és sajtolási ráhagyásnál az akkori Nehézipari Központ kiadványát, az öntési ráhagyásnál a MNOSZ vonatkozó szabványát vettük alapul.



2. ábra

A 2. sz. ábra mutatja az átmérő függvényében az előírás szerinti legnagyobb megengedett ráhagyást. Az ábrában a fentebb közölt képlet alapján a megfelelő normál darabátmérő — csúcsmagasság összefüggést is feltüntettük oly módon, hogy minden munkadarabátmérőhöz felrajzoltuk azt a csúcsmagasságot, amelynél gazdaságosan lehet a szerszámgépet kihasználni.

A technológiai módszereknek megfelelő különböző, azonos átmérőhöz tartozó anyagráhagyások középértékét meghatároztuk. Ez az irányérték a várható átlagos ráhagyást jelenti, a ráhagyás pedig a fogásmélység kétszerese, ha feltételezzük, hogy a ráhagyást lehetőleg egy fogással esztergályozzuk le. Az anyagráhagyás irányérték-vonalának szerkesztésekor figyelembe vettük azt, hogy a 100 mm körüli értékhez tartozó anyagráhagyás a sajtolástól eltekintve, aránylag közelfekvő értékeket határoz meg, tehát itt a kézi pőrölykovácsolásnak megfelelő ráhagyásból indultunk ki, a felső értéknél pedig az 1100 mm átmérőhöz tartozó ráhagyásnál alapul vettük azt, hogy főleg tárcsaalakú munkadarabok megmunkálása fordul elő és ezért a vonalat a kovácsolt

tárcsák előírt ráhagyásának vonalával párhuzamosan húztuk meg. Tapasztalat szerint az így kapott ráhagyás-irányérték a gyakorlatnak is megfelel. Ezzel a megfontolással a normál fogásmélység meghatározottnak tekinthető. A csúcsmagasság — normál fogásmélység összefüggés :

$$f = 2{,}5 + 0{,}022\ h$$

ahol f a normál fogásmélység mm-ben, h a csúcsmagasság mm-ben (l. 2. ábra).

Következő lépés a csúcseszterga erőterhelésének meghatározása. Az erőterhelés fogalmán azt a legnagyobb forgácsolóerő-értéket értjük, amelynél a szerszámgép még biztonságosan használható. Tervezéskor — a kellő merevséget figyelembe véve — erre az értékre lehet számítani a méretezésnél.

A forgácsoló erőterhelés értéke nyilvánvalóan függvénye a szerszámgép nagyságának, mert részint a nagyobb szerszámgép nagyobb erők felvételére alkalmas, részint a nagyobb szerszámgéphez nagyobb munkadarab és nagyobb szerszám tartozik, tehát ezek terhelhetősége is nagyobb.

Az erőterhelés és a csúcsmagasság törvényszerűségére vonatkozólag megbízható adatokat az irodalomban nem találtunk. Kénytelenek voltunk tehát a tradicionális értékekre építeni. Az összefüggés felállításánál elfogadtuk azt, hogy a gyakorlatban kialakult szerszámgéptípusok helyes konstrukciók és így nagyobbrészt arra alapoztuk az összefüggést, hogy ismert csúcseszterga-típusokból számítással határozzuk meg az értékeket. Ezen felül az összefüggés kialakításánál még a következő meggondolásokat vettük figyelembe :

1. Az összefüggés — a munkadarabra vonatkozólag az egyes nagyságrendek között geometriai hasonlóságot feltételezve — a darabátmérő nagyobbodásával parabolikusan nő, ha a munkadarab igénybevételét a forgácsolóerő hatására hajlító igénybevételnek tekintjük.

2. 1949-ben, az akkori Nehézipari Igazgatóság 25.00.01. sz. alatt ú. n. gépbehatárolási kiadványt bocsátott ki, amelyben statisztikai adatok feldolgozása révén egy forgácsolóerő-csúcsmagasság összefüggés szerepelt, és bár ezt az iparban rendszeresen használták, módosítására kívánság nem merült fel.

3. A csúcseszterga̋kon az ágytól a főorsó középvonaláig adódó távolságon belül kell a tervezőnek megoldania a szán háromirányú elmozgatására alkalmas vezetékeket, a késszán elforgatására alkalmas szerkezetet és a késtartó berendezést úgy, hogy a késtartó felfogó felülete legalább a késszár magasságának megfelelő mérettel a csúcstengely alatt legyen. Ilyen körülmények között a kellő szilárdság biztosítása elég nehéz feladat. Mindenesetre a beépíthető anyagkeresztmetszet a forgácsolóerő-terhelésnél határt szab.

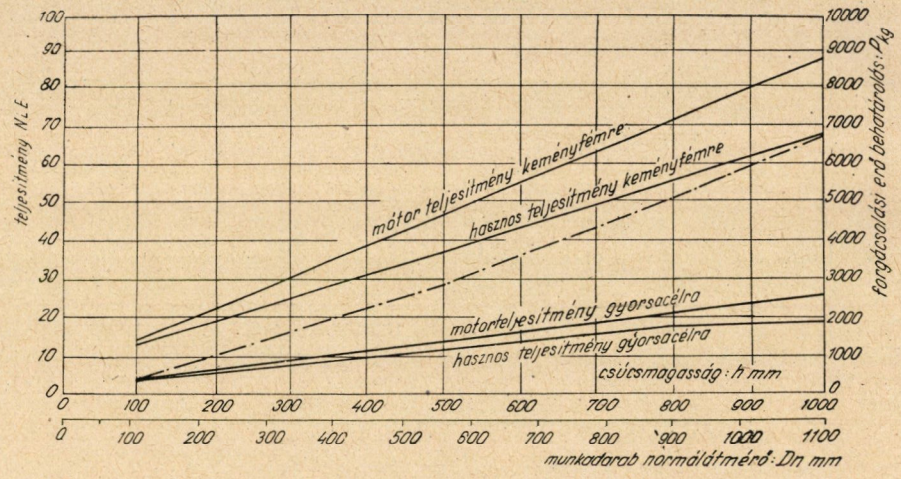
A fenti megfontolások alapján a csúcsmagasság-erőterhelést a következő összefüggésben rögzítettük :

$$P_{max} = 4{,}5 \cdot h^{1{,}06}$$

ahol P_{max} a megengedhető legnagyobb erőterhelés kg-ban, h a csúcsmagasság mm-ben (l. 3. ábra).

A fogásmélység és forgácsolóerő ismeretében — meghatározott anyag esetén — az előtolás kiszámítható. A fogásmélység és az előtolás meghatározásával a kívánt éltartamra a vágósebesség egyértelműen adódik. Ha a forgácsolóerő és a vágósebesség adott, úgy a forgácsoló művelet teljesítményszükséglete számítható.

A fenti feltétel szerint történt a normál előtolás, a vágósebesség és a teljesítmény megállapítása, mint a csúcsmagasság függvénye. Itt jegyezzük meg, hogy a vágósebesség és a teljesítmény természetesen eltérő eredményt ad gyorsacélra és keményfémre, így számításainknál mindkét esetre meghatároz-



3. ábra. A forgácsolási erő és a teljesítmény értékei esztergapadra

tuk a fenti értékeket (l. az I. táblázatot). A szerszámgép mótorteljesítményének meghatározásához az egyszerűség érdekében $\eta = 0{,}75$ összhatásfokot vettünk alapul.

Gyorsacélra a 60 perces éltartamhoz tartozó vágósebességet a NIK-kiadványok alapján a következő képlet segítségével állapítottuk meg:

$$v_{60} = \frac{5920}{1{,}26} - (48 - 0{,}43\,\sigma)\log e - \frac{(48-0{,}43\,\sigma)}{2}\log f.$$

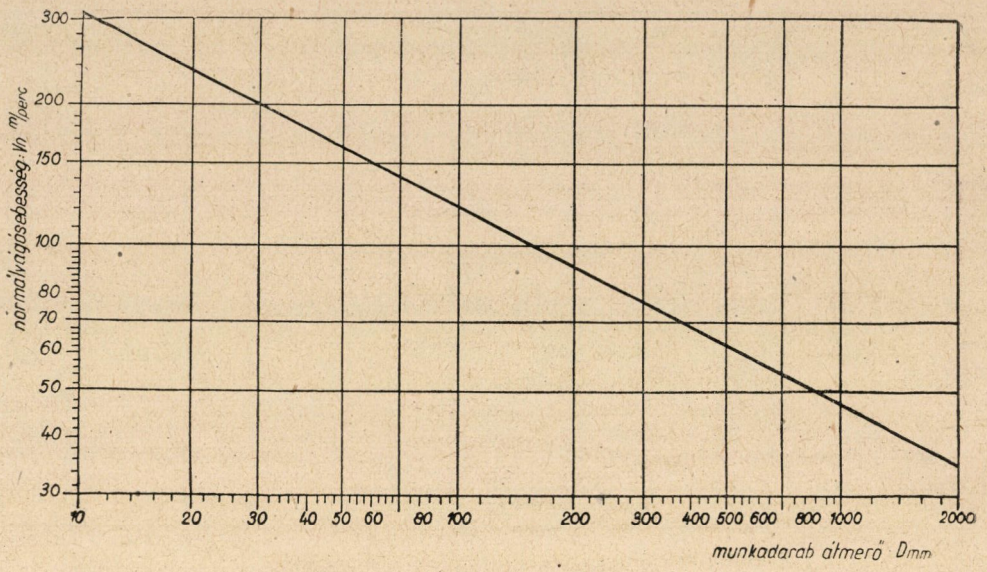
Keményfémre a NIK-kiadvány alapján 4 órás éltartamhoz a vágósebesség megállapítására a következő képletet használtuk (55 kg/mm² szilárdságú acélanyagra):

$$v_{240} = \frac{115}{e^{0{,}4} \cdot f^{0{,}18}}.$$

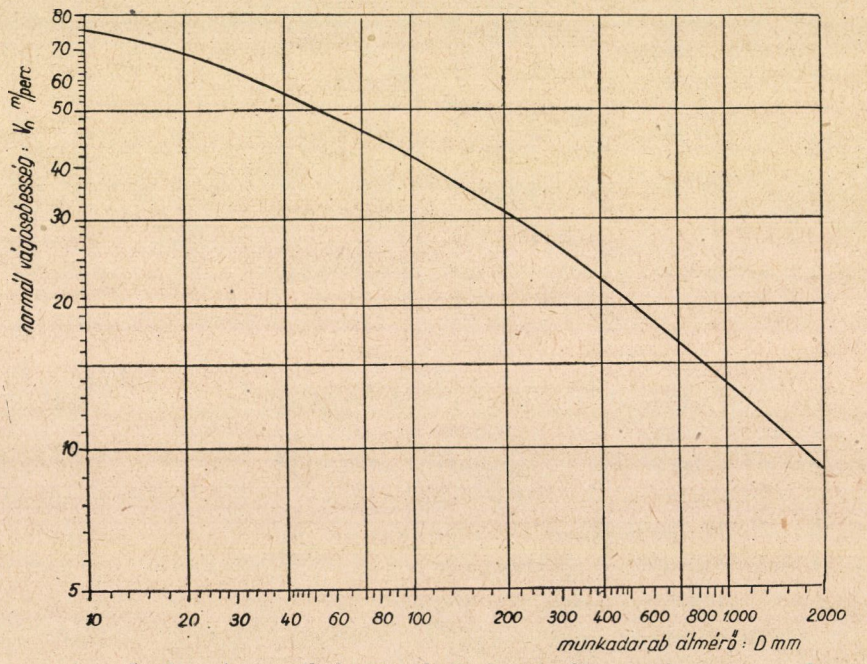
I. Esztergapadok számított adatai

Csúcsmagasság h mm	100	200	300	400	500	600	700	800	1000
Munkadarab normál átmérő Dn mm	111	222	333	444	555	666	777	888	1111
Forgácsolási erő behatároló érték P_{max} min	410	955	1520	2290	2930	3590	4340	5050	6720
Normál fogásmélység f mm	5	7	9,1	11,5	13,5	16	18,5	20	24
Normál előtolás e mm	0,49	0,89	1,27	1,56	1,73	1,86	2,05	2,22	2,62
Hasznos teljesítmény keményfémre N_h LE	10,42	18,5	23,8	31,5	37,5	43,5	49,2	54,7	66
Hasznos teljesítmény gyorsacélra N_h LE	3,55	6,15	8,3	10,7	12,3	13,4	15	16,4	19
Legnagyobb nyomaték M mkg	22,7	106	253	510	810	1195	1680	2240	3730
Normál vágósebesség keményfémre v_n m/perc	114,8	87	70,8	62	57,7	54,5	61,1	48,7	44,1
Normál vágósebesség gyorsacélra v_n m/perc	39	29	24,5	21	18,8	16,8	15,5	14,6	12,8
Normál fordulatszám keményfémre n_n/perc	330	124	67,8	44,5	33,1	26,1	21	17,4	12,6
Normál fordulatszám gyorsacélra n_n/perc	112	41,6	23,5	15,1	10,8	8	6,35	5,2	3,7
Mótorteljesítmény keményfémre N LE	14	24,6	31,7	42	50	58	65,5	73	88
Mótorteljesítmény gyorsacélra N LE	4,74	8,2	11,05	14,3	16,4	17,9	20	21,9	25,3

A csúcsesztergapadok fordulatszám-határértékeinek megállapításánál a normál vágósebességből indultunk ki úgy, hogy meghatároztuk a befogandó munkadarabok legkisebb és legnagyobb átmérőjét. Az esztergapadba befogható legnagyobb átmérőt a csúcsmagasság kétszeres értékében állapítottuk meg, mivel általánosságban ez a legnagyobb átmérő, amelyet adott csúcsmagasságú padon forgácsolhatunk. A legkisebb átmérőt, amelyet még gazdaságosan kívánunk forgácsolni, a csúcsmagasság $^1/_{10}$-ére vettük fel. Pl. 250 mm-es csúcsesztergapadon egy 25 mm átmérőjű tengelyen még a kívánt vágósebességet el kívánjuk érni.



4. ábra. A normálsebesség ábrája gyorsacél esetében



5. ábra. A normálsebesség ábrája keményfém esetében

Ha egy csúcsesztergán a normálátmérőtől eltérő átmérőjű munkadarabot kívánunk megmunkálni, úgy feltehető, hogy az alkalmazandó vágósebesség értékét a munkadarab szempontjából kell meghatároznunk. Nyilvánvaló, hogy kisebb átmérő esetén — a csúcsmagasságtól függetlenül — a ráhagyás mértéke is kisebb lesz és viszont. Ugyancsak feltehető, hogy minél nagyobb a munkadarab átmérője, annál szilárdabbnak tekinthető.

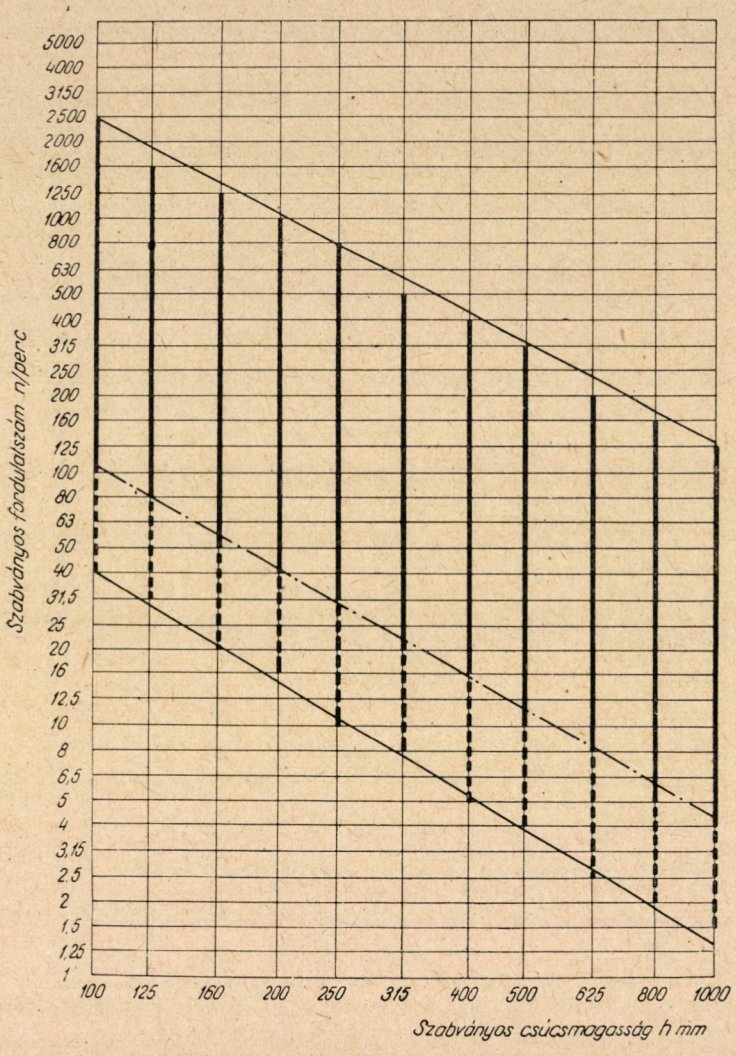
Ha abból a feltételből indulnánk ki, hogy minden átmérő esztergálásához tartozó forgácskeresztmetszetet a legnagyobb forgácsolóerő szempontjából határoznók meg, úgy helytelen úton haladnánk, mert a kisebb munkadarabátmérőhöz egyszersmind kisebb megengedhető forgácsolóerő is tartozik, mivel a munkadarab karcsúbb lévén, nem vehető akkora forgácsolóerőre igénybe.

Ezek feltételezésével a különböző átmérőkhöz tartozó vágósebességértékeket úgy határozzuk meg, hogy azt az összefüggést, amelyet helyesnek ismertünk el az általunk önkényesen felvett csúcsmagasság-határértékek között, kiterjesztjük ezeken a határértékeken túl is. Ez azt jelenti, hogy a vágósebességet úgy választjuk meg, mintha minden egyes átmérőt az annak megfelelő csúcsmagasságú padon munkálnók meg úgy, hogy az átmérő-érték a megfelelő csúcsmagasság normál átmérője volna.

II. Csúcseszterga padok előírásszerű főadatai

Csúcsmagasság mm	Pmax kg	Keményfém-padok			Gyorsacél- padok		
		N_{max} /perc	N_{min} /perc	N Le	N_{max} /perc	N_{min} /perc	N Le
100	425	5000	160	14	2500	40	4,75
125	575	4000	125	16	1600	31,5	5,5
160	750	3150	80	19	1250	20	7
200	1000	2500	63	24,5	1000	16	8,25
250	1250	1600	40	26	800	10	10
315	1650	1250	25	32	500	8	12
400	2300	1000	20	42	400	5	14,5
500	3000	800	12,5	50	315	4	16,5
625	3800	630	10	57	200	2,5	19
800	5000	400	6,3	73	160	2	22
1000	6750	315	5	88	125	1,6	25,5

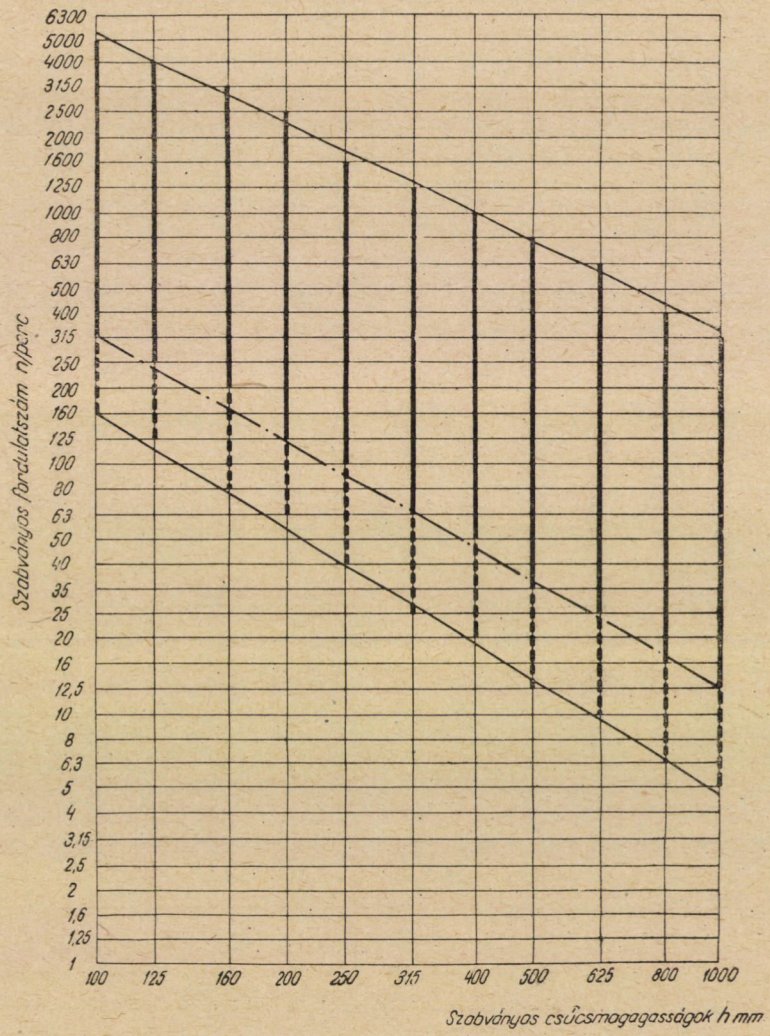
A vágósebesség-értékeknek ezt az esztergálásnál nyert összefüggését a továbbiakban normál végósebességnek nevezzük. Ebben a fogalmazásban tehát minden munkadarabátmérőhöz tartozik egy-egy normál vágósebesség-érték. Természetesen ez más értéket ad gyorsacélra és mást keményfémre (l. 4. és 5. ábra).



6. ábra. Gyorsacél-esztergák fordulatszámai

Adott csúcsmagasságnál a legnagyobb és a legkisebb munkadarabátmérőhöz a kérdéses normál vágósebesség értékének leolvasásával a fordulatszám értéke is megállapítható. Ezt a módszert a különböző csúcsmagasságokra végrehajtva, végeredményben megkapjuk a csúcsmagasság és a legnagyobb-legkisebb fördulatszám összefüggést (l. 6. és 7. ábra).

Az ismertetett eljárással meghatároztuk minden egyes csúcsmagasság-értékhez tartozó forgácsolóerő behatárolási értékét (legnagyobb megengedhető forgácsolóerőt), mótorteljesítményt és a fordulatszám határértékeket (l. a II. táblázatot).



7. ábra. Keményfém-esztergák fordulatszámai

A normál átmérő a csúcsesztergák észszerű teljes igénybevételét jelenti. Tehát ennek megmunkálása a pad teljesítményének, de egyben erőterhelésének teljes kihasználását adja. Így javasolható, hogy az ehhez tartozó fordulatszám egyben kritikus fordulat is legyen, tehát az a fordulat, amelyen aluli lépcsők esetében az átvihető nyomaték állandó és amelyen felül már konstans

teljesítmény átvitelével számolhatunk. A 6. és 7. ábrán éppen ezért a fordulatértékeket úgy jelöltük, hogy a fordulattartomány kritikus fordulat alatti részét pontozott, a fölötte jelentkező részt pedig teljes vonallal ábrázoltuk. Itt említjük meg, hogy az így kiadódott kritikus fordulatszám kb. megegyezik a kialakult gyakorlattal.

III. Összefoglalás

Az 1. ábra különböző gyártmányú csúcsesztergák jellemző adatait tárja elénk. Ebbe az ábrába az összehasonlítás érdekében berajzoltuk a jelen értekezés alapján adódó értékeket. Megfigyelhetjük, hogy a piacon elterjedt gépek adatai legnagyobbrészt az általunk gyorsacél-, illetve keményfém-padokra kialakított adatok közé esnek. Ebből azt a tanulságot vonhatjuk le, hogy a ma elterjedt és használatos szerszámgépek még nem érték el azokat a követelményeket, amelyeket a modern szerszámanyagok támasztanak. A teljesítőképesség szempontjából a technológia története során a szerszámanyagok mindig elől haladtak és a szerszámgépek csak időrendi késéssel fejlődtek. A specifikus adatok összehasonlítása során tehát azt az eredményt szűrhetjük le, hogy jelenlegi szerszámgépeink nagy általánosságban még mindig nem érték el a keményfém-szerszámok részéről megkívánt követelményeket, noha már az idők folyamán túllépték a gyorsacél-szerszámanyag helyes kihasználásának követelményeit.

A szerszámgépek itt leírt specifikálása még további alapos kutató munkát kíván. Meg kell említenünk, hogy a közölt ismertetés csak technológiai szempontból taglalja a csúcsesztergák szükséges adatait. Véleményünk szerint ezt a számítást ki kell egészítenünk az előállítás és a felhasználás szempontjainak figyelembe vételével.

A teljesítmények értéke korszerű technológiai adatok alkalmazására a gép nagyfokú igénybevétele mellett érvényes. A szerszámgép teljes terhelése a gép teljes üzemidejének azonban csak egy része, így a nagy teljesítmény — amely nagy amortizációs és üresjárási költségeket jelent — csak részben használható ki. Ilyenformán megkeresendő az a módosított teljesítmény, amelynél a beruházási költségek a termeléstöbblettel egyensúlyban vannak.

Véleményünk szerint a szerszámgépek specifikus adatainak meghatározását minél több szerszámgépre el kell végezni, mert szerintünk ez az egyedüli helyes módszere annak, hogy szerszámgépeink lépést tarthassanak nemcsak a jelenlegi technológiai követelményekkel, hanem úgy készülhessenek, hogy a munkadaraboknál és a szerszámoknál, valamint a megmunkálási módszereknél jelentkező fejlődést is ki tudják elégíteni.

HOZZÁSZÓLÁSOK

HAJÓS GYÖRGY

Meglehetősen nagy a különbség a legnagyobb megengedhető forgácsolási erő kérdésében: Josef Píč adata Hubertének durván a kétszerese. Talán visszaemlékeznek, hogy Hubert megmondotta, hogy ez az adat nem meghatározott alapokon, hanem statisztikai adatokon nyugszik, tehát nem igényli a feltétlen helyességet.

Szeretném megkérdezni a hozzászólót, hogy az ő adata milyen forrásból származik?

JOSEF PÍČ

Ez a Skoda-műveknél gyakorlatban bevált érték. Itt igen nehéz, főkép kovácsolt darabokkal dolgoznak, ahol nagy forgácskeresztmetszet szerepel. Az ott készült gépek kielégítik ezt a feltételt.

HAJÓS GYÖRGY

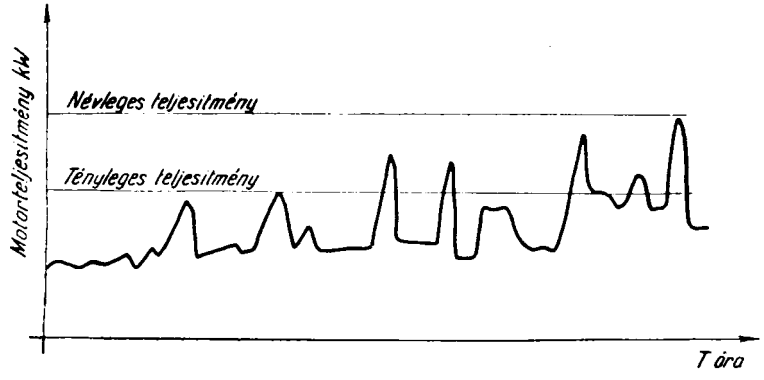
Célszerűnek tartja-e ennek felhasználását általában egyetemes szerszámgépeknél?

JOSEF PÍČ

Szerintem ez szükséges és hasznos minden egyetemes gépnél, mert az öntvények megmunkálásánál is fellépnek ilyen erőhatások.

JIŘÍ TLUSTÝ

Ha a gépeket olyan tulajdonságokkal ruházzuk fel, amelyeket nem fogunk tudni kihasználni, akkor tulajdonképpen pazaroljuk a nemzeti vagyont.



Az egyik oldalon a nagyobb teljesítményű megmunkáló gép gyorsítja a munkát és növeli a termelékenységet. A másik oldalon viszont ilyen nagyobb gép előállítása több munkát jelent az öntvénygyártásban, a motorgyártásban, az alkatrészeknek megmunkálásában. Első és legfontosabb szempontunk

tehát az kell, hogy legyen, hogy az a haszon, amelyet az új szerszámgépből nyerünk, nagyobb legyen, mint az előállításához szükséges költségek összege.

Mielőtt ebben a kérdésben továbbmennék, megemlítek egy érdekes példát:

Meg kell állapítanunk, hogy milyen mértékben használjuk ki egyetemes esztegapadjainkat. Teljesen egyetemes gépről van szó, amely alkalmas keményfémmel és gyorsacéllal végzett munkára, menetvágásra, stb. Ezt a példát csak egy üzemből ragadom ki. Hogy ezt az eredményt általánosan alkalmazhassuk, ahhoz az kellene, hogy több üzemben végezzünk nagyszámú vizsgálatot és mérést.

Nem tettünk mást, mint hogy két hétig regisztráló wattmérőt kapcsoltunk be az esztergapadba. Az eredményt az ábra mutatja.

Olyan esztergapadról van szó, ahol a főorsót tengelykapcsolóval tudjuk indítani és megállítani. Reggel bejön a munkás a műhelybe és bekapcsolja a motort. Az üresjárás az első érték. A mótor egész idő alatt fut, csak időnként lekapcsolják a tengelykapcsolóval a terhelést. Vége a munkanapnak, jön a második váltás, stb.

A névleges teljesítmény alatt maradó teljesítménykihasználás oka vagy az volt, hogy a munkás nem tudja a gépet kellőképen kezelni és kihasználni, vagy pedig a gyártás faja olyan, hogy nem alkalmas a gép kihasználására. Valószínűbb a második.

Mekkora teljesítményt választanánk ilyen munkára használt esztergapad számára? Kb. a diagrammon kapott tényleges teljesítmény fölött valamivel, a névleges teljesítményhez viszonyítva $^2/_3$ arányban álló teljesítményt. Ebben az esetben a kiugró nagyobb teljesítményt igénylő munkát a dolgozónak lassabban kellene végeznie, és ott kisebb lenne a termelékenység. Ezt a csökkentett termelékenységet azonban bőségesen ellensúlyozná a megtakarított teljesítmény. Egyetemes munkáról van szó.

Az állásidőben a munkás mér, befog, a szánt állítja be, vagy várja a köszörülésre küldött szerszámot, stb.

A fő kérdés az, hogy mi annak a gépnek a rendeltetése, amelyre az előadásban a módszert felállítottuk. A gép mechanikai teljesítménye a gyártásnak természetesen csupán azt a részét befolyásolja, amelyet a gépi idő ad. Tegyük fel, hogy olyan gyártásról van szó, ahol a gép teljes egészében van terhelve. Bizonyos rövid ideig tehát teljes egészében ki van használva, viszont sok az állási idő, a gyártásban tehát igen sok a mellékidő. Ha pl. ilyen esetben a gép teljesítményét megnövelnénk a kétszeresére, akkor csupán a rövid gépi időt csökkentenénk a felére, de a gép termelékenységét nem növelnénk, mert a mellékidő többet tesz ki, mint a főidő. Ha gyártásunk 80%-a ilyen jellegű, s ha pl. 250-es csúcsmagasságú padokat fogunk gyártani 26 LE teljesítménnyel, akkor a legtöbb esetben feleslegesen nagy lesz a gép teljesítménye. Ezért, mint lehetőséget közlöm itt a gépek nagyságának meghatározására a teljesítménykihasználás részletes vizsgálatát. A teljesítményt kell alapul venni a méretezés megkezdésekor. Az összes többi érték könnyen levezethető a teljesítményből.

Megjegyzést szeretnék hozzáfűzni az esztergapad hosszáról. Érdekelne a jelenlévő szakemberek véleménye a tekintetben, hogy az összes munka hány százalékát végezzük csúcsok között és hány százalékát másképen. Régi rossz szokás, hogy a műhelyekben olyan esztergapadok vannak, amelyeknek hossza 2—3 m. Ha a műhelyben valamennyi gépnek csak 30%-a

volna ilyen hosszú, akkor nyilván csak a hosszú darabokat tennék ezekre a padokra, a többit pedig a megfelelő kisebb padokra adnák ki.

Még egy megjegyzést szeretnék tenni a keramikus lapkákról. Most még nem tudjuk megállapítani, hogy a keramikus lapkák bevezetése mekkora jelentőségű. A Szovjetunióból kapott keramikus lapkák, amelyeket otthon kipróbáltunk, azt mutatják, hogy nagyjából hasonló tulajdonságokkal rendelkeznek, mint az eddig használt keményfémlapkák. Tegyük fel, hogy a keramikus lapkák élettartam-görbéje megegyezik a keményfémlapkák élettartam-görbéjével. Tekintettel arra, hogy a keramikus lapkák lényegesen olcsóbbak, mint a keményfémlapkák, ezeknél a leggazdaságosabb vágósebességet nagyobbra választhatjuk. Ha a keményfémlapkák leggazdaságosabb sebessége, mondjuk, 60-perces volt, akkor a keramikus lapkák esetében a legkedvezőbb sebesség az lesz, amelynél az élettartam 15 perc. Erről most még nehéz beszélni, de feltétlenül nagy jelentősége van és lesz a jövőben a szerszámgépek tervezésénél a vágósebesség ilyen mértékben való növekedésének.

RITTER ENDRE

Az előadó olyan kérdéssel foglalkozott, amelynek tudományos színvonalon való tisztázása két okból nagyjelentőségű. Az egyik ok az, hogy az így kialakított eredmények az egyetemes szerszámgépek típusnagyságait a tényleges szükségletnek legmegfelelőbb módon határozhatják meg. A másik az, hogy ezt a kérdést műszaki megfontolással, tudományos alapon igyekszik megoldani, amire eddig — tudomásom szerint — támpont alig, vagy egyáltalán nincs.

A magam részéről a szerszámgépek gazdaságossági értékelésével kívánok foglalkozni. Különösen az új típusok tervezői, de a beruházók számára is fontos kérdés, hogy az új szerszámgéptípus, vagy az újonnan beruházott szerszámgép mennyire gazdaságos, mennyiben jelent termelékenységváltozást (itt természetesen csak a termelékenység emeléséről lehet szó).

Ezen kérdés eldöntésénél is szükséges olyan műszakilag és gazdaságilag indokolt módszer, amely tudományos megalapozottságával lehetővé teszi az egyértelmű elbírálást.

Előre kell bocsájtanom, hogy gondolatmenetem még nyers és így bizonyára vannak vitatható pontjai. A kérdés fontossága azonban indokolja, hogy e téren induljon meg a vita, hogy minél előbb gyakorlatilag használható számítási mód alakulhasson ki. Termelőeszközök gazdaságilag megfelelően megválasztott indexszámok alkalmazásával bírálhatók el. Ilyen indexszám többfajta lehet, és az adott termelési és gazdasági viszonyok szabják meg, hogy melyik milyen súllyal szerepeljen az elbírálásnál. Úgy gondolom, hogy az egyik ilyen indexszám, amely normális esetekben mindig nagy súllyal szerepel, az önköltségé.

Az önköltséget a szerszámgépen termelt használati érték egységére eső összköltséggel jellemezhetjük.

$$\ddot{O} = \frac{K}{H}.$$

Az összköltség, ami a terméket terheli, két főrészből tevődik össze:

$$K = K_1 + K_2 + K_{2b}$$

K_1 = a szerszámgép és a hozzátartozó szerszámok, készülékek, kiszolgálóberendezések, épület, stb. beszerzési (beruházási) költsége,
K_{2a} = az üzembentartáshoz szükséges költségek: hajtóenergia, segédanyagok, üzemi karbantartások, javítások költségei, és
K_{2b} = a szerszámgépet kezelő dolgozók munkabére.
A K_1 összköltségrész meghatározott értéknagyság.
A K_{2a} és K_{2b} összköltségrész az idő függvénye és lineárisnak vehető.

Ezért összköltségről mindig meghatározott időtartamra vonatkoztatva lehet csak szó, és ekkor a K_1 rész, (a meghatározott értéknagyság) lényegében az amortizációt, K_{2a} a folyó rezsiköltségeket, K_{2b} a munkabért jelenti.

Megvizsgálva az ugyanezen idő alatt termelt használati értéket,

$$H = \sum_{1}^{n} d_n a_n,$$

ahol a egy termék használati értéke és d a termék darabszáma. Terméken a szerszámgépen megmunkált munkadarabon bekövetkezett változást értjük, pl. nyersrúdból kész tengely esetén: a nyers rúd kialakítását.

Az ilyen módon képzett önköltséget viszonyítjuk egy már ismert, azonos célra használt szerszámgépnek, az ú. n. »etalon-szerszámgépnek« az ugyanilyen módon képzett önköltségéhez:

$$V = \frac{Ö}{Öe} = \frac{\frac{K}{H}}{\frac{K_e}{H_e}}$$

és ezt nevezzük az önköltség indexszámának.

Tekintettel arra, hogy a szerszámgépen termelt termék felhasználója számára közömbös, hogy a termék melyik szerszámgépen készült, ugyanannak a terméknek használati értéke ugyanaz lesz, akár az etalon-szerszámgépen, akár a vizsgált szerszámgépen készül.

Továbbá ahhoz, hogy a számítást valóban elvégezhessük, a használati érték képzéséhez nem az időegységben termelt valamennyifajta terméket vesszük figyelembe; ez gyakorlatilag lehetetlen volna. Ehelyett a vizsgált szerszámgép használhatóságára legjellemzőbb terméket választjuk ki és feltételezzük, hogy a szerszámgép csak azt az egy terméket munkálja meg. Ilymódon az önköltség indexszáma:

$$V = \frac{K}{K_e} \cdot \frac{H_e}{H} = \frac{K}{K_e} \cdot \frac{d_e \cdot a_e}{d \cdot a_e} = \frac{K}{K_e} \cdot \frac{d_e}{d}$$

Az önköltség szempontjából ez az indexszám egyértelműen meghatározza a szerszámgépet avval a megszorítással, hogy az »etalon-szerszámgépet« meg kell nevezni, és az indexszám csak erre vonatkoztatva érvényes.

Az önköltség indexszámának analizálása megmutatja, hogy a szerszámgép használhatóságára, konstrukciós sajátosságaira messzemenő következtetések vonhatók le.

A költségek vonalán: az amortizáció a rezsihez és munkabérhez viszonyítva az élettartamra jellemző. Hosszú élettartamnál az amortizációs hányad csökken. Ez megmutatja az összefüggést a gépbe beépíthető anyagmennyiség, a gép gyártására fordítható munka, és az ennek következtében várható élettartam között, — ha meghatározott önköltségi indexszámot kívánunk tartani.

A rezsi az energiafogyasztás révén a gép hatásfokára, a karbantartás és a javítás révén a gép minőségére jellemző. Mindezek a konstrukció kialakításával és a gyártás minőségével befolyásolható tényezők és így befolyásolják az amortizációt is, — ha meghatározott önköltségi indexszámot kívánunk tartani.

A munkabér a szerszámgép működtetéséhez szükséges munkások fizetési kategóriájától, tehát szakképzettségétől és mennyiségétől függ. (Automatizálás, betanított munkaerő, többgépes munkarendszer alkalmazhatósága, stb.). Ez a legszorosabb kapcsolatban van a szerszámgép konstrukciójával és így befolyásolja az amortizációt, — ha meghatározott önköltségi indexszámot kívánunk tartani.

A darabszám vonalán: a termelt termékek darabszáma a szerszámgép által teljesített technológiától: a forgácsolóteljesítménytől, a mellékidőktől függ. Ez megint csak a konstrukció függvénye, amely így befolyásolja az amortizációt, — ha meghatározott önköltségi indexszámot kíyánunk tartani.

Láthatjuk, hogy végeredményben mindegyik tényező az amortizációt, tehát a szerszámgép előállítási költségeit befolyásolja.

Az önköltségi indexszám alkalmazása révén tehát meghatározható lesz, hogy ha önköltségi szempontból meghatározott változást kívánunk elérni, akkor ez a darabszám milyen növelésével, vagy más tényezőnek számszerű változásával érhető el.

Vagy: A szerszámgép előállítási ára mennyire változhat meg ahhoz, hogy a változott darabszámot megvalósító műszaki tökéletesítés többletköltsége önköltségcsökkentés szempontjából is megadja a várt eredményt. Ez a tervezőnek már egyértelmű utasítást ad, illetőleg megszabja az újtipusú szerszámgép gyártásának szükséges sorozatnagyságát, amely két tényező az előállítási költségeket befolyásolja.

RADNAI JÁNOS

Az anyagon belül a csúcsmagasság és főforgácsolási erő közti összefüggés kérdéséhez szeretnék hozzászólni.

Az előadó említi, hogy a csúcsmagasság és forgácsolási erőterhelés közötti törvényszerűségről megbízható adatokat nem talált az irodalomban. Ezt a tartózkodást két okból tartom megmagyarázhatónak:

Az első, hogy az ismertetett értékek általában igen nagy bizonytalanságot mutatnak. Pl. a jelen előadásban ismertetett táblázatnál felismerhetjük a tradicionális értékeket, amelyekre a gyakorlatban megfelelően lehet méretezni az ebből a szempontból legkritikusabb gépcsoportot, a szánrendszert.

Ha azonban megpróbálunk a csúcsmagasság-erőterhelés összefüggés segítségével a táblázati értékeknek utánaszámolni, úgy egy érték kivételével a többi érték 8%-tól 40%-ig terjedő eltérést mutat.

Második magyarázatnak azt tartom, hogy miután elfogadjuk a gyakorlati szempontból jónak látszó táblázati értékeket, még mindig nincsen közismert értelmezése annak, hogy mit is kell kezdeni ezzel a maximálisan megengedhető erővel, mivel így önmagában a gyakorlatban nem mond sokat.

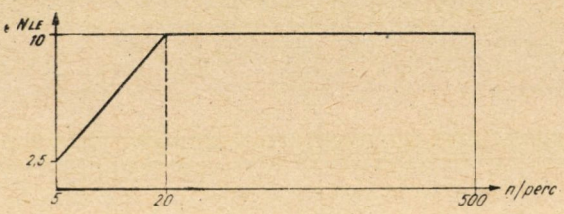
Próbáljunk a kérdésre egyszerű példán keresztül rávilágítani.

Vegyünk egy esztergapadot. Az elgondolás könnyebb követése céljából az összes értékek mindig kerekítve szerepelnek.

A kiindulási adatok legyenek:

Fordulattartomány ..... 5—500/perc,
Teljesítmény ..... 10 LE,
Kritikus fordulatszám ..... 20 /perc.

Az adatok alapján felvesszük a teljesítménygörbét (1. ábra), melynél 20 fordulaton felül a teljes teljesítmény állandó értékkel szerepel, míg a legkisebb fordulat mellett 2,5 LE adódik az alábbiak szerint:

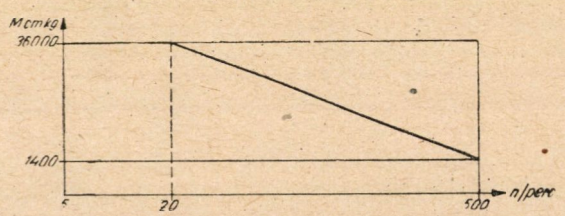


1. ábra

$$M = \frac{71\,600 \cdot N}{n} = \frac{71\,600 \cdot 10}{20} = 36\,000 \text{ cmkg};$$

$$N = \frac{M \cdot n}{71\,600} = \frac{36\,000 \cdot 5}{71\,600} = 2{,}5 \text{ LE}.$$

Felvesszük a nyomatéki görbét (2. ábra), melynél a kritikus fordulatszám alatt a szerszámgép méretezéséből kifolyóan állandó nyomaték szerepel, míg a legnagyobb fordulatig a nyomaték 1400 cmkg-ra esik az alábbi szerint:



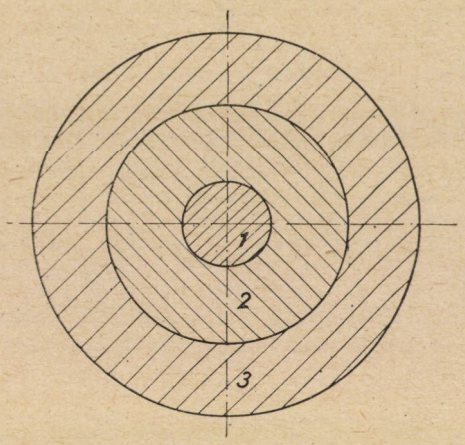
2. ábra

$$M = \frac{71\,600 \cdot 10}{500} = 1430 \text{ cmkg}.$$

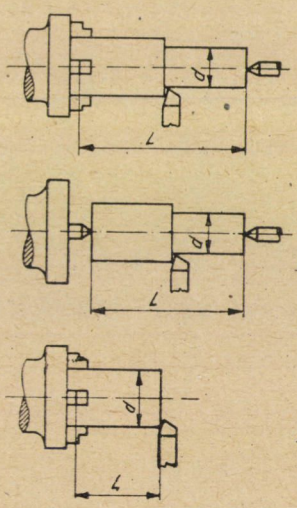
(A főorsó fordulatszámát az abszcisszán logaritmikusan ábrázoltuk, a nyomatéki görbe ezért egyenes.)

Az esztergapadon a munkadarab átmérőtartományát 3 részre osztom (3. ábra):

1. Az ezen az átmérőtartományon belül megengedhető főforgácsolási erőt a munkadarab merevsége határozza meg a befogástól is függően (4. ábra).



3. ábra



$$P_{meg} = \frac{768 \cdot E \cdot I \cdot f}{7\,L^3}\,\text{kg}$$

$$P_{meg} = \frac{48 \cdot E \cdot I \cdot f}{7\,L^3}\,\text{kg}$$

$$P_{meg} = \frac{3 \cdot E \cdot I \cdot f}{7\,L^3}\,\text{kg}$$

4. ábra

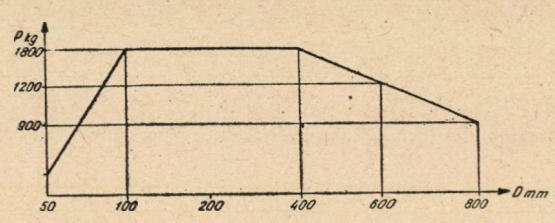
Itt E a rugalmassági modulus kg/cm²-ben, I a másodrendű nyomaték cm⁴-ben, f a lehajlás cm-ben.

2. Ezek között az átmérőhatárok között a legnagyobb főforgácsolásierő alkalmazható, a darab külső átmérője gyakorlat szerint egyezik a csúcsmagasság értékével, a szán felett elforog és csúcsok között esztergálható.

3. Ezek között az átmérőhatárok között kitámasztás nélkül (repülve) befogható, általában tárcsaszerű munkadarabokról van szó. A külső átmérő a legnagyobb, az ágy felett elforduló átmérővel egyezik. Példaképen 400 mm csúcsmagasságú esztergapadot véve alapul,

az 1-es átmérő mintegy 100 mm,
a 2-es átmérő » 100—400 mm,
a 3-as átmérő » 400—800 mm.

A kérdés megvilágításához vegyük fel a fenti adatok mellett a gép főforgácsolóerő görbéjét, gyorsacél-kés alkalmazása mellett és 25 m/perc állandó vágósebességet véve alapul (5. ábra).



5. ábra

A nyomaték az
n_{kr}-nál, $D = 400$ mm anyagátmérő esetén

$$M = \frac{71\,600 \cdot N}{n} = \frac{71\,600 \cdot 10}{20} = 36\,000 \text{ cmkg, mert}$$

$$n = \frac{v}{d \cdot \pi} = \frac{25}{0{,}4\,\pi} = 20 \text{ /perc.}$$

Ebből a főforgácsolóerő

$$P = \frac{36\,000}{20} = 1800 \text{ kg.}$$

Az átmérő alsó határánál, 100 mm anyagátmérőnél:

$$v = 25 \text{ m/percnél } n = \frac{25}{0{,}1 \cdot \pi} = 80 \text{ ford/perc;}$$

$$M = \frac{71\,600 \cdot 10}{80} = 9000 \text{ cmkg;}$$

$$P = \frac{9000}{5} = 1800 \text{ kg.}$$

Tehát 100—400 mm átmérő között állandó vágósebesség mellett a főforgácsolási erő is állandó.

400—800 mm munkadarab-átmérő között állandó nyomaték mellett kell, illetve szabad forgácsolni. (A kritikus fordulatszám alatt.) Mivel itt a

munkadarab átmérője nő, a nyomaték viszont állandó, így a főforgácsolóerő is csökken :

$$P_{600} = \frac{36\,000}{30} = 1200 \text{ kg},$$

$$P_{800} = \frac{36\,000}{40} = 900 \text{ kg}.$$

A leválasztandó forgácskeresztmetszet kiszámításához a $q = \frac{P}{k_s}$ összefüggés alapján a megadott nyomatékból a sugárral történő osztás alapján számítható megengedett főforgácsolási erő szükséges.

A szerszámgépek kritikus fordulatszám alatti, állandó nyomatékból adódó redukált teljesítmény-felhasználhatósága a használók között még kellőképen nem terjedt el.

A fentiek alapján javasolom, hogy a szerszámgépek alapadatainak megadásánál ne csak a főforgácsolóerőt adjuk meg, hanem a megengedhető legnagyobb nyomatékot, és a szán felett elforgatható legnagyobb átmérőnél (ez kb. egyenlő a csúcsmagassággal), a nyomatékból a legnagyobb erőt, mint főforgácsolási erőt.

Példánkban :

Csúcsmagasság 400 mm,

Legnagyobb nyomaték 36 000 cmkg,

Legnagyobb főforgácsolási erő 1800 kg.

Az újabb szerkesztésű gépeken már vannak olyan táblázatok, illetve ampermérők, amelyek mutatják, hogy a kritikus fordulatszám alatt milyen teljesítményig szabad a gépet terhelni.

MEDEK BÉLA

A szerszámgépek méretezéséhez, illetve szerkesztéséhez energiagazdálkodási szempontból szólok hozzá. Az energetikusok jól tudják, hogy a szerszámgép méretezése, illetve konstrukciója elsősorban a technológiai követelményektől függ, azonban fontosnak tartom azt, hogy az energiagazdálkodási szempontokat ismertessem, mert az országosan fennálló szűk villamosenergia-keresztmetszet miatt nem mindegy, hogy a gyártmány előállításához mennyi energiát használunk fel.

A szerszámgép energiafogyasztása két részből tevődik össze, mégpedig a fém forgácsolásához szükséges fogyasztásból és a szerszámgép üresjárási fogyasztásából.

1 t szénacél forgácsolásához esztergálásnál 100—150 kWó szükséges. Tudományos vizsgálatok és elméleti levezetések alapján az acélfajtáknál a forgácsolás fajlagos villamosenergia-szükséglete az alábbi képletből számítható :

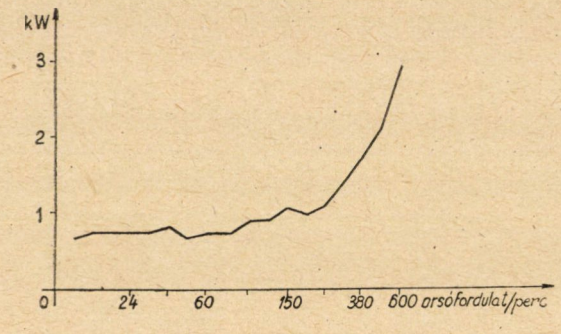
$$w = \frac{0{,}34\,c}{e^{0{,}25}} \text{ kWó/tonna},$$

ahol c a megmunkálandó fémre vonatkozó állandó, mely annak szilárdságától függ, e a gép előtolása mm/fordulat-ban.

A képletből látható, hogy a fajlagos energiafogyasztás kizárólag az előtolástól függ, mert minél kisebb annak értéke, tehát minél vékonyabb a forgács, annál nagyobb a fajlagos fogyasztás. Pl. ha a fordulatonkénti előtolást 0,2 mm-ről 3 mm-re növeljük, akkor a fajlagos energiafogyasztás kb. a felére csökken. Ez egyébként fizikailag könnyen megmagyarázható, mert ha ugyanazt a fémmennyiséget vékony forgácsokban szedjük le, akkor erősen megnövekszik a surlódási munka. Nagyoló munkáknál tehát energiagazdálkodási szempontból feltétlenül helyes nagy előtolással és kis vágási sebességgel dolgozni.

Az üresjárási veszteség szintén két részből áll, mégpedig a gép surlódási veszteségéből és abból, hogy a hajtómótorok a szerszámgép üresjárásakor kis terheléssel járnak, tehát rossz a hatásfokuk és a teljesítménytényezőjük ($\cos \varphi$).

A surlódási veszteség erősen összefügg a gép fordulatszámával, pl. az alábbi diagrammon ábrázolhatjuk egy szovjet gyártmányú DIP 200 tipusú esztergapad üresjárási teljesítményfelvételét az orsó fordulatszámának függvényében.



1. ábra

A diagrammból láthatjuk, hogy kb. 200/perc orsófordulatszámig az üresjárási teljesítményfelvétel 1 kW alatt marad, míg 600/perc fordulatszámnál a teljesítményfelvétel felemelkedik 3 kW-ra.

A mótorok hatásfokát és teljesítménytényezőjét kis teljesítményen úgy növelhetjük meg, hogy a mótorokat 40% feletti teljesítménynél deltakapcsolásban járatjuk (3-fázisú indukciós mótoroknál), míg a mótor névleges teljesítményének 40%-a alatt átkapcsoljuk csillagkapcsolásba. Ez üzemszerűleg ott alkalmazható, ahol a mótor teljes terhelésen deltakapcsolásban jár és el van látva csillag-delta átkapcsolóval. Az átkapcsolás automatizálható, és ezáltal elkerülhető az, hogy a mótort csillagkapcsolásban túlterhelve, esetleg elégessük. Ezzel a módszerrel 10—20%-os energiamegtakarítás érhető el.

Az üresjárási veszteség másik része abból tevődik össze, hogy a szerszámgépek gyakran hosszú ideig feleslegesen üresen járnak. A felesleges üresjárást olyan automatizálással lehet megszüntetni, mely a gép mechanikai kapcsolójának kioldása után 10—30 mp múlva a hajtómótort leállítja és a mechanikai kapcsoló bekapcsolásakor a mótort megindítja.

A forgácsoló szerszámgépek villamosenergia-fogyasztásának nagyobbik hányada általában a fém forgácsolásából adódik, de az üresjárási fogyasztás tekintélyes mértéket érhet el különösen akkor, ha olyan munkákat végzünk a

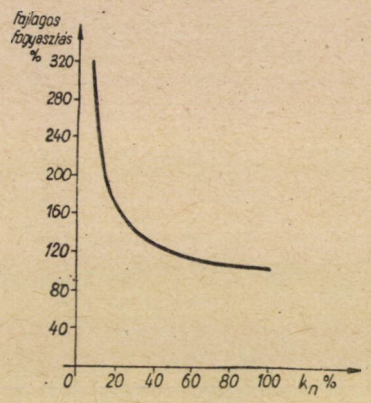
gépen, melyek azt nem használják ki. Szemléltetően mutatja a fajlagos fogyasztás változását a szerszámgépek terhelési tényezőjének függvényében a 2. ábra. A terhelési tényező

$$k_n = \frac{N_g}{N_{gn}},$$

ahol N_g a gép változó tényleges hasznos terhelése, N_{gn} pedig a gép névleges hasznos teljesítménye.

Láthatjuk, hogy pl. 10%-os terhelési tényező esetén a fajlagos energiafogyasztás 245%, azaz majdnem két és félszer annyit használ el a gép ugyanakkora forgácsolási teljesítményhez, mintha azt 100%-osan kihasználjuk.

Végül meg kell említenünk, hogy a forgácsolás energiagazdálkodási szempontból akkor lesz tökéletes, ha az egyes megmunkálandó darabok gyártás-



2. ábra

tervezésénél a forgácsoláshoz szükséges kWó-mennyiséget is meg fogják határozni, melyhez hozzáadva a szerszámgép üresjárási fogyasztását, meg fogjuk kapni a munkadarab előállításához szükséges kWó-értéket.

Fentiek alapján tehát energiagazdálkodási szempontból feltétlenül szükséges az, hogy a szerszámgépeket ellássuk kWó-mérőkkel, valamint üresjáráskorlátozókkal és csillag-delta kapcsolókkal, vagy pedig esetleg kettős motorokkal, melyek közül kis terheléskor a kisebbik motor hajt.

IRODALOM

Vejc, V. I.: Villamosenergia-gazdálkodás az iparban.

KNIZSEK FERENC

Energiagazdálkodási területen dolgozva, hiányát éreztem annak, hogy sem a belföldi, sem a külföldi irodalomban nem volt megbízható számolási mód a főként szerszámgépekkel felszerelt üzemek által igényelt legnagyobb teljesítmény meghatározására.

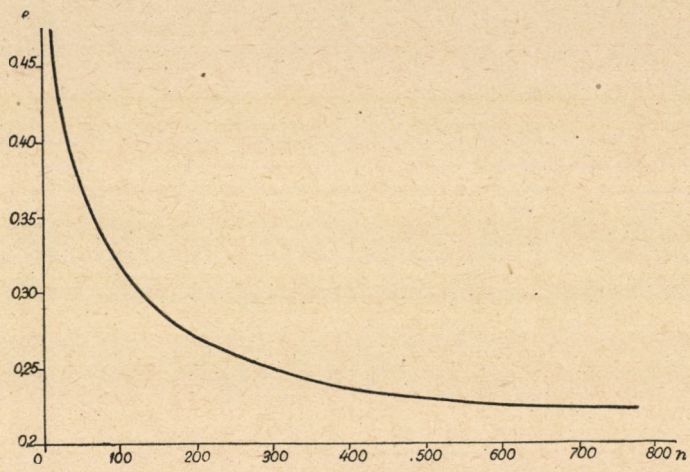
Alkalom adódott mintegy 40 vállalat jellemző villamos értékeit megvizsgálni. Az adatokból azt a várható eredményt szűrtem le, hogy az egy-

idejűségi tényező, amely a ténylegesen szükséges teljesítménynek és a beépített teljesítménynek (az összes felszerelt fogyasztók névleges teljesítménye összegének) a hányadosa, nagyjából a fogyasztók számának a függvénye.

A fenti meghatározás alapján az e egyidejűségi tényező

$$e = \frac{N_{\max}}{\sum_{1}^{n} N_{\text{névl}}}.$$

Az összefüggést, melyet a vizsgált vállalatok adatai alapján határoztam meg, az ábra mutatja.



Nem elégedhettem meg a gyakorlati alapon meghatározott görbével, amikor ez féltreérthetetlenül hiperbolikus összefüggésre engedett következtetni. Az is világosnak látszott, hogy a fennálló összefüggés valószínűségi számítással határozható meg.

A jelenség fizikai vizsgálatánál arra a megállapításra jutottam, hogy az e és az n darabszám közötti összefüggést az időegység alatti bekapcsolások száma, a terhelés alatti időszakok tartama és a terhelés valószínű változása befolyásolja.

Az összefüggés matematikai meghatározásához a Tudományos Akadémia Alkalmazott Matematikai Intézetében Szentmártony Tibort kerestem meg. Kiválóan megoldotta a nehéz feladatot, és egy üzemben, melyben n gépet üzemeltetnek, a gépek be- és kikapcsolását olyan valószínűségi folyamatnak tekintette, amelynél

a) a gépek kölcsönösen függetlenek,

b) a leírt folyamat az időben homogén,

c) p egy gép időegység alatti bekapcsolási számának átlaga (különböző igénybevételű gépeknél a bekapcsolások átlagos számának egy gépre eső hányada),

d) τ az egyes gépek működési tartamainak átlaga.

Ilyen feltételek mellett matematikailag kimutatható, hogy az egyidejűségi tényező

$$e_n = p \cdot \tau + c \sqrt{\frac{p\tau}{n}}.$$

Ha a legnagyobb teljesítményszükségletnek azt tekintjük, amelynél 99%-os annak valószínűsége, hogy ennél nagyobb nem lép fel, akkor

$$c = 2{,}5;$$

így

$$e_n = p \cdot \tau + 2{,}5 \sqrt{\frac{p\tau}{n}}.$$

A Szentmártony által meghatározott összefüggés hiperbola, illetve a $p\tau$ szorzat által meghatározott hiperbola-sor, melyek közé a gyakorlatban mért értékek jól illeszkednek.

Az elmondottakat azért tartottam szükségesnek közölni, mert ilymódon meghatározható egy-egy szerszámgép átlagos teljesítményszükséglete a névleges teljesítmény függvényében, mert p a időegységbeni kapcsolások száma, τ pedig a főidők összege.

Az előadás további hozzászólói:

JOSEF PÍČ

HAJÓS GYÖRGY

HUBERT GUSZTÁV válasza a hozzászólásokra

Josef Pič az esztergákra meghatározandó forgácsolási erő esetében lényegesen eltérő értéket határozott meg, mint amit számításaimnál alapul vettem. Be kell vallanom, hogy éppen ennek az értéknek meghatározásakor — mint ahogy ezt előadásom során említettem is — igen sok kétség merült fel. Előadásomnak többek között kifejezett célja volt, hogy a számításhoz felvett kiinduló adatokat a kongresszus részvevői kritikával illessék, és így a kiinduló adatok jobban konkretizálódjanak. Pič megállapítása szerint a megengedhető forgácsolási erő értéke körülbelül a csúcsmagasság tízszeres értékére vehető, ha az erőt kilogrammokban, a csúcsmagasságot pedig milliméterben mérjük.

Annak alátámasztására, hogy számításaimnál lényegesen kisebb forgácsolási erőt vettem alapul, legyen szabad rövid hozzávetőleges számítással szolgálni. Az esztergakés befogásának jellegéből adódik, hogy a szerszámnak a felfekvő felülettől mért bizonyos konzolszerű kinyúlásával kell számolnunk. Azt hiszem, nem tévedek különösképen, ha ezt a kinyulást a késszár magasságának másfélszeresére veszem. Ilyen eset előfordul például igen gyakran akkor, ha lépcsős felület megmunkálása folytán késtartóval nem közelíthetjük meg teljesen a munkadarabot. A szerszám ilyenkor konzolos befogott tartónak tekinthető, melyet konzolos végén a főforgácsolási erő terhel.

Keményfém-szerszámok esetében ismeretes, hogy a keményfémlapkák felforrasztásakor a késszár anyagában a mintegy 1000 °C körüli forrasztási hőmérsékletnél olyan szemcsenagyobbodásokkal találkozunk, amelyek a késszár anyagának igénybevételét korlátozzák. Ennek feltételezésével a megengedhető hajlítófeszültséget 1000 kg/cm² értékben határozhatjuk meg. Ha 400 mm csúcsmagasságú esztergát tételezünk fel, úgy Pič professzor hozzászólása alapján a főforgácsolási erő maximális értéke 4000 kg volna.

Ha 4000 kg főforgácsolási erőt tételezünk fel, úgy négyzetes szelvényű késszárnál a késszár kinyúlását az előzőek szerint felvéve, 1000 kg/cm² hajlítószilárdság mellett 60 × 60 mm-es késszárkeresztmetszet adódik.

400 mm csúcsmagasságú esztergáknál általában 40 mm késszármagasság alkalmazása szokásos, ennél nagyobb értéket a szánszerkezet magassága következtében nem igen alkalmazhatunk.

A ráhagyási szabványok alapján kidolgozott — előadásomban ismertetett — normálráhagyás figyelembevételével számításaim szerint 400 mm csúcsmagasságú padnál 1,56 mm/ford. előtolás adódik, ami keményfémszerszámok alkalmazása esetében véleményem szerint nem lekicsinyelhető érték.

Feltétlen szükségszerűség, hogy szerszámgépeinket megfelelő biztonsággal méretezzük, és így a biztonságot a méretezésnél felvett deformáció, illetve feszültségi értékek meghatározásakor figyelembe lehet venni. Nem jelenti tehát a szerszámgépek terhelhetőségének csökkenését az a körülmény, hogy a specifikációs számításokhoz az üzemi felhasználásnak megfelelően kisebb értéket határozunk meg.

Jiří Tlustý hozzászólásával kapcsolatban meg kell említenem, hogy teljesen egyetértek azzal, hogy a specifikációs adatok meghatározásakor a technológiai igénybevételeken kívül gazdaságossági szempontokat is figyelembe kell vennünk. Előadásomban erre a körülményre külön ki is tértem. Éppen az általa említett szempontok vezettek arra a megállapításra, hogy a szerszámgépszerkesztők feladatai a jelenlegi problémák megoldásán lényegesen túlmenőek kellenek, hogy legyenek. Az a szerszámgép, amelyet ma konstruálnak, évek múlva kerül csak felhasználásra és ott is évek hosszú során át megfelelően kell, hogy termeljen. Ennek következtében a tervezőnek számolnia kell a felhasználásnak időközben történő fejlődésével és nemcsak a technológiai igénybevétel fejlődését kell megfelelőképen figyelembevennie, de a gépkihasználás, veszteségidő, mellékidő vonatkozásában történő fejlődést is kellőképen mérlegelnie kell.

Ritter Endre a kritikus fordulatszám megállapításával kapcsolatban megemlítette, hogy erre kialakult gyakorlati eljárások ismeretesek. Ezzel kapcsolatban meg kívánom említeni, hogy ezeket az eljárásokat vizsgálataimnál ellenőrzésképen számításba is vettem és megállapítottam, hogy a kritikus fordulatszámnak általam felvetett induktív meghatározása ezektől az értékektől csak néhány százalékos eltérést mutatott. Ezzel véltem igazoltnak az előadásomban ismertetett kiinduló adatok felvételének helyességét.

Radnai János felvetette azt, hogy a specifikációs adatok között a nyomatékot is szükséges volna meghatározni. A legnagyobb nyomaték értékét az esztergához megállapított normálátmérő, valamint az ezen az átmérőn ható forgácsolási erő értékéből állapítottam meg. Ha az eszterga meghatározott fordulatértékét vizsgáljuk, úgy az meghatározott nyomaték átvitelére alkalmas. Ennél a fordulatértéknél nyomatékemelkedés csak úgy következhetnék

be, ha azonos forgácsolási erővel nagyobb munkadarabátmérőn kellene dolgoznunk. A fordulat változatlanul hagyása mellett ez nagyobb kerületi sebességet jelentene, ennek folytán a vágósebesség értéke emelkednék. Ha feltételezzük a forgácsolási erő azonosságát, úgy ez feltehetően azonos forgáskeresztmetszet következtében állhatna elő. Ha azonos forgácskeresztmetszetet választunk le nagyobb vágósebesség mellett, úgy ez az éltartam fokozott csökkenését vonná maga után. Véleményem szerint joggal feltételezhetjük, hogy üzemeinkben a technológiai eljárások és így a forgácsolási adatok meghatározása oly nagyarányú fejlődésben van, hogy esetleg már most, de mindenképen a közeljövőben számíthatunk arra, hogy a forgácsolási adatok meghatározása a szerszáméltartam megfelelő figyelembevételével történik.

Vizsgálataim kiterjedtek annak megállapítására, hogy az azonos éltartamra vonatkozó, kialakult forgácsolási törvényszerűség a vágósebesség növekedésének figyelembevételével a forgácsolási erő milyen törvényszerűség szerinti változását eredményezi és megállapítottam azt, hogy amíg a hajtómű adott fordulatán jelentkező nyomaték alapján a megengedhető forgácsolási erő értéke a munkadarabátmérővel fordítottan arányos, addig az azonos éltartamra vonatkoztatott forgácsolási törvényszerűségek alapján a forgácsolási erő a szerszámra vonatkozóan egynél nagyobb kitevőjű hatványnak megfelelően csökken. Tehát, amíg a hajtómű szempontjából a munkadarabátmérő és forgácsolási erő értéke közötti összefüggés hiperbolikus, addig a szerszám szempontjából nézve exponenciális jellegű.

Az előzők fenntartásával egyetértek Radnaival abban, hogy a kritikus alatti fordulatszámértékeknél a nyomaték értéke megfelelően szemmel tartandó. Itt viszont a fordulatértéknél átvihető teljesítmény a szerszámgépkatalógus adataiban kell, hogy szerepeljen.

A SZERSZÁMGÉPEK FEJLŐDÉSÉNEK IRÁNYAI

KELEMEN ANDRÁS

Ha figyelemmel kísérjük az utolsó évtizedben a szerszámgépek fejlődését, láthatjuk, hogy nem egy esetben túlszárnyalta a fellépő követelményeket, sőt fejlődésre kényszerítette a technológia egyes ágazatait is. A fejlődés nagy és sok irányú, ennek részeletes megtárgyalása igen messze vezetne, ezért csak azokat a legfontosabb szempontokat fogjuk tárgyalni, amelyek a legfőbb irányelveket meghatározzák. A bemutatott példák nem jelentenek értékelési ítéletet is, mert ez nem feladatunk, csupán a szemléltetés célját szolgálják és a fejlődésirány világos képét mutatják. Egyébként csak a szűkebb értelemben vett szerszámgépeket, a forgácsoló megmunkálásra használt gépeket fogjuk tárgyalni.

Új, korszerű, minden igényt kielégítő szerszámgéptípus sorozatgyártásának megindításához általában hosszú idő, mintegy 1,5—2 év szükséges. Ez az idő magában foglalja :

a tervezést,
a kísérleti gép gyártását,
a kísérleti gép kiértékelését és
a tapasztalatok alapján való tökéletesítéseket.

A tervezőnek alaposan ismernie kell a szerszámgépek általános fejlődési irányait, különösen azon szerszámgépfajtáét, amelyhez a tervezendő típus tartozik.

Ha a tervező új típus tervezésekor nem veszi figyelembe ezeket az irányokat, és megfelelő kritika nélkül alkalmazza annak divatszülte oldalhajtásait, akkor az új típus a sorozatgyártás idejére elavulhat.

A gépipar *főkövetelményei* a korszerű szerszámgépekkel szemben fontossági sorrendben :

a lehető legnagyobbfokú *termelékenység*,
a munkadarab feladatának megfelelően előírt *méretpontosság*
és a megkívánt *felületi simaság* elérése.

A munkadarab méretpontosságára és felületi simaságára előírt követelmények tág határok között változhatnak. Ha a tervező a feladatához tartozó

szűkebb határokat jól ismeri, módjában van egyszerűbb szerkezetekkel a kívánt célt elérni.

A lehető legnagyobb fokú termelékenység követelménye a korszerű szerszámgépgyártásban egész sor új szempontot vetett fel, de mint előljáróban is mondottuk, ezek közül csak azokat fogjuk röviden és kritikailag tárgyalni, amelyek az utóbbi években a fejlődést elsősorban befolyásolták.

Az általános műszaki fejlődés befolyása a szerszámgépekre

A műszaki tudományok elméleti és gyakorlati eredményeinek a szerszámgépgyártás terén való felhasználása nagy hatással van a gépek kialakítására. Egyrészt a gépek külső alakja, másrészt a szerkezeti megoldások igen nagy fejlődést mutatnak. A gyártáshoz felhasználandó szerkezeti anyagok, a szerkesztési elvek, a szerszámok és a munkadarabok anyagának és magának a forgácsolási műveletnek fejlődése, továbbá a szerszámgépgyártás terén felhasználható egyéb műszaki vívmányok és eredmények alkalmazása szerint a fejlődést négyféle szempontból vizsgálhatjuk, s ezek a következők:

A) Az anyagok fejlődése.
B) A szerszámok fejlődése.
C) A szerszámgépek szerkezeti fejlődése.
D) A gyártási módszerek hatása a szerszámgépek fejlődésére.

A) Az anyagok fejlődése

Az utóbbi évtized alatt mind a megmunkálandó, mind a szerszámanyagok igen nagy fejlődésen mentek át. A megmunkálandó anyagoknál ma már a fejlődés főképen a könnyű megmunkálhatóságra vonatkozik, és nem befolyásolja lényegesen a szerszámgépek fejlődését.

Ezzel szemben a szerszámanyagoknál a gyorsacél és különösen a keményfémek bevezetése lehetővé tette a gyorsvágást, amely a modern technológia alapja. Ez egyrészt megköveteli a szerszám nagy teljesítőképességét és hosszú élettartamát, másrészt olyan gépek alkalmazását, amelyekkel a szerszámadta lehetőségek tökéletesen kihasználhatók. A szerszámanyagok fejlődése korántsem tekinthető befejezettnek. Ezen a téren még igen komoly fejlődés várható, amely lényeges befolyást gyakorolhat a szerszámgépek fejlődésére.

A szerszámgépek szerkezeti anyagai között még mindig az *öntöttvas* játszik főszerepet, különösen a gépállványok, ágyak és alaplapok gyártásában. Ezt az öntöttvas kiváló tulajdonságaival lehet magyarázni.

A belső feszültségek megszüntetésére egyre nagyobb figyelmet fordítanak. A mesterséges öregbítés mindjobban elterjed, úgyhogy újabban a nehéz

gépek állványait is izzítással feszültségtelenítik. Ez nagyon helyes irányzat, mert lehetővé teszi az öntvények gyors felhasználását. Meg kell azonban mondanunk, hogy ez még nem vált egységes gyakorlattá, és a különböző gyárak az öregbítés kérdésében nincsenek egy véleményen. Szükséges volna, hogy ez a kérdés megfelelő szakembereink kutatási témája legyen.

Mint legújabb irányzatot, meg kell említenünk a mélyhűtéssel való feszültségtelenítést, melynek kísérleti eredményei igen biztatóak.

A *hegesztett* szerkezetekkel kapcsolatban megemlíthetjük, hogy semmi említésreméltó előrehaladást nem mutatnak, bár az igen nagy konstrukciók hegesztett kivitele számos esetben gyakran túlzott mértékben is megtalálható. Ennek okát egyrészt az ezirányú kutatómunka hiányában, másrészt gazdasági okokban kell keresnünk.

A *vasbeton* alkalmazásának a szerszámgépgyártásban igen nagy jelentőséget kell tulajdonítanunk, mégis egyelőre nem látunk különösebb fejlődést, bár az anyagtakarékosság szempontjai ezt igen kívánatossá teszik. Ennek okát elsősorban a merész kezdeményezés és a kutatómunka hiányában kell keresnünk. A kérdésre fel kell hívnunk a figyelmet, mert nagy lehetőségeket rejt magában.

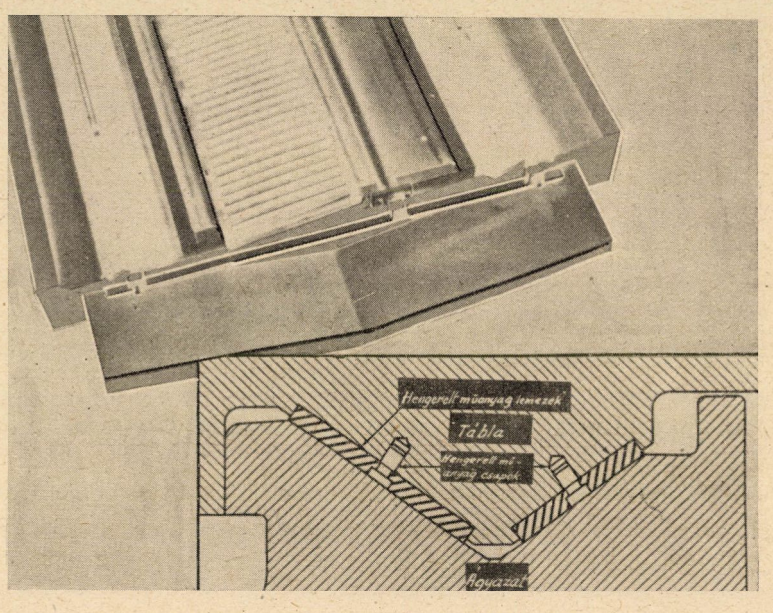
A szerszámgépgyártásban felhasznált ötvözött, *nemes acélok* szempontjából igen jelentős a fejlődés, ugyanis a különleges ötvözetek lassan teljesen eltűnnek, és helyüket elfoglalják az egyszerűbb króm-mangán és króm-molibdén ötvözetek, amelyek kezdetben mint pótanyagok, illetve takarékanyagok szerepeltek, ma már azonban egyenértékű szerkezeti acélként használhatók. Ez a fejlődés nem állt meg, mert a felületi edzés újabb eljárásai lehetővé tették, hogy olcsó, ötvözetlen, szívós acélanyagok felületén nagykeménységű réteget érjünk el. Ilyen megoldások tovább csökkentik az ötvözött acélok felhasználását anélkül, hogy a gépek minősége a legkisebb mértékben is romlana. Ezt különösen megfigyelhetjük a hozzánk érkezett kiváló szovjet szerszámgépeken.

A szerszámgépek gyártásához felhasznált újabb anyagok közül elsősorban a *műanyagokat* kell .említenünk. A műanyagok változatos, jellegben újszerű és kiváló tulajdonságai a gépek építésében és teljesítményük növelésében teljesen új lehetőségeket adtak, de például szolgálnak arra is, hogy a hozzáértéssel készített és tudással alkalmazott műanyagokkal a legellentétesebb követelményeket is kielégíthetjük. Pl. megemlíthetjük, hogy azonos alapú műgyantából készülnek a fékbetétek, súrlódó tárcsák és csapágyak ; csak a gyantahordozó, az adalékanyagok és a kikészítés változik.

A fékbetéteknél, súrlódó tárcsáknál követelmény a nagy súrlódási tényező, ezenfelül a műanyagnak olajidegennek, míg a csapágyaknál kis súrlódási tényező mellett olajbarátnak kell lennie. A műanyagoknak igen fontos tulajdonsága nagy mechanikai és kopási szilárdságuk, valamint vegyi anyagokkal szemben tanúsított nagy ellenállóképességük.

Az elért jó eredmények közül, melyekről a szaklapok beszámolnak, megemlítjük a gyorsfordulatú csapágyat, amelynél az acélperselybe ragasztott néhány tizedmilliméter vastagságú hővezető műanyaghártya szolgál csúszófelületül. A közölt eredmények szerint nemcsak jobb csúszási viszonyokat és ezzel hajtóerő-megtakarítást eredményez a műanyagcsapágy, hanem aránytalanul nagyobb az élettartama is. Amint a kísérletek eredményei lehetővé teszik, ezt a csapágytípust ki fogjuk próbálni a szerszámgépiparban és reméljük, hogy ezen az úton színesfémekben nagy megtakarítást érhetünk el.

Igen jó eredményeket értek el a műanyagok (textil-bakelit) alkalmazásával



1. ábra

a szerszámgépvezetékek csúszófelületeinél (gyalugépeknél, karusszelpadnál, stb.). Az új megoldás az eddig alkalmazottakkal szemben lényegesen meghosszabbította a gépek mérettartását (1. ábra).

A szerszámgépen alkalmazott műanyagok közül legnagyobb figyelmet érdemel a szovjet hidroplaszt, amely lehetővé tette a szovjet gyorsmarógépeken olyan automatikus szorítóberendezés kialakítását, mely a legkorszerűbb követelményeknek is megfelel. A szorítóberendezéssel szemben támasztott követelmények a következők:

Olyan befogó- vagy szorítóerőt kell kifejtenie, amely biztosítja a mozgó kötések merev rögzítését és kizárja a rezgéseket.

Önműködően kell működnie.

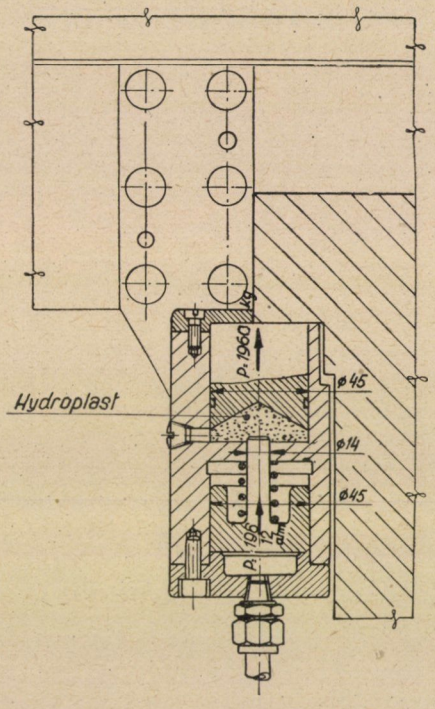
Megbízhatóan kell működnie.

Gyártása egyszerű legyen, és szerkezete nem foglalhat el sok helyet.

Mindezt a hidroplaszt alkalmazásával a szovjet géptervezők igen sikeresen megoldották. (2. ábra.)

Ezeket a merész kezdeményezéseket, melyeknek eredményei ma már ismertek, fel kell használnunk és tovább kell fejlesztenünk.

A műanyagoknak a fentiekben említett jó tulajdonságaik mellett a gépszerkesztés szempontjából igen fontos más sajátságuk is van, nevezetesen: kellemes és meleg tapintásuk, sima felületük. Ezért mindinkább terjed a használatuk mindenütt, ahol a gép az emberi testtel vagy a kézzel érintkezik. Fogan-



2. ábra

tyúk, beállító és átkapcsoló kerekek stb. ma már javarészt műanyagból készülnek.

A műanyagok megoldhatóvá tették az ellenőrzésre szoruló géphelyek állandó szemmeltartását (pl. olajállás mutatók). Az átlátszó, nem rideg, tehát az igénybevételnél nem törékeny műanyagok ezekre a célokra jól felhasználhatók.

Az erős, átlátszó műanyagok lehetővé tették a munkásvédelem legmagasabbfokú kiterjesztését, mert a legfinomabb és legpontosabb forgácsoló munkáknál a munkaterület burkolható, és az átlátszó műanyag nem gátolja a munkás látását és a gép működését.

A műanyagok továbbá gépek mellékberendezésein és felszerelésein is még sokféle alkalmazást találnak az említetteken kívül. A tervezőnek meg kell ismernie a már számos vonatkozásban szabványosított műanyaggépelemeket, valamint a műanyagok alkalmazásának újabb lehetőségeit.

A műanyagok minél nagyobb területen való alkalmazását kiváló tulajdonságaik mellett még az is indokolja, hogy feleslegessé teszi valutaigényes nyersanyagok felhasználását.

B) A szerszámok fejlődésének hatása a szerszámgépek kialakítására

A szerszámanyagok és a szerszámok kialakításának fejlődését, valamint azt a kölcsönhatást, amely a gép és a szerszám között fennáll ismertnek tételezve fel, a kérdést tisztán abból a szempontból fogjuk megvizsgálni, amelyet egy új géptípus tervezésének megindításakor a tervezőnek feltétlen szem előtt kell tartania.

Adott típusú szerszámgép tervezésénél egyik legfőbb szempont, hogy az alkalmazandó szerszám összes előnyös tulajdonságai a lehető legnagyobb mértékben kihasználhatók legyenek. A szerszámok fejlődése minden esetben megelőzi a szerszámgépek fejlődését. Ebből következik, hogy a tervezőnek alaposan ismernie kell a fejlődés jelenlegi és jövőben várható állapotát. Ez a megállapítás természetesen nemcsak a szerszámok fejlődésére vonatkozik, hanem az egyéb fejlesztő tényezőkre is.

Ha a tervező a fejlődés pillanatnyi állapotát veszi figyelembe, és legjobb tudása szerint esetleg bizonyos továbbfejlődést feltételezve, végzi munkáját, az ennek eredményeképen elkészült szerszámgéptípus esetleg már születésekor elavult. Ugyanis az első gép, azaz a prototípus megszületése is a legtöbb esetben kb. 2 évet vesz igénybe, és ehhez járul az a 2—3 év, amely szükséges ahhoz, hogy a gép a sorozatban gyártva, elterjedjen. Ez a hosszú idő elég arra, hogy a gép időszerűtlenné váljék.

Szocialista államban a tervező együtt dolgozik a tudomány emberével és a kutatóval, így a fejlődést minden állapotában vizsgálni és észlelni tudja, ezenfelül az együttdolgozás eredményeképen a várható továbbfejlődésre is következtethet. Tehát munkája megindulásakor nemcsak a fejlődés pillanatnyi állapotát veszi alapul, hanem az együttműködés következtében a jövőbe tekint, és munkáját úgy irányítja, hogy az nem a mának, hanem a jövőnek szól.

Felmerül ezekután az a kérdés, hogy a tervező munka ilyen módon való végzése milyen formában jelentkezzék az alkotásban. A gép úgy épüljön-e meg, hogy rendelkezzék mindazon tulajdonságokkal és felszerelésekkel, amelyek a várható fejlődés lehetőségeit már eleve biztosítják, vagy pedig úgy, hogy a fejlődés bekövetkeztekor bizonyos alakításokkal a gép eleget tudjon tenni a fejlődésszabta új követelményeknek? Ez a kérdés ma még nyitott, és eldön-

tésre vár, azonban a kérdést gazdasági szempontból vizsgálva, célszerűbbnek látszik — véleményünk szerint — a második megoldás.

C) A szerszámgépek szerkezeti fejlődése

Ha a technika fejlődésével kapcsolatos legújabb eredmények felhasználását vizsgáljuk a szerszámgépgyártásban, akkor a következő csoportosítás szerinti tárgyalás látszik alkalmasnak :

1. Általános felépítés.
2. Hajtás és hajtóművek.
3. Kapcsoló- és vezérlőművek.
4. A termelékenység növelése.
5. A munkadarabok alakjának fejlesztő hatása.

1. Általános felépítés

A szerszámgépek külső megjelenésük szempontjából is határozott fejlődést mutatnak. *Természetes, hogy a gép általános alakját a legcélszerűbben elrendezett belső szerkezet és az állványon átfolyó erőhatások, továbbá a munkadarabok szabják meg.* Műszaki szemmel nézve a gépet, egyáltalán nem zavaró, sőt tetszetős az olyan burkoló forma, amely a lényeges gépelemcsoportok térbeli elrendezését is elárulja, vagy amelynek az állványkiképzése mutatja, hogy a szerkesztőnek a káros rezgések megakadályozására is volt gondja.

A belső szerkezetnek a burkoló formával való szoros követése azonban túlzás volna, mert zavaró tagoltságot eredményezne.

A szerkesztő ezt a túlzott tagoltságot azzal simítja el, hogy tetszetős áthidaló felületeket alkalmaz, kiküszöböli a szennyeződést gyűjtő sarkokat. Az ilyen gép könnyen tisztán tartható.

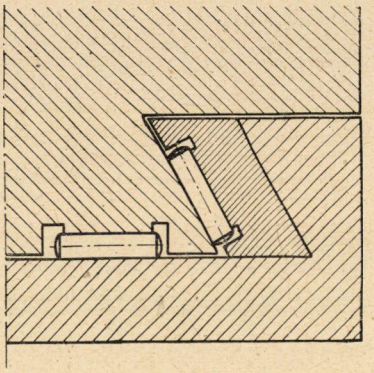
A szerszámgépek külső alakjának fejlődésére igen nagy hatással volt a keményfém-szerszámok alkalmazása. Ezek igen érzékenyek a rezgésekkel szemben, mivel azok egyrészt a szerszám törését, másrészt pontossági és felületi finomsági hibákat okozhatnak. A rezgések kiküszöbölése a gép vázát alkotó öntvények merevítésével történik. Van olyan irányzat, amely a rezgést az öntvények falvastagságának növelésével kívánja csökkenteni, vagy kiküszöbölni. Ez a megoldás nem helyes, mert csak a gép súlyát növeljük indokolatlanul és nem minden esetben érünk el megfelelő eredményt.

Sokkal helyesebb és eredményesebb az a módszer, amely az erőhatásokat elemzi és az öntvényeket a fellépő erők irányában bordázza. Ezzel az eljárással aránylag vékonyfalú, rezgésmentes, könnyű öntvényeket készíthetünk. A külső alak szempontjából ugyancsak erős változást okozott a keményfém-szerszámok használata miatt megnövekedett forgácsmennyiség eltávolításának kérdése.

Nagy áthidalásokat, könnyen hozzáférhető üregeket alkalmaznak anélkül, hogy az öntvények merevségét csökkentenék. Ezek nagy mértékben elősegítik a zavartalan forgácseltávolítást. Legújabban kihúzható forgácskádakat, és a forgács elvezetésére önműködő szállítószalagokat alkalmaznak.

Itt kell megemlítenünk a vezetékpályáknak újabban mindinkább kifejlődő védelmét is. Összetolható fedőlemezek, bőrből, gumiból, műanyagból vagy textiliákból készült harmonikák bizonyultak a legalkalmasabbaknak erre a célra.

Az általános felépítés szempontjából meg kell vizsgálnunk a vezetékek és csapágyak kérdését is. Ez azért fontos, mert ezek az elemek erősen befolyá-

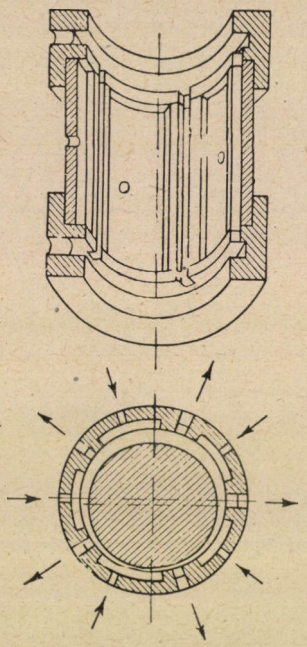


3. ábra

solják az alkatrész geometriai alakját. Általában a keskeny irányító vezetéket széles hordozó vezetékkel párosítva alkalmazzák. Alak szempontjából prizmatikus és lapos vezetékek terjedtek el. Leginkább alkalmazzák hántolt kivitelben a 220 kg/mm² Brinell-keménységű öntöttvas-vezetékeket. Újabban lángedzésű vagy indukciós edzésű, köszörült vezetékpályák is ismeretesek. Csak egészen ritka esetekben találunk felcsavarozott lécek vagy profilok alakjában készített edzett és köszörült acélvezetékeket. A legmodernebb megoldás a gördülő-vezetés, mely még igen nagy fejlődésre számíthat. Előnye, hogy igen nagy mértékben megkönnyíti a gép kiszolgálását, azonkívül igen súlyos asztalok, szánok súrlódás és játékmentes pontos beállítását teszi lehetővé. A jól bevált prizmatikus vezetés mellett ez utóbbi megoldás elterjedése és fejlődése még nem ítélhető meg (3. ábra).

Áttérve a csapágyazás kérdésére, megállapíthatjuk, hogy a legtöbb gépfajtánál a gördülőcsapágy végérvényesen meghonosodott. Ezt nagy mértékben elősegítették az e célra kialakított különleges csapágytípusok. A gördülőcsapágyak kétsoros henger- vagy kúpgörgős alakban nyernek felhasználást. A belső gyűrű rendszerint kúpos furatú, és az ugyancsak kúpos tengelyre sajtolással erősítik fel a csapágyhézag teljes kiküszöbölése céljából.

A gördülőcsapágyak mellett a csúszócsapágy előnyeit még ma sem felejtették el, és finommegmunkáló gépekben továbbfejlesztett alakjában bizonyosan a jövőben is alkalmazni fogják. A csúszócsapágyat leginkább nehéz esztergapadokban, olykor marógépeken, de különösen köszörűgépekben alkalmazzák. A csúszócsapágy egyik legújabban kialakított formája az »úszó« csapágy, amelynél a csap folyadékpárnán »úszik«. A kenőfolyadék megfelelő nyomású. Ha a csap centrikus helyzetéből kimozdul, a folyadékban keletkezett



4. ábra

túlnyomás a csapot eredeti központos helyzetébe kényszeríti vissza. (4. ábra.)

Jelen előadás keretében nem térhetünk ki a különféle csapágyazási megoldások bírálatára, ezt a megfelelő szakirodalomban megtalálhatjuk. Itt csak röviden, a fejlődési szempontokat vettük figyelembe.

Az általános felépítés szempontjából ismernünk kell azt az igen jellemző irányelvet, hogy szerszámgépek szerkesztésénél a *lehető legnagyobb mértékben alkalmazzák a szabványos és tipizált elemeket, illetve egységeket*, ezáltal lényegesen csökkentik a tervezési időt és olcsóbbítják a gyártást. Ez az irányzat elsősorban azokban a kész egységekből felépített gépekben fejeződik ki, amelyeket egymástól független egészet képező konstrukciós egységekből állítanak össze és különböző rendeltetésü gépeken azonos műveletek végrehajtására alkalmaznak. Ide tartoznak részben a hidraulikus kenő- és hűtőberendezések, sebességváltók, áttételi szekrények, szánrendszerek, többorsós fúrófejek és a tartozékok. Az egységekből felépített szerszámgépek elvének alkalmazásával

különféle specializált és egycélú gépeket lehet kialakítani egy alaptípusból. Tekintve, hogy az alaptípus és az arra felépített változatok elemei nagy mértékben egységesítve vannak, új típusok kialakítása igen könnyű és kevés időt igényel. A kialakult alapegységek a következők:

orsó-egység ..... (5. ábra),
szán-egység ..... (6. ábra),
előtoló-egység ..... (7. ábra),
sebességváltó-egység ..... (8. ábra),
cserekerék-egység (húzóékes) ..... (9. ábra),
szegnyereg-egység ..... (10. ábra),
revolver-egység ..... (11. ábra),
finombeállító-egység ..... (12. ábra),
motortalp-egység ..... (13. ábra).

Még további egységek is előfordulhatnak különleges esetekben. Ilyenek: a körasztal-, a váltókerék-, stb. egységek.

Ezeknek az egységeknek az a tulajdonságuk, hogy tovább már nem bontható alapműködéseket képviselnek. Ezek a működések két alapmozgásra vannak felépítve: a körmozgásra és az egyenesvonalú mozgásra. Tehát olyan forgácsoló megmunkálások végezhetők el velük, amelyeknél ez a kétféle mozgás elegendő; pl. fúrás, marás, esztergálás, köszörülés. Ezeknek természetesen különféle kombinációi lehetségesek. Pl. gyalulásnál két egyenesvonalú mozgás (löket és előtolás), körcsiszolásnál 2 forgó- és 2 hosszmozgás.

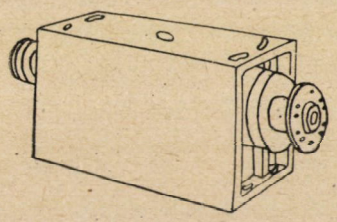
A fontosabb építőegységek a következő elvek szerint készülnek:

Elsősorban szabványos geometriai sorok szerint bizonyos nagyságokat rendszeresítettek. A nagyságrendek kiindulási alapja az alapszán-méret, melyre az építőegységet szerelik.

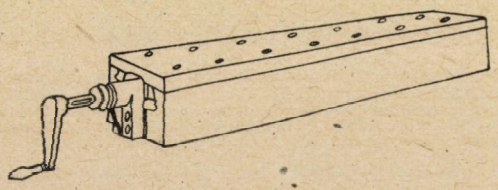
A *szán* hosszirányban számtani sorozat szerint növekszik, mert konstrukciós okok így kívánják. Ugyanis a szán hossza mindig egészszámú sokszorosa a szélességnek, tehát tulajdonképen bizonyos alapméret többszörösével épül fel.

Az *orsóegység* keresztmetszete négyszög, így beépítéskor mind a négy oldalára fektethető, míg az orsó elhelyezése olyan, hogy a négyféle fektetésnek megfelelően négyféle orsómagasság lehetséges. Az orsó ágyazása rendszerint gördülőcsapágyas, az orsófejnél kétsorgörgős, kúpos belsőgyűrűs főcsapágy van, hátul pedig axiális és radiális golyóscsapágy. Az orsó bármilyen szokásos fordulatszámmal foroghat, vízszintes vagy függőleges helyzetet is felvehet. Az orsót bőséges furattal látják el, és alkalmas esztergatokmány, csúcs, marótüske, marófej, köszörű- és fúrószerszám felszerelésére.

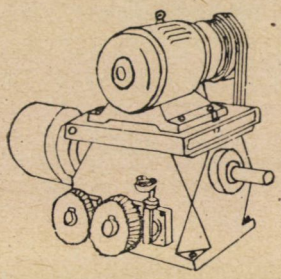
Az *előtolóegység*, mint különálló egység, a legkülönbözőbb beépítésre alkalmas. Rendszerint külön villamos motorral bír a munkamenet és külön egy másikkal a gyorsmenet részére. A gép vezérlése általában tisztán villamosan történik, így a motorok előre és hátra forognak. Rendszerint pólusváltós motorokat alkalmaznak.



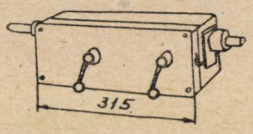
5. ábra



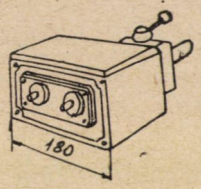
6. ábra



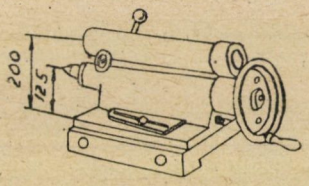
7. ábra

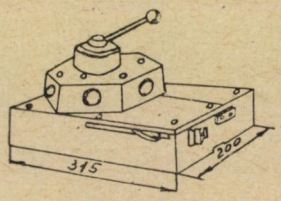


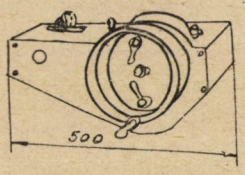
8. ábra

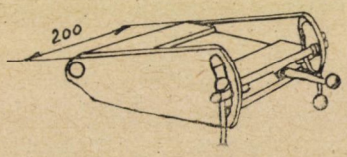


9. ábra









10—13. ábra

A sebességváltó egység a főhajtás részére szolgáltat 6—9 sebességfokozatot, míg a cserekerék-egység az előtolás részére tartalmazza a váltókerekeket húzóékes kivitelben.

A többi egység célszerűen úgy van alakítva, hogy beépítési lehetőség a legáltalánosabb legyen.

Az elemek vezérlése, működtetése villamosan, mágneskapcsolók segítségével történik és nagy mértékben automatizált. Túlterhelés ellen villamos védelem biztosít.

Ezen alapegységekből rendszerint a később ismertetendő művelet szerinti vagy eljárás szerinti egycélú gépeket építenek össze. Az összeépítés történhetik pl. hegesztett gépállványra. Ha a gépre már ebben a formában nincs szükség, akkor szétszedve, az alapegységek más, újabb gépekhez használhatók fel.

Felhasználási példák: revolveresztergа (14. ábra), síkcsiszológép (15. ábra), marógép (16. ábra), húzópad (17. ábra), többszános esztergapad (18. ábra).

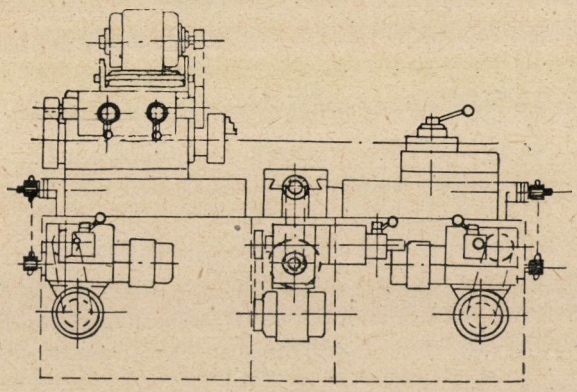
Az általános felépítés szempontjából még meg kell említenünk a gép kialakításának kérdését a gép kezelőjével kapcsolatban. A fejlődés folyamán a gép mindinkább pótolja a dolgozó kézügyességét és testi erejét. A fejlődés legmagasabb fokán a dolgozót a testi kifáradás alól is teljesen tehermentesíti. Az izommunka csökkentésére hidraulikus vagy pneumatikus befogó-készülékeket alkalmaznak. Nagyméretű munkadarabok cserélése emelő-berendezésekkel történik, az ilyen berendezés magára a gépre is szerelhető. Nagy könnyebbség volna a gép kezelője számára, hogy ülve végezhesse munkáját, de ez egyelőre egy-két esettől eltekintve, még nem nyert megoldást.

2. *Hajtás és hajtóművek*

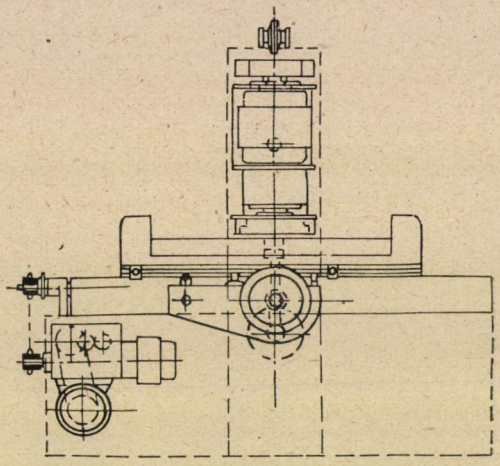
Hajtások

A hajtó villamosmotor ma már a szerszámgép szerves részévé vált, és egészen természetes, hogy minden szerszámgép külön motorral rendelkezik. sőt határozott irányzat mutatkozik az egynél több motor alkalmazására. Ezt két, egymást szervesen kiegészítő szempont indokolja.

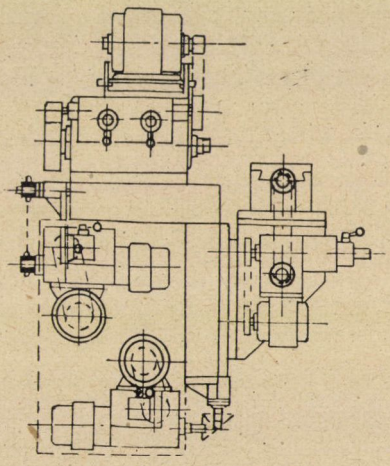
Egyrészt a szerszámgép kinetikai kapcsolatának független láncokra való szétbontása és ezek külön motorral való hajtása lehetővé tette a legkomplikáltabb szerszámgépek egyszerű szerkezeti kialakítását és olcsó gyárthatóságát. Ez az elv ma már nemcsak nagy, nehéz szerszámgépeken nyer alkalmazást, — ahol egyes esetekben több, mint 50 villamosmotort alkalmaznak, — hanem közepes, sőt kis szerszámgépeken is. Ezen a téren a továbbfejlődést az ú. n. villamos tengely alkalmazása jellemzi, amely lehetővé teszi a mozgások egymáshoz rendelt viszonyának szigorú megtartását. Másrészt több motor alkalmazásának indokolását egy újabb irányzatban találjuk, amely a főhajtó motort több egységre bontja és azokat a szükségnek megfelelően párhuzamosan járatja. Ennek a megoldásnak igen sok előnye van, amelyek közül a gazdaságosságot tartjuk legfontosabbnak. E megoldással kapcsolatban állást foglalni még korai volna.



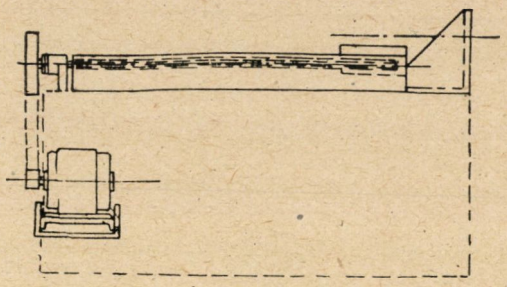
14. ábra



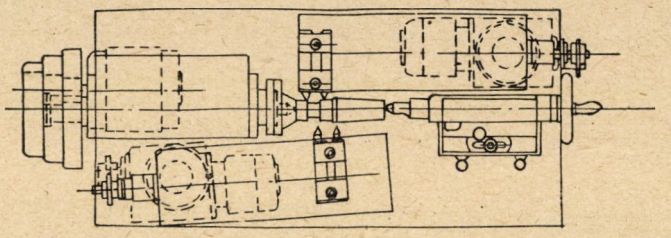
15. ábra



16. ábra



17. ábra



18. ábra

A motor és a szerszámgép közötti kapcsolat a hajtóerő-átadás szempontjából teljesen megoldottnak tekinthető, mert az ismert és alkalmazott módszerek (gumi-ékszíj, rugalmas tengelykapcsoló stb.) akár a közvetlen, akár a közvetett összeépítést egyaránt lehetővé teszik.

A szerszámgépek egyedi hajtásának számtalan előnye van, amelyet elég sokszor hangoztatnak, de van egy hátránya is, melyről soha sem beszél senki, ez pedig a nem terhelt motor cos φ-jének hatásfokrontó hatása, amely különösen az egy hálózatra kapcsolt sok szerszámgép esetében igen kellemetlen szokott lenni. E hiba kiküszöbölésére történtek már intézkedések, és a régen ismert megoldás mellett, — amelynek beszerzési költsége még nagy — az ú. n. takarékkapcsolásokkal folyó kísérletek bíztatnak komoly eredményekkel. Az előzőkben említett főhajtó-motor több egységre bontása is ezt a célt szolgálja. A sikeres próbálkozások ellenére meg kell állapítanunk, hogy a kérdés minden igényt kielégítő megoldása egyelőre nem látszik biztosítottnak.

Itt vetődik fel az a sokat vitatott kérdés, hogy a szerszámgépeket — állandóan forgó motor esetén — közvetlenül a motorral vagy mechanikus berendezéssel lehessen-e kapcsolni és reverzálni.

Míg az utóbbi megoldás tökéletesnek mondható és a villamos berendezéssel szemben alig támaszt igényt, addig az előbbi megoldás, mely lényeges szerkezeti egyszerűsítéseket tesz lehetővé, és alkalmazása kevés kivételtől eltekintve gazdaságosabbnak mondható, a villamos berendezésekkel szemben komoly

követelményeket támaszt. A villamosság majdnem korlátlan lehetőségeinek kihasználását nagyban korlátozza az a sajnálatos körülmény, hogy a villamos kapcsoló elemek fejlődése nem tart lépést a szerszámgépekével. Ez igen súlyos gátja a fejlődésnek, tehát e kérdést szakembereinknek sürgősen meg kell oldaniok. Erre egyébként még visszatérünk és főbb vonalaiban meghatározzuk a legfontosabb követelményeket.

A fentiek előrebocsátása után rátérhetünk magára a szerszámgépet hajtó motor tárgyalására és már előljáróban meg kell mondanunk, hogy hiányát érezzük komoly, minden részletre kiterjedő és a jövő fejlődését is figyelembe vevő tudományos összefoglalásnak, mely a szerszámgépek követelményeit az alkalmazott villamosmotorral szemben megállapítaná.

E feladat elvégzése ma már nem tűr halasztást. Reméljük, hogy egyrészt a kongresszus jó munkájából, másrészt az egyes tudományágak szakembereinek összefogásából rövidesen meg fog oldódni.

A villamos motor sokféle típusban és még több formában kerül beépítésre a szerszámgépekbe. Ezért csak a legfőbb típusok rövid tárgyalására szorítkozunk.

Váltóáramú motorok

a) *Rövidrezárt indukciós motor*

A leggyakrabban alkalmazott motortípus, sok jó tulajdonsága mellett a legegyszerűbb, legkisebb férőhelyű és tömegű, ezenfelül a legüzembiztosabb hajtást adja.

A szerszámgépek fejlődésével kapcsolatban szükségessé válik, hogy e motortípussal szemben eddigi követelményeinket felülvizsgáljuk és azt a szükséghez mérten kiegészítsük. Ezek között megemlítjük a következőket:

Fontos követelmény az időegységre eső kapcsolási szám és a gyorsítás növelése, továbbá az indítási áramerősség lehetőleg kis értéken tartása. Közvetlen hajtás esetén ugyanis minden munkafolyamat befejezése egyúttal megállással, majd újraindítással jár. A motoroknak tartósan túlterhelhetőknek kell lenniök, mintegy 25—30%-ig. Ez biztonsági tartalék a névleges teljesítmény fölött. Biztosítaniok kell az ellenáramú fékezés lehetőségét is. Hűtési szempontból nem szabad igényesnek lenniök, mert a közvetlen hűtést igen sok esetben a beépítési hely szűk volta akadályozza. Ezeken felül biztosítani kell a rezgésmentes és hangtalan járást. A fentiekben felsorolt követelmények csak a legfontosabbaknak tekintendők és az ellenáramú fékezéstől eltekintve, minden szerszámgépbe beépítésre kerülő motorra, így a következőkben tárgyalandókra is érvényesek.

b) *Pólusváltó rövidrezárt indukciós motor*

A finomforgácsolási technika igénye kifejlesztette a két- vagy többfordulatszámú pólusváltó motort. Így csökkenthető a sebességváltó fogaskerekeinek a száma. Ennek előnye nyilvánvaló, ha arra gondolunk, hogy még a legsímábban futó fogaskerékpár is lehet rezgési jelenségek forrása.

Ez a motortípus még nem terjedt el oly mértékben, mint az kívánatos volna. Csak egyetlen okát tudjuk magyarázatul adni, mégpedig azt, hogy fejlődése még nem ért el olyan fokot, amilyent a szerszámgépekben való felhasználás megkövetel.

c) *Váltóáramú kommutátoros motor*

A fokozatnélküli fordulatszámváltás minden téren fellépő követelménye teremtette meg ezt a motortípust. A szerszámgépek hajtásában különösebb mértékben elterjedni ezideig nem tudott. Többek között azért, mert egyrészt szabályozási területe igen kicsi volt, másrészt előállítása igen költséges. Kezdeti hátrányait a fejlődés folyamán leküzdötte. Ma már lényegesen nagyobb szabályozási területtel rendelkezik (1 : 12), úgyhogy szerszámgépbe való beépítése már lehetségessé válik, és ez előreláthatólag e motortípus további fejlődésére kedvező hatással lesz.

Egyenáramú motorok

Az egyenáramú motorok alkalmazása — igen sok jó tulajdonságukat figyelembevéve — egyre szélesebb körben terjed, mint szerszámgép-hajtó motor. E kérdéssel kapcsolatban igen érdekes, hogy ma már a Ward-Leonard hajtáson és a gépen alkalmazott csöves egyenirányítókon kívül alkalmazást találnak a *gépcsoportonkénti* egyenirányító berendezések, sőt ennek továbbfejlődése a *teljes gyárrészleg* egyenárammal való ellátása. Ezt az irányzatot örömmel kell üdvözölnünk. Ha az egyenáramú motortípusok fejlődése a támasztott igényeknek megfelelően fog bekövetkezni, ez a szerszámgépek hajtásának fejlődésére is jelentős hatással lesz.

A különböző szerszámgép hajtó elektromotorok alkalmazása ma még nem mutat egységes irányzatot. Egymás mellett megtaláljuk ugyanazon szerszámgéptípuson a különböző villamos motorhajtások alkalmazását. A hajtóteljesítmény emelkedése általában minden szerszámgépnél megtalálható, mert a keményfém-szerszámok lehető legszélesebbkörű alkalmazása és helyes kihasználása ezt megköveteli. A hajtóteljesítmény helyes megállapítása körül még igen sok bizonytalanságot találunk. Megállapíthatjuk, hogy még nem alakult ki az a törvényszerűség, amely meghatározná pontosan és egyértelműen a szerszámgépfajta, annak nagyságrendje és az alkalmazott szerszám függvényében a leggazdaságosabb hajtóteljesítményt.

A kérdések megoldásának iránytmutató szempontjait a kongresszustól várják szakembereink.

Hajtóművek

A szerszámgépeken alkalmazott hajtóművek, illetve sebességváltók a fő- és mellékmozgások végzésére szükségesek. Megoldásuk szerint két csoportra oszthatók mégpedig: fokozatos és fokozatnélküli (folyamatos) sebességváltók csoportjára.

A főmozgások sebességváltójának kivitele általában fokozatos, azonban igen szép számban találunk fokozatnélküli megoldásokat, valamint ezek kombinációit is.

A mellékmozgásokat általában még mindig fokozatos sebességváltószerkezetekkel működtetik, de itt már sokkal nagyobb mértékben alkalmazzák a fokozatnélküli, főkép hidraulikus megoldásokat.

A fokozatos, tehát tiszta fogaskerék-hajtásokra, illetve sebességváltókra jellemző, hogy a *sebesség-fokozatok száma egyre emelkedik (24—32 fokozat)* és az a törekvés, hogy ezt a legegyszerűbb eszközökkel, valamint a legkevesebb fogaskerék alkalmazásával oldják meg. A fokozatok számának emelése mellett a legkisebb és legnagyobb fokozat közötti különbség, tehát *a szabályozhatóság szintén nő*, általában 1 : 100 arány körül mozog.

A jól bevált és konstrukciójában kialakult fokozatos sebességváltóknál csak egyetlen probléma tisztázatlan még, ez az ú. n. kritikus fordulatszám (határfordulatszám) kérdése, melynek megválasztása nem mutat teljesen egységes képet. A különböző javaslatok közül annak elfogadása látszik célszerűnek, amely szerint

$$n_k = n_{\min} \sqrt[4]{\frac{n_{\max}}{n_{\min}}}.$$

A legjobb forgácsolási feltételekre való törekvés a munkasebesség fokozásához (metszősebesség, előtolás stb.) és ideális esetben a fokozatnélküli szabályozáshoz vezet. A szerszámgépek munkasebességének fokozatnélküli szabályozása mind gyakoribbá válik. Ez három különböző szempontból figyelemreméltó:

a) A forgácsolásnál a legjobb munkateljesítményre törekvés fokozatnélküli szabályozást kíván ott, ahol a munkasebesség a munkadarab méreteitől függ (pl. esztergálási átmérő és vágósebesség).

b) Előfordul, hogy a legkedvezőbb forgácsolási körülményeket előre nem lehet meghatározni. A fokozatnélküli szabályozás lényegesen megkönnyíti a kedvező feltételek kísérleti megállapítását.

c) A fokozatnélküli szabályozás a gép könnyebb kezeléséhez és rövidebb mellékidőkhöz vezet.

Mindenekelőtt meg kell állapítanunk, hogy meglepő a fokozatnélküli hajtások megoldásainak nagy száma és változatossága. Sok esetben ezeknek a kiválasztása némi bizonytalanságot vagy önkényességet mutat. Azonos, vagy hasonló célokra egymás mellett találjuk a legkülönbözőbb mechanikus, hidraulikus vagy villamos megoldásokat. Általános irányzatot nem találunk, csupán a köszörűgépek hidraulikus asztalmozgatása terjedt el általánosan, s ez mint kivétel erősíti a szabályt. A bizonytalanság főoka az, hogy eddig az előnyökről és hátrányokról objektív összehasonlító bírálat még nem jelent meg s így a szerkesztő a célszerűség szempontjait nem tudja kellően figyelembe venni. A legjobb megoldás kiválasztásának szempontjai természetesen nagyon különbözők. Ezekre csak egészen röviden mutatunk rá : a szabályozási terület, a forgatónyomaték, a teljesítményegységenkénti árak és súlyok a karbantartási kiadások, a kopás, az élettartam és az üzembiztonság a legfontosabb szempontok.

A mechanikus fokozatnélküli sebességváltóknak igen sok fajtája ismeretes : dörzskerék-áttételek, különböző variátorok, stb. Alkalmazásuk sok gépnél bevált. Azok a hátrányok, melyek kezdetben jellemezték a szerkezeteket, mint pl. a surlódás miatti nagy kopás, továbbá az a körülmény, hogy csak működés közben szabályozhatók, a szabályozhatóság szűk határai, a kis teljesítmény-átvitel stb. már kiküszöbölődtek.

A fejlődés folyamán ezek a szerkezetek annyira tökéletesedtek, hogy kopásuk nem nagyobb, mint a többi mechanikus hajtás alkatrészeinek kopása. Szabályozhatóságuk eléri az 1 : 10 arányt, és különleges megoldások a »0«-ig való szabályozást is lehetővé teszik. Az átvihető teljesítmény ma már meghaladja a 10 kW-ot.

A mechanikus fokozatnélküli áttételek alkalmazása szerszámgépeknél általában szűk területre korlátozódik. Főként a kis- és középteljesítményű szerszámgépek előtoláshajtóműveként használják.

A jövőt illetően megállapíthatjuk, hogy a fejlődő hidraulikus és villamos megoldások a mechanikus szerkezetet teljesen háttérbe fogják szorítani.

A hidraulikus, fokozatnélküli szabályozható hajtóművek alkalmazása egyre szélesebb körben terjed és különösen egyenesvonalú mozgások működtetésében játszik nagy szerepet. Csiszológépek és hosszmarógépek asztalmozgására kizárólag hidraulikus megoldást alkalmaznak. Újabban a hosszgyalugépek asztalmozgatásánál is egyre jobban előtérbe kerülnek a hidraulikus megoldások. A forgó mozgások hidraulikus fokozatnélküli szabályozása ma még nem nagyjelentőségű. Ezen a téren a fejlődés most van kialakulóban és a közeljövőben várhatunk jelentős változásokat.

A fokozat nélkül állítható hajtóművek fejlődésének és fejlesztésének súlypontja ma kétségtelenül a villamosság területére esik, és a villamos megoldás alkalmazása mind gyakoribbá válik.

A váltóáramú kommutátoros motor mellett igen elterjedt a már kifejlesztett Ward-Leonard hajtás alkalmazása. Az elektronikus szabályozású hajtás fejlődése és elterjedése nem olyan gyors, mint ahogy ez kezdetben várható volt, pedig legtöbbet ettől a megoldástól vártunk és várhatunk.

A villamos fokozatnélküli hajtás szélesebb körben való elterjedésének ma még akadálya magas ára és működési zavarokra való érzékenysége.

A hajtási problémákhoz kapcsolódik még az energiatároló kérdése is. Forgácsoló megmunkálásnál a terhelés változásából eredő szögsebességingadozások erősen befolyásolják az elérendő felületi finomságot és a szerszám élettartamát. Ezért alapkövetelmény, hogy a szögsebesség állandó legyen.

Modern szerszámgépeken ezt a követelményt energiatárolókkal oldják meg. Esztergapadokon egyrészt a forgó munkadarab a legtöbb esetben átveszi az energiatároló szerepét, másrészt általában a vágóerő nem mutat nagy ingadozásokat. Ezzel szemben marógépeken a több vágóél, és azok ferde kiképzésének ellenére a vágóerő nagy ingadozásokat mutat, melyeket a szerszám közelében elhelyezett lendítő-tömegek alkalmazásával egyenlítenek ki. Nagy marófejek gyakran már önmagukban is kielégítő lendítő-tömeget képviselnek.

A lendítő-tömegek alkalmazása kétségkívül előnyös, de a mellékidő csökkentése miatt megfelelő fékberendezés szükséges.

3. *Kapcsoló- és vezérlőművek*

A tökéletes és a géppel szerves egységet képező kapcsoló- és vezérlőberendezések alkalmazása lényeges jellemvonása a modern szerszámgépeknek.

A szigorúan megszabott követelmények — mellékidők rövidítése, egyszerűsített kiszolgálás stb. — kielégítésére jól átgondolt és célszerű elhelyezésű, egyszerű és a célnak legjobban megfelelő szerkezetek fejlődtek ki.

Az ilyen gépek előnye munkájukban mutatkozik, mert az egyszerű és észszerű kapcsolások segítségével nemcsak a kezelési hibák kerülhetők el teljesen, hanem az egyszerűbb vezérlés a gazdaságosabb kihasználást is elősegíti. Az egyszerűséget és könnyű kezelhetőséget — ahol csak lehet — egykarállítással oldják meg (Einhebel-System) részint biztonsági okokból, részint a kapcsolási lehetőségek kombinálására. Az egykar ugyanis több síkban kapcsolható.

Különösen előnyös a mind gyakrabban alkalmazott előválasztó berendezés (preselektor), amellyel könnyen, még a gép futása alatt beállítható a következő munkamenet fordulatszáma és előtolása. Ennek továbbfejlesztése a programmkapcsolás, amikor egész munkamenet-sorokat lehet előre beállítani, és azzal, hogy a munkás a gépet leállítja és megindítja, már el is végezte a kapcsolást.

A mechanikus kapcsoló elemek és vezérlések fejlődése befejezettnek tekinthető. Alkalmazásuk is egyre jobban háttérbe szorul, különösen bonyolul-

tabb megoldások esetén, ahol az egyszerűbb és könnyebben kezelhető hidraulikus vagy villamos megoldás a gép egyszerűbb felépítését teszi lehetővé.

Szabálynak tekinthetjük, hogy egyszerű mechanikus vezérlőberendezést kell alkalmazni addig a határig, amíg ugyanazokat az eredményeket legalább olyan könnyen tudjuk vele elérni, mint a hidraulikus, elektro-hidraulikus vagy tisztán villamos megoldásokkal.

Az előtoló- és segédmozgások hidraulikus hajtása mellett a jelenkori szerszámgépiparban a munkafolyamatok hidraulikus vezérlése is nagy jelentőségre tett szert. A hidraulika a rendkívül gyors távvezérlésű és áttekinthető kapcsolású villamos vezérlésen is diadalmaskodott. Oka ennek kizárólag a nyomófolyadék — nyomóolaj— kedvező tulajdonságaiban keresendő.

A hidraulika sajátságos törvényei lehetővé teszik a szerkesztő számára, hogy tetszésszerinti erőket, mozgásokat, ezeknek határolását rendkívül egyszerű, automatikus megoldásokkal érhesse el. A nagynyomású, olajjal kent szerkezet kiválóan kopásálló.

A hidraulikus vezérlés lényege az, hogy egy vagy több szivattyúval szállított nagynyomású folyadékkal működtetett elemek segítségével szabályozzuk a szerszámgép fő- és mellékmozgásait adó dugattyús hengerek vagy hidraulikus motorok munkáját.

Ha a vezetés közvetlenül történik, akkor főáramú vezérlésről beszélhetünk. Gyakran azonban segédáramú vagy mellékvezérlésre is szükség van. Különbséget kell tennünk továbbá programm-vezérlés és programmnélküli vezérlés között. Szerszámgépeink nagy része megszabott és előre beállított terv szerint dolgozik. Átállítást csak akkor végzünk, ha más méreteket vagy más munkadarabokat kell megmunkálnunk. Programmnélküli vezérlés az a munkamódszer, amikor a gép vezérlése tetszés szerint, pl. idom vagy mintadarab szerint történik, amint ez pl. a tapintó vezérlésű másológépeknél látható.

A folyadékáram irányítása (váltása) egyik vagy másik irányban már a szivattyúban magában is végbemehet, pl. a fogaskerékszivattyúk hajtómotorának irányváltoztatásával.

Ezek a szivattyúvezérlések a mozgásirány lökésmentes változtatását biztosítják veszteségmentes szállítás mellett. Igen elterjedtek és sokféle lehetőséget rejtenek magukban a tolattyús vezérlések. Ezek nemcsak a két vezeték egyszerű felcserélését teszik lehetővé, pl. feszültség-oldás vagy előtolás-visszamenet, hanem lehetővé teszik a többféle elosztóhelyzetet, pl. gyorsmenet — előtolás — előtolás hátra — gyorsmenet hátra. (Különféle ciklusok.) A tolattyú működése szerint megkülönböztetünk kézi-, bütykös-, hidraulikus- vagy mágneses működésű tolattyús vezérlést. Szelepekkel a nyomástól függő egyszerű soros vezérlést érhetünk el.

Szivattyú- vagy tolattyús vezérlés szerint való csoportosítást vihetünk végbe a programmnélküli vezérlésekhez tartozó hidraulikus másolóvezérléseknél is.

A villamosságot kezdetben csupán gépek hajtására és világítási célokra használták. Ma már mindinkább használják vezérlő- és szabályozó feladatok elvégzésére is. Lehetővé teszi a kapcsoló elemek és a kivitelező szervek tetszésszerinti helyi elrendezését és csak kevés megszorítást követel a kapcsolók elhelyezése terén. A villamos kapcsoló- és vezérlőszervek a tisztán mechanikus vagy hidraulikus elemekkel összehasonlítva, egyszerűek, kicsik, könnyűek, áttekinthetők és egymással szemben is biztosíthatók (reteszelés). A szerkesztő a gép tervezésekor szabadabban mozoghat és így a kezelés és a munka szempontjait jobban összeegyeztetheti a különleges funkciókkal.

A kapcsolóelemekket úgy lehet elhelyezni, hogy a munkás azokat mindenkor elérje. Működtetésük minimális erőkifejtést igényel, és a kapcsolási mozdulatok a követelményekkel könnyen egyeztethetők össze. Villamos úton az automatikus munkameneteket is egyszerű módon oldhatjuk meg.

A villamos kezelő és vezérlő szervekkel kapcsolatban — melyek mindinkább a gép tulajdonképeni részeivé váltak — ma már az a törekvés, hogy ezeket a géppel szoros egységgé olvasszák össze.

Erős irányzat mutatkozik ugyanis arra, hogy necsak a főmozgásokat, hanem a különböző szervek segédfunkcióit is villamos úton vezéreljék.

Ilyen esetekben azonban a közvetlen villamos működés sokszor nehezen vihető keresztül. Ezért gyakran alkalmaznak kombinált rendszereket, melyeknél a vezérlés ugyan villamos úton történik, de a főmozgás hidraulikusan vagy mechanikusan megy végbe.

A villamos vezérlő elemekkel kapcsolatban meg kell jegyeznünk, hogy azok minőségi fejlődése még korántsem érte el azt a fokot, melyet tőlük elvárhatnánk. További fejlődésüket az alábbi követelmények határozzák meg:

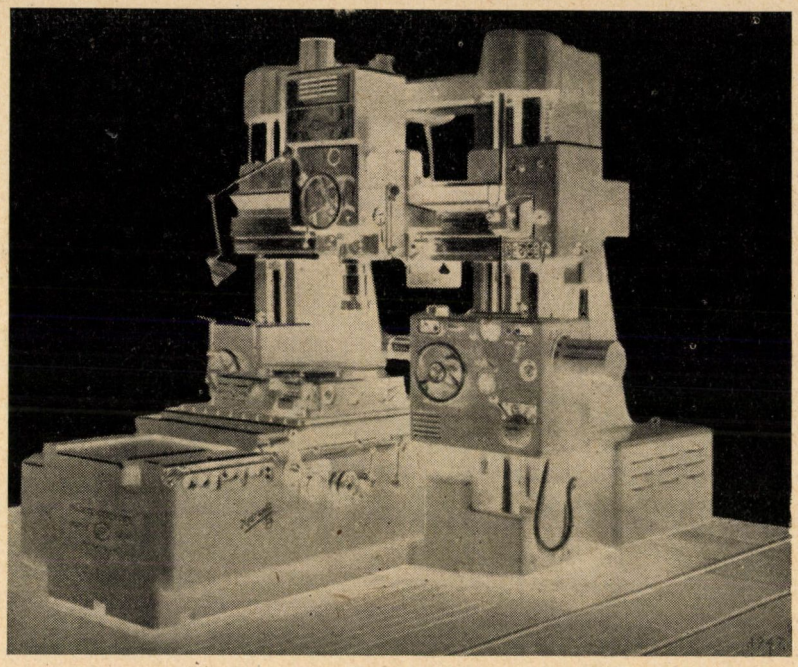
1. Kis helyszükséglet.
2. Egyszerű felépítés.
3. Feltétlen üzembiztosság.

Tisztán villamos vezérlésű szerszámgépnek kell tekintenünk pl. a *Hydroptic*—8 típusú *koordináta-fúrógépet* (19. ábra), melyen a vezérlés majdnem kizárólag nyomógombokkal történik. A nyomógombok célszerű kapcsolótáblán vannak összevonva és a kereszttartó jobb végében, valamint az ágy két oldalán találhatók. Ezek mindenkor a dolgozó kezeügyébe esnek.

A villamos felszerelés mintaszerű és tetszetős kivitelben szervesen összefügg a géppel és azzal egységes egészet alkot. A mechanikai és a villamos elemeknek ez a szerkezeti egysége sok szerszámgépen még nincs megvalósítva. Ezeken a helyeken a villamos felszerelést még nagyon sok esetben szükséges, de éppen csak megtűrt idegen elemnek tekintik.

A példaként említett gépnél a felsorolt villamos vezérlések tehát nemcsak a munkamozdulatok tulajdonképeni szabályozására korlátozódnak, hanem a segédfunkciókat, mint pl. hajtások kapcsolását, befogó és beigazító mozdulatokat, mérési műveleteket is villamos úton vezérlik. *A főszempont itt is az, hogy*

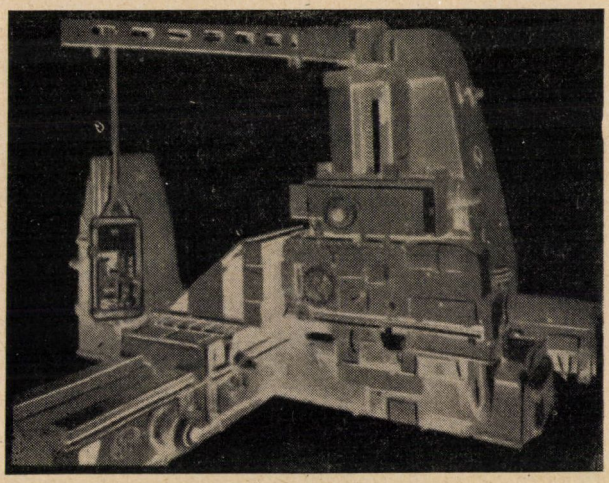
a mellékidőket csökkentsük, és a munkást a körülményes, megerőltető gépkezeléstől mentesítsük. Emellett éppen az ilyen segédfunkciók villamos vezérlése teszi lehetővé, hogy a különböző mozdulatok egymással szemben biztosítva legyenek, ezzel egyrészt a gépet és a munkadarabot a sérülésektől óvjuk, másrészt a kezeléshez betanított segéderőket is használhatunk. Ezeket a lényeges szempontokat azonban ezideig csak csekélyszámú géptípusnál valósították meg. Kifejlesztésük a jövő igen fontos feladata.



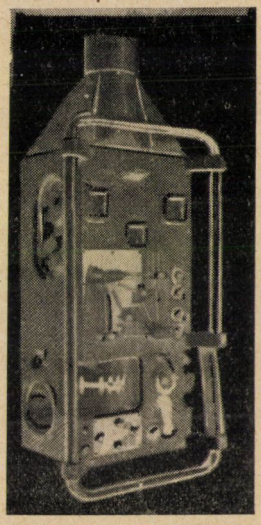
19. ábra

Itt kell megemlítenem egy olyan nagyméretű szerszámgépet, amelynél a villamos hajtás és vezérlés lehetőségeit eddig szokatlan mértékben használták ki. A schaffhauseni Georg Fischer-cég újtípusú vízszintes maró- és fúrógépéről van szó (20. ábra). Ezt a gépet terjedelmes és nehéz darabok megmunkálására készítették, amelyeknek a beigazítása hosszú időt vesz igénybe, és amelyeket lehetőleg egy befogással készre kell munkálni. Egyetemes gépnek tervezték és valamennyi előforduló munkát: marást, síkesztergálást, fúrást, dörzsölést, menetvágást, sőt másolást és idomszerfúrást is el tud végezni. Ez a nagy munkaterület azonban változtatható munkasebességet követel, és mert mindenkor a legjobb munkateljesítményt kell elérni, legmegfelelőbbnek a fokozatnélküli szabályozást találták. A feladatot itt tisztán villamos úton, Ward—Leonard-hajtással oldották meg. A gép és a munkadarabok nagy mérete a szerkesztőknek különleges vezérlési problémákat vetett fel. Ezek közül egyik legfontosabb

feladat, hogy a kezelési idő megfelelő keretek között maradjon. A géppel szorosan összefüggő egy vagy több vezérlő állomás helyett mozgatható vezérlő



20. ábra



21. ábra

berendezést alkalmaztak. Ez a főállványra erősített lengőkaron függ és magassági irányban is állítható. A munkás tehát bármilyen helyzetbe állíthatja és ezzel az egész gépet egy helyről vezérelheti (21. ábra).

A gépnek és a vezérlő részeinek vázlatos ábrázolása lehetővé teszi a munkás számára, hogy a vezérléseket áttekinthesse és a műveleteket ellenőríz-

hesse. A vezérlő részeken helyezték el egyúttal az előtolás módjának a kiválasztására jelzőmutatóként kiképzett választókapcsolókat (az asztal mozgatása, az orsóhoz vízszintes és függőleges irányú állítása, a főorsó előtolása).

A kívánt előtolás nagysága, a behatolás mértéke, valamint az orsófordulatszám forgó tárcsákkal állítható be.

A beállítható munka előtolásokon kívül különleges előtolások is rendelkezésre állnak.

Ilyenek pl. a gyorselőtolás és a lassú előtolás, mely utóbbi a munkadarabba való kezdeti behatoláskor a szerszámvédelem érdekében használható.

Egy további kapcsoló az orsómotort indítja meg, egy vészkikapcsolóval pedig az egész gépet leállíthatjuk. A már említett mozgatható vezérlőberendezésen a főállványt, az orsóházat és az asztalt is gombnyomással rögzíthetjük. Egy beépített reflektor-lámpa lehetővé teszi a munkás számára, hogy a megmunkálási helyet tetszése szerint megvilágíthassa. A vezérlőberendezést magát is villamos úton mozgathatja és minden fáradság nélkül egyik helyről a másikra helyezheti át. Különös figyelmet érdemel az a tény, hogy valamennyi mozgás kb. 1/100 mm-nyi pontossággal határolható.

A gépet ütközők szerinti munkára is berendezték. Az ütközők használatakor az előtoló mozgások vagy megszűnnek vagy irányuk változik meg, ezáltal automatikus munkaciklusok keletkeznek.

A fokozatnélküli villamos fordulatszámszabályozás különös jelentőséget nyert. Valamennyi munkamozgást Ward—Leonard-berendezéssel hajtják és ennek a karakterisztikáját a gép követelményeivel messzemenőleg összehangolták. Az orsómotornak kb. 16/perc fordulatig a nyomatéka állandó, ettől kezdve a legnagyobb fordulatszámig, 800/perc-ig a teljesítmény állandó.

Ez tehát a szerszámgéphajtás ideális módját már majdnem egészen megközelíti (állandó teljesítmény). Meglepően nagy a szabályozhatóság területe: az előtolásban 1 : 2500 és fordulatszámban 1 : 300. Ezt a széles sávot csupán két mechanikai fokozattal és a motor szabályozhatóságával hidalták át. Bármely tetszésszerinti fordulatszám megválasztása teljes terhelés mellett történhet.

Ennél a maró- és fúrógépnél a villamos vezérlést a technikai lehetőségek legvégső határáig kihasználták. Meggondolásra ad azonban okot, hogy egy ilyen technikai célnak a legvégső határokig való következetes végrehajtásánál esetleg átlépik a gazdaságosság határait, vagyis a gép az előirányzott célra már túl drága és azonkívül működési zavarokra is már túl érzékeny lesz. Az a kérdés is jogos, hogy üzemi műszerész vagy technikus (javításokkal foglalkozó lakatosokról nem is szólva) képes lesz-e arra, hogy a villamos szerkezetben csupán kisebb üzemzavar forrását is megtalálja és azt kijavítsa.

A bemutatott példák után vissza kell térnünk a villamos motorokra és kapcsoló elemekre. Ezeknek a kiválasztása sokféle szempont szerint lehetséges,

a megkívánt műveleteket ugyanis sokféle kapcsolással el lehet érni. Ha különböző vezérlések, különböző alkatrészek felhasználásával a megkívánt műveleteket pontosan el is végzik, mégsem lesznek egyenértékűek. Amelyik üzembiztosabb, kevesebb gondozást igényel, jobban megfelel. Helytelen választás esetén egészen kisértékű alkatrész a gép termelékenységét igen kellemetlenül befolyásolhatja. A meglévő gépeknél pedig sok keserves órát okoz az üzemzavar elhárítása.

Kívánatos lehet az is, hogy a berendezés nehéz üzemi viszonyok, kedvezőtlen körülmények — mint pl. tisztátalan levegő, durva bánásmód, fokozott túlterhelés — esetén se mondja fel a szolgálatot. Ez a követelmény is teljesíthető, de csak akkor, ha az előforduló hibalehetőségekkel már a szerkesztés közben számolunk és azok figyelembevételével tervezünk. Nem azt kívánjuk, hogy az üzemi viszonyok alkalmazkodjanak gépünkhöz, hanem fordítva. Ha üzembiztosságra törekszünk, a fokozott üzembiztosság elvének követelményeit a tervezésnél és szerkesztésnél kell figyelembe vennünk oly mértékben, amilyen mértékben azok kielégítése szükséges.

A fokozott üzembiztosság főbb szempontjai a következők:

1. A berendezés tervezésénél annak működési elvét, alkatrészeit át kell vizsgálni abból a szempontból, hogy milyen hibák fordulhatnak elő, és azoknak mik lehetnek a következményei. Súlyos kihatású üzemzavarok ellen előre kell védekezni. Gépünk azonos munkaképességnél minél egyszerűbb, minél kevesebb és megfelelő élettartamú alkatrészből álljon.

2. A vezérlő-készülékeknek a gép működése közben könnyen megfigyelhetőknek kell lenniök azért, hogy a folyamatok egyszerű rátekintéssel is ellenőrizhetők legyenek. Ha a vezetékelés rendszeres és áttekinthető, a hibajavítás gyorsan történhet.

3. Ha a gép vagy az alkatrészek rendellenesen működnek, azt azonnal jeleztetni kell. A jelzés elhagyása esetén a hibákat csak akkor vesszük észre, amikor azok már komoly üzemzavart okoztak, vagy a berendezést tönkretették.

4. Ha valamely alkatrész mégis elromlik, ennek következtében nem szabad továbbterjedő károknak előállniok. Komoly zavar fellépése esetén a gép — vagy megfelelő alkatrészcsoportja — a lehető leggyorsabban önműködően álljon meg. Ezzel költséges géptöréseket, kieső időket takaríthatunk meg.

5. A berendezés és alkatrészei ne legyenek túl érzékenyek, még kisebb hiba mellett is maradjanak működőképesek.

4. A termelékenység növelése

A szerszámgépek termelékenységének fokozását a gépi főidő, valamint a mellék- és beállítási idők csökkentésével lehet elérni. A modern szerszámgépeknél általában az első feltétel bizonyos mértékig már kimerült. A forgácsteljesítmény nagyobb forgácskeresztmetszetekkel való emelésének pedig a

forgácsolási erő szab határt. A hajtó teljesítmény fokozása általában észszerűtlen lenne, mert ennél csak az energetikai hatásfok és az 1 LE-re eső, percenként leválasztott forgácsmennyiség csökkenne. Ezzel szemben még nagy lehetőségek vannak a mellékidők és a beállítási idők csökkentésében. Ez különösen egyes darabok és kis sorozatok gyártásánál ad alkalmat jelentős mértékű racionalizálásra.

Csökkenteni kell:

a) A mellékidőket, melyek a munkadarabnak a gépen való befogására és a kész munkadarab levételére, a gép megindítására és leállítására, a vágószerszámnak a munkadarabhoz vagy a munkadarabnak a szerszámhoz való oda- és visszavezetésére, a visszafutásra, a munkában lévő alkatrész méreteinek időszakos ellenőrzésére és egyéb műveletekre szolgálnak.

b) Az előkészítéshez szükséges időt, amelyet a gép beállítására, a szerszámok behelyezésére és kivételére fordítanak.

c) A gép kezeléséhez szükséges idő néhány elemi összetevőjét, melyek a kenéshez, a forgács eltávolításához, a forgácsoló szerszám utánállításához, stb. szükségesek.

A darabidő ezen összetevői néha döntően befolyásolhatják a gép termelékenységét, ha figyelembe vesszük, hogy a gépi főidők csökkentésével ezen összetevőknek a százalékos aránya növekszik. Adott esetben a főidők csökkentése lényegesen kevésbbé növeli a termelékenységet, mint a mellékidőké. Ez a megállapítás még fokozottabban mutat rá a kérdés fontosságára. Legjobb megoldása a szerszámgép vezérlésének és munkafolyamatának önműködővé tétele. Az automatizálás messzemenően meghatározza a jelenlegi és a jövő szerszámgépek szerkezetét.

A fentieken kívül a szerszámgép különféle berendezéseinek pontos és helyes működését gyakran önműködő berendezés ellenőrzi, minden üzemzavart színes villanylámpák kigyulladása, hangjelzés stb. jelez.

A biztonsági szempont és az a cél, hogy a gép sérülését megakadályozzuk, vezetett a termosztát-szerkezet alkalmazására. Ezzel a csapágyak és fontos géprészek hőfokát ellenőrzik. Az olajozás általában teljesen automatikus és a főmotorról kapja a hajtást. Itt kell megemlíteni azt a biztosító berendezést, amely az olajnívót biztosítja és elégtelen olajszint esetén a gépet megállítja, illetve nem engedi megindulni. A gép túlterhelés elleni biztosítására jól átgondolt, célszerű megoldások vannak.

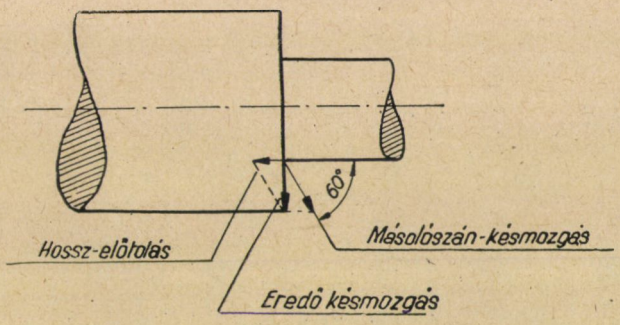
Beszélnünk kell még a színek alkalmazásáról is. Ez az iparban nem új dolog. Ami új benne, az annak a felismerése, hogy céltudatosan alkalmazva, jó nevelő és termelést elősegítő hatása van. Egy sereg szakember: festékesek, vegyészek, pszichológusok együttes munkájával színtervezetet állítottak össze, amellyel a termelékenység növelhető. A színek tervszerű alkalmazása három módon segít. Először: a látást javítja, kiküszöböli a szem megerőltetését és a csillogást; másodszor: a bizonságot növeli; harmadszor: kedvező hatású

lélektanilag, amennyiben a kellemes, tiszta környezet a dolgozót a gyárépület falai között is jókedvre hangolja.

5. *A munkadarabok alakjának fejlesztő hatása*

Általános irányzat az, hogy a gépalkatrészeknél az egyszerű rotációs alakoktól és síkokkal határolt testektől szabaduljunk, és helyettük tetszésszerinti téralakokra térjünk át. Ennek oka egyrészt az anyagok kedvezőbb kihasználási lehetősége (egyenszilárdságú alakok), másrészt a forgácsmentes megmunkálásnál alkalmazott tetszésszerinti téralakok készítéséhez szükséges szerszámok könnyű előállíthatósága. Annak lehetőségét, hogy a fenti követelményeknek megfelelő téralakokat állíthassunk elő, az esztergálásnál és a marásnál alkalmazott másolóeljárás adta meg. Ezt különösen az ismert mechanikus megoldások mellett kifejlesztett hidraulikus és villamos másolórendszerek tették lehetővé.

Míg a marástechnikában a másolóberendezések kialakulása bizonyos mértékben befejeződött, addig az esztergálás terén még mindig voltak hézagok,



22. ábra

mert nem volt olyan megoldás, amely lehetővé tette volna az emelkedő lépcsőzettel bíró tengelyek másolását. Abban az esetben, ha ilyen munkadarabot másolóeljárással kellett megmunkálni, a lépcső készremunkálására külön operációt kellett beiktatni.

A fejlődés itt is meghozta a szükséges megoldásokat, melyek útján a problémán túlmenően, az esztergapadon való másolóeljárás olcsón és könnyen végezhető.

Az esztergapadon alkalmazott hidraulikus másolóberendezések elvi megoldása, kisebb eltérésektől eltekintve, megegyezik akkor is, ha egyik esetben a másolóberendezést a gép szerves részeként eredetileg beépítették, vagy a másik esetben a másolóberendezés meglévő gépre szerelhető tartozékként szerepel.

A hosszmásoló-berendezést már hosszabb ideje használják, így feltételezhető, hogy azt mindenki ismeri. Erre bővebben nem térünk ki, csak a derékszögű tengelylépcsők képzésének módját ismertetjük röviden.

A derékszögű tengelylépcsőnek megfelelő késmozgást a hossz-előtolás és a másoló szán — általában 60°-os — ferde irányú mozgása eredőjeként állítják elő (22. ábra).

Az esztergapadokon alkalmazott másolószerkezetek lehetővé tették a gyártástechnika új követelményeinek kielégítését, és így lehetővé vált majdnem tetszésszerinti alakú tengelyek félig automatikus előállítása. Mintaként tetszésszerint használhatunk akár kész munkadarabot, akár vékony, edzetlen lemezidomot. Ez a körülmény és a könnyű kezelhetőség teszi lehetővé, hogy már kisebb sorozat esetén is gazdaságosan kihasználhassuk a másolóberendezést.

Távolabbi cél, melyet eddig még sehol sem értek el, amely azonban belátható időn belül minden bizonnyal megvalósul az, hogy a lemezmintákat vagy a mintadarabokat kiküszöböljék és rajzzal helyettesítsék.

Az idom előállításának költsége különösen nagyobb sorozat esetén elenyésző. A rajzról való másolás lehetősége kisebb sorozatnál nagyjelentőségű, mert nélkülözhetővé teszi a mintadarabot vagy a mintaidomot. Fejlődés ezen a területen várható. Ez a megoldás profil-köszörűgépeknél már megvalósult és igen egyszerűsítette a különleges alakú idomszerek gyártását.

Meg kell még említenünk a mágnesszalagos másolóvezérlést is, amelyet magnetofon szalagvezérlésnek is nevezhetünk mert a magnetofon hangfelvevő eljáráson alapszik. A másolómunkának megfelelő munkamozgásokat magnetofon-szalagra elektromágnessel rögzítik különféle rezgésszámok alakjában. Visszajátszáskor ezek a különböző rezgésszámú áramok különféle, a kérdéses rezgésszámra hangolt jelfogókat működtetnek. Ilyen módon tetszőleges munkamozgások újra megismételhetők. A jelfogók megfelelő mágneses kapcsolókra hatnak, amelyek a szánok mozgását vezérlik. Egyetlen magnetofon-vezérléssel több azonos munkadarabot gyártó gépet is ki lehet szolgálni.

A hidraulikus másolóberendezések használata bizonyos korlátok közé szorul. Amikor ugyanis a másolósebesség bizonyos határt túllép, vagy a munkadarabnak a mintától nagyobb térbeli távolságra való elszakítása válik szükségessé, akkor majdnem leküzdhetetlen nehézségek állnak elő a hidraulikus mozgásátvitelnél. A nehézségek leküzdésére azonban itt is történtek lépések.

A villamos másolóberendezés használata, amely nincs ilyen korlátok közé szorítva, további lehetőségeket nyit meg. Felépítése a vezérlés »utánállítási« elvén alapszik és lényegében három elemből áll:

a) Hibaindikátorból, amely a másoló-pecek mozgása és a felerősített munkamozgások közötti különbséget állapítja meg.

b) Erősítőből, amely a hibaindikátor feszültségét felerősíti és, ha szükséges, átalakítja úgy, hogy alkalmas legyen a hajtó rendszer vezérlésére.

c) Hajtó rendszerből, amely villamos gépet tartalmaz és amely a megkívánt munkamozgást hozza létre.

Nagyon sok megoldás ismeretes. Az elérhető pontosság 0,001 mm.

A másoló elv és másoló szerkezetek fejlődésével kapcsolatban megállapíthatjuk, hogy az ú. n. közvetlen, illetve mechanikus másolóberendezések fejlődése ma már befejezettnek tekinthető. Alkalmazási területük is egyre szűkül, egyrészt a drága másolóléc vagy idom, másrészt a korlátolt felhasználási lehetőség miatt. Felhasználása a jövőben csak a nagy tömeget gyártó célgépeknél, valamint a kézi vezérlésű pantográfnál lesz indokolt.

A közvetett, illetve hidraulikus vagy villamos másolóberendezések fejlődése korántsem nevezhető befejezettnek, bár elvi felépítésükben egyelőre nem várható komoly változás. Szerkezeti kialakításukban azonban lesz fejlődés, mert még egyszerűbb és üzembiztosabb megoldásokra törekszenek. Felhasználás szempontjából összehasonlítva a két rendszert, azt tapasztaljuk, hogy kis gépeknél a hidraulikus berendezések jobban elterjedtek. Ezt csak a nagyobb üzembiztonsággal magyarázhatjuk. A nagy berendezéseknél kizárólag villamos megoldásokat találunk.

Azt, hogy a két rendszer közül melyik fog nagyobb fejlődést elérni, ma még nem lehet megállapítani. Valószínűnek látszik, hogy mindkét rendszer fejlődése egyelőre párhuzamosan halad és felhasználási területük fog a fejlődés folyamán jobban elhatárolódni.

A másolóberendezések e rövid áttekintése után célszerűnek látszik megvizsgálni, hogy az elterjedés, illetve az alkalmazhatóság és az egyes rendszerek fejlődése milyen és mit várhatunk a jövőben? Ha az alakos szerszám korlátolt lehetőségeitől eltekintünk, úgy megállapíthatjuk, hogy a másolótechnika, egy-két kivételtől eltekintve, egyelőre csak az esztergálás és a marás terén ért el komoly fejlődést és nyert széleskörű alkalmazást. Jogosan felmerülhet az a kérdés, hogy csak a két munkaterület alkalmas-e a másolótechnika alkalmazására? Ismerve azokat a majdnem korlátlannak nevezhető lehetőségeket, amelyek a fejlődés mai fokán rendelkezésünkre állnak, válaszukat igen könnyen megadhatjuk ; a másolótechnika nemcsak az esztergálási és marási műveleteknél, hanem majdnem minden megmunkálási eljárásnál alkalmazható.

A munkadarabok alakjának és a technológiának fejlődése még csak az esztergálás és a marás műveleteinél követelte meg az alkalmazást. Ezzel kapcsolatban ma már megállapítható, hogy a másolótechnika alkalmazása egyéb területen fejlesztő hatással lesz az alkalmazott technológiára, valamint a kialakítandó munkadarabok alakjára is.

D) A gyártási módszerek hatása a szerszámgépek fejlődésére

A szerszámgépekkel szemben tanusított egyik legfontosabb követelmény — gazdaságos gyártási módszerek mellett a lehető legnagyobbfokú termelékenység — megkívánja a gyártástechnológiai feladatok nagymértékű tagozódását. Ez a követelmény függetlenül a fentiekben ismertetett fejlődési szempontoktól különféle szerszámgéptípusok kialakítására vezetett. Az egyes típusokat az alábbiakban tárgyaljuk.

1. Egyetemes gépek

Az egyetemes szerszámgép a legcélszerűbb gép minden olyan munkahely részére, ahol változatos alakú munkadarabok kis mennyiségét kell megmunkálni, tehát felépítését elsősorban a sokoldalúság jellemzi. Ez már önmagában is ellentmondás, mert a sok követelmény kielégítése csak igen nehéz kompromisszumok árán lehetséges és így legtöbb esetben a követelmények közül egyik sem érvényesülhet teljes mértékben. Az egyes típusok értékének, illetve használhatóságának éppen a kompromisszumok sikeres vagy sikertelen összehangolása a fokmérője.

A kérdés tárgyalásának nem volna különösebb jelentősége, ha az egyetemes szerszámgépek csak az előljáróban meghatározott munkahely részére készülnének. Ezzel szemben megállapítható, hogy a szerszámgépgyártás még most is követi a mult irányzatát, a gépek túlnyomó többségben egyetemes kivitelben készülnek és tervezőink is hajlamosak ennek az irányzatnak folytatására. Ez nem helyes és veszélyes út, mert nem segíti a fejlődést, hanem hátráltatja.

Az egyetemes szerszámgépek tömeggyártásban való alkalmazásának a következő hátrányai vannak:

Gyártási költsége, beszerzési ára nagy.

Méreteihez képest termelékenysége kicsi.

Bonyolult szerkezete gyakori üzemzavar forrása lehet.

Az eladáskor hatásos érvként kiemelt sokoldalúságát csak igen korlátozott mértékben lehet kihasználni.

Az egyoldalú kihasználás következtében az egyetemes gép bizonyos részei gyorsan elkopnak, így a kész munkadarab pontatlansága hamarosan selejtes munkát eredményez.

Az egyetemes gép bonyolultsága magasabb képzettségű kezelő személyt igényel. Ezért vagy szakembert köt le vagy lényegesen meghosszabbítja a nem szakemberek tanulási idejét.

A fentiekből világosan látható, hogy a tervgazdálkodást folytató szocialista ipar az egyedi gyártástól eltekintve, nem használhat egyetemes szerszámgépeket. Nálunk csak nagyobb termelékenységű, egyszerűbb felépítésű, olcsóbb szerszámgépek alkalmazása célszerű. A következőkben ezeket fogjuk tárgyalni.

2. Nagyteljesítményű gépek

E csoportba soroljuk az egyszerűsített egyetemes szerszámgépeket. Ezeknek a sokoldalúsága már erősen csökken, viszont termelékenységük nő. Felépítésüknek ma még egyetemes jellege van, de már találunk határozott célú kialakításokat is, amelyek feltétlen velejárói az ilyen gépfajta jövőben várható kialakulásának.

3. *Egycélú gépek*

A racionális gyártás fejlődési feltételei hozták létre az egycélú gépeket : olcsóság, nagy termelékenység, hosszú élettartam, egyszerű kezelhetőség és a gépek racionális csoportosíthatósága azok az előnyök, amelyek a korszerű ipar igényeit maradéktalanul kielégítik. Így az egycélú gépek soha nem sejtett jelentőségre tettek szert. Nélkülük komoly tömeggyártás elképzelhetetlen. *A korszerű gyorsforgácsolás megvalósíthatóságának is az egycélú gép alkalmazása az előfeltétele.*

Nem felesleges ismételten hangsúlyozni, hogy az *egycélú gépek nemcsak nagyobb mennyiségű munkát szolgáltatnak, hanem képesek arra is, hogy ezt a termelékenységet egyforma minőséggel hosszú ideig biztosítsák.*

A célszerű felépítés és az egyszerű kezelhetőség a baleseteket is könnyebben elkerülhetővé teszi.

Az egycélú gépeknek két fajtáját kell megkülönböztetnünk :

a) Tágabb értelemben vett egycélú gép *az eljárás szerinti* egycélú gép. Ezen azt értjük hogy a gép állandóan ugyanolyan munkát pl. nagyolást végez, de alkalmas — bizonyos határok között — különböző munkadarabokon a nagyolás elvégzésére.

A felfoghatóság határait a várható kívánalmaknak megfelelően állapítják meg. Ilyen esetekben is természetesen a nagyoló gép csak nagyol, a simító gép csak simít, a menetvágó gép csak menetet vág, stb.

b) A munkadarab szerinti egycélú gép : a célgép kizárólag egyfajta munkadarab azonos operációját végzi. Ez a legracionálisabb szerszámgép a tömeggyártásban.

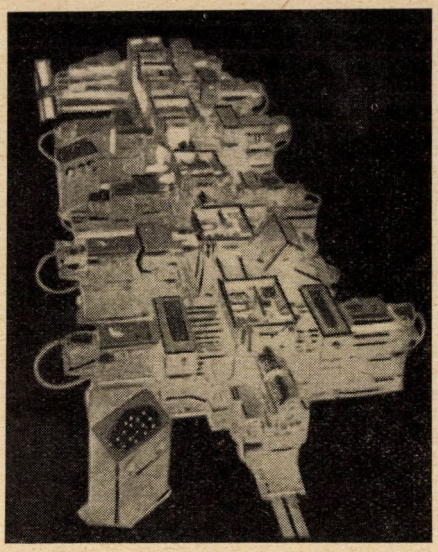
4. *Gépsorok*

Az egycélú gépek ismertetett sajátságaiból következik, hogy a különböző rendeltetésű gépek csak a *munkadarabon végzendő operációk sorrendjében csoportosítva*, együtt végezhetnek racionális munkát (23, 24, 25. ábra).

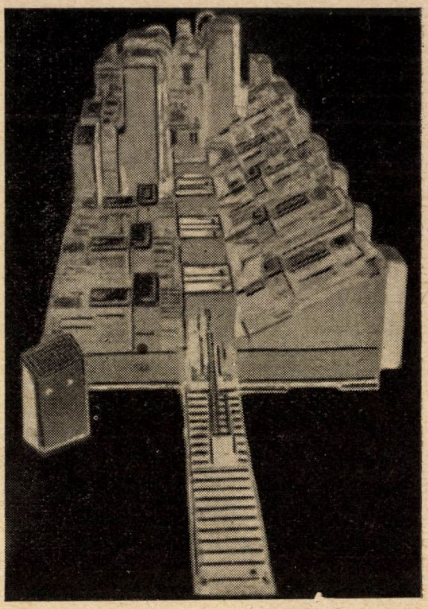
Az ilyen gépsorok — ha a munkadarabnak a gépek közötti szállítását és adagolását is automatizáljuk, — *képviselik az elérhető legnagyobb termelékenységű, leggazdaságosabb termelő eszközöket*, amelyek a nyersanyag darabolásától kezdve a szerelésre kész munkadarab utolsó ellenőrző méréséig automatikusan végzik a munkát, *teljesen megszabadítják a munkást a fizikai munkától*, és az ember számára csak az értelmi, ellenőrző tevékenységet hagyják meg.

A fejlődés befejezését, legmagasabb fokát jelenti az az állapot, ha az egész gyár ilyen eszközökkel dolgozik, vagyis önműködő gyár lesz.

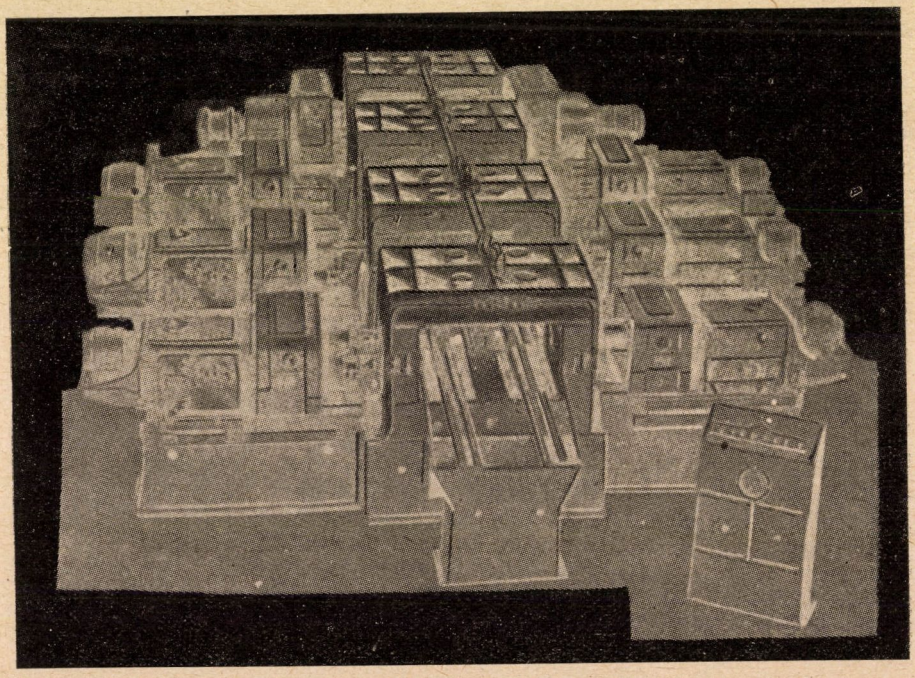
A szerszámgépek kialakulásának e rövid és általános áttekintése után felmerül a jogos kérdés, hogy milyen tulajdonságok határozzák meg pontosan az egyes típusokat, és hol van az a határ, amely az egyes típusokat elválasztja



23. ábra



24. ábra



25. ábra

egymástól. A kérdés nyitott, és erre ma még határozott választ adni nem tudunk a sok átmeneti típus miatt. Szerény véleményünk szerint a kongresszusra hárul az a nagyjelentőségű feladat, hogy e kérdésre határozott választ adjon és meghatározza azt, hogy az egyes típusok felhasználása mikor és hol célszerű a szocialista fejlődés szempontjából.

HOZZÁSZÓLÁSOK

JIŘÍ TLUSTÝ

Meg kell mondanom, hogy meglepett a kongresszus igen magas műszaki színvonala. Meglepett, hogy olyan ország, amely a szerszámgépek gyártása terén még viszonylag rövid multra tekinthet vissza, ilyen magas szinvonalú vitát és műszaki kongresszust tud rendezni.

A téma annyira bőséges, hogy ha az egyes részletekbe kivánnék bocsátkozni, akkor azok megtárgyalása több napot venne igénybe. Ezért megelégszem néhány megjegyzéssel.

A fő követelmények, amelyeket a fejlődés mai állapotában a szerszámgépekkel szemben támasztunk, nagyjából a következők: a termelékenység növelése, a gép fordulatszámának növelése, a gép pontosságának javítása, a gép élettartamának fokozása, a kezelőszemélyzet fizikai kifáradásának csökkentése, valamint a szerkezet és a gyártás egyszerűsítése. Mindezeket a kérdéseket természetesen gazdaságossági szempontok alapján kell megoldani.

A termelékenység követelménye két részre osztható: a főidő és a mellékidők csökkentésének kérdésére. A tiszta gépi idő csökkentésének vonalán főképen a következő problémákat kell megoldanunk: a gép mechanikai teljesítményének fokozása, a főorsó fordulatszámának növelése. Természetesen a fordulatszám növelése magával hozza a zaj növekedését, valamint az energiaveszteségek fokozódását is. A fogaskerékszekrények szerkezeti megoldásánál arra kell törekednünk, hogy lehetőleg egyszerű kivitel mellett ne haladjuk túl a megengedett kerületi sebességeket.

A következő szempont az, hogy a szerkezet kialakításával lehetőleg vagy csökkentsük, vagy teljesen kiküszöböljük a gerjesztett lengések keletkezését. Ez igen fontos kérdés, amely még nincsen teljesen megoldva.

A két idő, a fő- és mellékidő közül mindig annak a csökkentése a fontosabb, amelyik az összes idő nagyobb részét teszi ki. Így pl. éppen az egyetemes esztergapadnál, ahol igen sokféle munkára kell a gépet alkalmazni, ahol igen tágak a fordulatszám-határok, nincsen semmi különösebb jelentősége a teljesítmény fokozásának, mert sokkal többet tesz ki a mellékidő, mint a főidő.

A különleges gépek szerkesztésénél viszont a mellékidők csökkentése tekintetében az egyes berendezések megválasztásakor elsősorban a gazdaságosság követelményeiből kell kiindulnunk. Így pl. Csehszlovákiában a vízszintes fúrógépeket felszereltük előválasztó berendezéssel az egyes fordulatszámok beállítására. Ha összeszámláljuk azokat a perceket és órákat, amelyeket a dolgozó a gép kiszolgálása közben megtakarít a gép teljes élettartama alatt, és megvizsgáljuk a berendezés árát, illetve azoknak az óráknak a számát, amelyek szükségesek voltak e segédberendezés előállításához, esetleg megállapíthatjuk azt, hogy ez a berendezés az adott esetben nem is gazdaságos. Természetesen bizonyos esetekben döntő befolyással van az a cél is, hogy egyszerűen a fizikai erőkifejtést csökkentsük. Most néhány megjegyzést kívánok fűzni az orsó fordulatszámának folyamatos szabályozásához. Meg kell mondanunk, hogy ezt a folyamatos szabályozást sok esetben olyankor is alkalmazták, amikor nem volt indokolt. Éppen az esztergapadoknál meggondolandó, hogy mely esetben indokolt. Teljesen indokolt a gyalugépeknél, ahol ezzel kiküszöböljük az asztal reverzálásánál fellépő nagy áramingadozásokat. Vagy pl. indokolt a folyamatos szabályozás alkalmazása a karusszel-padon és a síkesztergán,

ahol a fordulatszám-szabályozás automatikus vezérléssel van ellátva és függ a szerszám előrehaladásától. Indokolt a folyamatos szabályozás pl. olyan nagy gépeken, ahol ennek alkalmazásával lehetővé válik a gépnek egy helyről való kezelése.

A gép pontosságának fokozásával kapcsolatban meg kívánom jegyezni, hogy sok esetben szoros kapcsolat van a gép pontossága és termelékenysége között. Sok esetben pl. könnyen elérhetjük a kívánt pontosságot, akármilyen szigorú legyen is a követelmény, ha nem tekintünk ugyanakkor a gép termelékenységére, pl. ha igen sok fogással és igen kis forgácskeresztmetszettel dolgozunk.

Szoros kapcsolatban van az elérhető pontosság a gép merevségével is. A merevség fokozásánál nemcsak a gép súlyának növekedéséről van szó, hanem elsősorban arról, hogy a gép leggyengébb részeit az erőhatásnak megfelelően úgy alakítsuk ki, hogy minél merevebb legyen. Sok esetben gondos vizsgálattal sikerült sokszorosára növelni a gép merevségét akár teljes egészében, akár részleteiben anélkül, hogy lényegesen növekedett volna a súly. Abban a törekvésben, hogy kielégítsünk minden követelményt, amelyet az ipar rohamos fejlődése a szerkesztőre hárít, a szerkesztő igen sok új elemet hoz a gép szerkezeti felépítésébe. Ilyenkor persze kénytelen sok bonyolult alakú szerkezet alakváltozását csupán közelítéssel becsülni. Kénytelen pl. a gép különböző részeiben keletkező surlódásokat becsléssel megállapítani. Erre sokszor nincs megbízható számítási eljárás.

Amikor új gép prototípusa elkészült, még mindig igen sok komoly és kevésbbé fontos hibája, hiányossága van. Ezért a szerszámgépek fejlődésének fontos kérdése a prototípus megfelelő vizsgálata.

Abba az időbe, amely a tervezéstől a gyártásig terjed, valamiképen be kell illesztenünk a prototípus vizsgálatához szükséges időt. Igen gyakran előfordul, hogy nincs lehetőség a prototípus vizsgálatára. Természetesen ez nem helyes. Csehszlovákiában a prototípusok vizsgálatát 5 év óta már rendszeresen végzik. Először meg kellett tanulniok a vizsgálási módszereket, hogy ily módon a gép összes hibáit, hiányosságait megállapíthassák. Eleinte komoly kétségek voltak a tekintetben, vajjon a prototípus megvizsgálása egyáltalán gazdaságos-e. Ma azonban már bebizonyított tény, hogy az az idő, amelyet a prototípus vizsgálatával elveszítünk, sokszorosan visszatérül a sorozatgyártáskor. Egy prototípus vizsgálata átlagosan kb. ½ évig tart. Az itt elvesztett idő oly módon térül meg, hogy a próba során tapasztalt hiányosságok, amelyeknek megjavítása a sorozatgyártásban igen sok veszteségi időt jelentett volna, már előre kiküszöbölhetők.

Ma már a gép prototípusvizsgálata meghatározott idővel be van számítva az új gép gyártási idejébe.

A vizsgálatok során találkozunk olyan hiányosságokkal is, amelyeket nem tudunk megoldani saját hatáskörünkben. Ha ezek a hiányosságok egész sor gépnél ismétlődnek, akkor azokat tudományos vizsgálatoknak kell alávetni. Ez azt jelenti, hogy a prototípusok vizsgálatával szoros kapcsolatban van a szerszámgépek tudományos vizsgálata. Igen helyes megoldás az, hogy a prototípus-gépek vizsgálata és tudományos kivizsgálása szorosan össze van kapcsolva a prototípus-gépek gyártásával, mert csak így lehet az összes kérdéseket könnyen és biztosan megoldani.

JOSEF PÍČ

Az előadó a két-fordulatú motorokról azt mondotta, előnyük az, hogy ezek segítségével csökkenthetjük a mechanikai áttétel bonyolultságát és ugyanakkor módunk nyílik a fordulatszámnak a gép munkája közben való állítására.

Ha össszeállítjuk a kétsebességű motorral hajtott kinematikai lánc vázlatát, akkor a következő körülményre kell figyelemmel lennünk : E motorok tulajdonsága az, hogy nyomatékuk kb. állandó. Ez azt jelenti, hogy csökkenő fordulatszámnál a teljesítmény is csökken. Ha pl. a legnagyobb átmérő felénél esztergálunk, akkor a külső átmérőn n fordulatra van szükségünk, a belsőn pedig ennek kétszeresére. Ennek következtében nagyobb átmérőnél csupán fele akkora teljesítmény áll rendelkezésünkre, mint a kisebb átmérőnél.

Kisebb gépeken, különösen kisebb revolverpadokon, amelyek általában nagyobb fordulattal csak rövidebb ideig működnek és kisebb túlterhelést elbírnak, minden további nélkül alkalmazhatjuk a kétsebességű motorokat.

Az előválasztást sok esetben olyan gépeknél alkalmazták, ahol rövidek a mellékidők és a munkásnak nincs ideje a gép működése közben a beállítást elvégezni.

Megjegyzést szeretnék fűzni a rajzok szerinti másolás kérdéséhez. A normális esztergapadoknál kb. 0,02 mm pontosságot kívánunk meg a padtól a simításnál. Ha feltételezzük azt, hogy nincs semmiféle hiba az áttételekben és az érintkező felületekben, akkor is a rajznak 0,02 mm pontossággal kellene megrajzolva lennie. Ha figyelembe vesszük azt, hogy az áttételek következtében a hiba többszörösére növekszik, akkor itt már csak néhány tized mm pontosságot tudunk elérni. Annak tehát, aki a mintát vagy a rajzot rajzolja, igen nagy pontossággal kell dolgoznia. Ha ezt a mintát papírra rajzolnánk, akkor figyelembe kellene venni a papír tágulását, deformációját is. Ez nem jelenti azt, hogy vessük el ezt a módot, ennek is vannak nagy előnyei. Sokkal egyszerűbb egy ilyen ábrát lerajzolni, mint drága mintát készíteni. Csupán rá kívántam mutatni erre a körülményre.

Szó volt a tipizálás kérdéséről. Ezzel függ össze a gépnek építőegység-rendszerrel történő felépítése. E módszerrel kapcsolatban van Csehszlovákiában némi tapasztalatunk, ezért szeretnék erről röviden beszélni. A hasonlósági törvény alapján levezethetjük azt, hogy az esztergapad teljesítménye arányos az ágy feletti magassággal. Az építőegység-rendszeren azt értjük, hogy bizonyos szerkezeti egység többféle gépen közös. Ezt a két körülményt nem lehet minden további nélkül egymással összehangolni. Ha alkalmazni akarjuk ezt a rendszert, akkor több különböző nagyságú géphez azonos egységeket kellene beépíteni. Ezzel szemben áll a másik szempont, hogy minden egyes gép nagysága szerint más és más nagyságú egységeket követel meg, más átmérőket, más orsót stb. Azonban bizonyos körülmények között ez megoldható és egészen biztosan ki is fizetődik.

Pl. 260—300—350—400-as csúcsmagasságú esztergapadokon az áttételi szekrények közösek voltak, a Norton-szekrények is, a szánszekrények is és a nyeregszegnek bizonyos részei. Kompromissszumra volt itt szükség, amely abból adódott, hogy mind a négy nagysághoz közösen 3500 kg főforgácsolási erőt kellett felvennünk. Ezzel a gyakorlatban elértük azt, hogy mind a négy gépnagyság minden alkatrésze egyformán volt igénybevéve, ugyanakkor azonban a gépek nem voltak egyenlő mértékben kihasználhatók.

Itt pl. olyan kompromisszumot is köthetnénk, hogy pl. az első két magasságnál választanánk 3000 kg, a másodiknál 4000 kg főrforgácsolási erőt.

Ezáltal a felső két padnál bizonyos elemek túlméretezettek lennének, de mivel a főorsót főképen merevségre méretezzük, ez tulajdonképen csak kismértékben volna túlméretezve.

Ami a merevséget illeti, főképen nagyoló munkánál van jelentősége, mivel a simításnál kb. 0,5 mm fogásmélységgel és 0,1 mm előtolással dolgozunk, ahol a forgás-keresztmetszet 0,05 mm^2. Ha a fajlagos vágóellenállást 300 kg/mm^2-nek vesszük, akkor a P_z erő nagysága 15 kg.

Ez a csekély erő minden gépnél oly csekély alakváltozást okoz, amely elhanyagolható a kívánt pontosság mellett.

Tlustý igen helyesen hangsúlyozta a prototípus vizsgálatának fontosságát. Ennek nemcsak az a jelentősége, hogy a sorozatgyártást olcsóvá teszi, mert a hibákat előre kiküszöböli, de a jövőre nézve is szempontokat és támpontokat ad a szerkesztő számára a fejlődés lehetőségeire és a javítás irányaira nézve.

Szeretnék még rámutatni arra, hogy mennyire gazdaságos a főorsót oly módon megszerkeszteni, hogy ne melegedjék. El kell távolítani mindazokat az elemeket, amelyek meleget fejlesztenek. A főorsót golyóscsapágyakba ágyazzuk, s eltávolítjuk a főorsóról a surlódó tengelykapcsolókat, fékeket és igyekszünk elérni, hogy minél kevesebb fogaskerék kapcsolódjék egymáshoz. A Prága melletti Skoda-Művekben összehasonlítást végeztek két különböző főorsó-megoldás között.

A régebbi szerkesztésű revolverpad főorsója csúszó csapágyban volt ágyazva. Volt rajta 4 surlódó-lamellás fék és 4 fogaskerékpár kapcsolódott vele. E gép főorsójának legnagyobb fordulatszáma 950/perc volt. Ezzel hasonlítottak össze egy újabb szerkesztésű gépet, amelynél a főorsó átereszthetősége 36 mm. Ez a gép, mondjuk, ifjabb testvére az R 47 revolverpadnak. A gép fordulatszáma 3150 percenként. Csupán két pár fogaskerék kapcsolódik egymásba és nincs rajta sem tengelykapcsoló, sem fék, és az orsó két görgős csapágyban van ágyazva.

A régebbi típusú gépen a főorsó ötórás munka után felmelegedett 50C°-ra. Közben az orsó az eredeti állapothoz képest 0,135 mm-t felemelkedett eredeti helyzetéből, vízszintes irányban pedig 0,02 mm-el tolódott el. Ez azt jelentette, hogy a meleg gépen gyártott munkadarab méretei 0,04 mm-el nagyobbak voltak, mint a hideg gépen készült darabé.

Az új szerkesztésű gépen 1600 fordulat mellett a főorsó melegedése 28 C° volt és 3200 fordulat mellett 40 C°. Közben a szerkezet helyes kialakítása következtében vízszintes elmozdulás nem volt, míg a függőleges elmozdulás a kisebb hőfokon 0,039 mm, a nagyobb fordulat esetén 0,055 mm. Tehát a gép gyakorlatilag olyan pontosan dolgozott melegen is, mint hidegen.

KURT GLÄSER

Véleményem szerint nem lehet eléggé hangsúlyozni, hogy a ma gyártott szerszámgépek mennyire túlzottan egyetemes jellegűek. Sokféle fordulatszámúak és sok fogaskerék-áttételt tartalmaznak. Fontos volna, hogy az az ember, aki az üzem részéről kiválasztja a szerszámgépet, meg tudja mondani, mire van szüksége, tökéletesen értsen az anyaghoz és a technológiai eljárásokhoz.

Megállapítottuk, hogy túlságosan sok a fordulatszáma a gépeknek, túlságosan sok az előtolás. Ha egy ilyen gépet bizonyos üzem után felnyitunk,

azt láthatjuk, hogy csak egyes fogaskerekek vannak elhasználódva, más fogaskerekek teljesen használatlanok, tehát feleslegesek voltak. Az egyes vezérlő elemek is sokszor túl komplikáltak.

Nem azt akarom mondani, hogy a hidraulikának nincsen semmi jelentősége és fejlődési lehetősége a szerszámgépépítés terén, de majdnem azt kell mondanom, hogy mindazok a feladatok, amelyeket hidraulikusan nem lehet sokkal jobban megoldani, mechanikusan megbízhatóbban oldhatók meg a fogyasztó számára. A túlságosan komplikált megoldás gyakran csak zavarokat okoz, s ezért annak a szerkesztőnek kell választania az egyszerűbb vagy a komplikáltabb gépfelépítés között, aki tökéletesen tudja, hogy mi kell az üzemnek.

Nagyon előnyös az, ha az új szerkezeteket kísérleti üzemekben alaposan meg lehet vizsgálni, különösen a hidraulikus berendezéseket, amelyeknek csővezetékei ezáltal gyakran jelentősen egyszerűsíthetők.

Nagyjából ugyanez mondható arról a törekvésről is hogy a gépeket sokszor minden elképzelhető különleges készülékkel felszerelik. Ez nem annyira konstrukciós, mint inkább eladási, értékesítési kérdés. A gépek legtöbbször úgy vannak felépítve, hogy egyszerűbb és komplikáltabb felszereléssel is üzembe helyezhetők, az üzemek azonban mindig a komplikáltabbat választják. Ha megnézzük egy szerszámgépgyár eladási kimutatását — ez évtizedek óta így van, s most sem változott, — azt látjuk, hogy az eladott esztergapadok 95%-a vezető orsóval és Norton-szekrénnyel van ellátva, amely azonban ritkán van üzemben.

Hasonló a helyzet más gépeknél, pl. a fogazógépeknél is. 5—6—10 fogazógép áll egy üzemben és mindegyiknek van vagy 40 váltókereke. Ha tipizálva lennének, akkor gyakorlatilag 10 gép részére 2 váltóberendezés elegendő lenne. Hasonló a helyzet a segédkészülékekkel is.

Mindezek alapján az a véleményem, hogy azt a különbséget, amely fennáll az egyetemes gép és a speciális gép között, át kellene hidalni, mégpedig a következőképen: alaptípust kell létesíteni, amely egészen egyszerű. Ennek az alaptípusnak olyannak kell lennie, hogy az alkalmazandó szerszámokat teljesen ki tudja használni és megfelelő legyen az élettartama is. Az alaptípust úgy kell kialakítani, hogy hozzáépíthető géprészekkel, áttételi szekrényekkel belőle egyetemes vagy speciális gépet lehessen csinálni egészen addig, amíg az egycélú gép már gazdaságos. Így lehetséges lenne, hogy az alaptípus alkalmazásával olyan szerszámgépeket hozzunk létre, amelyek a legkisebb költségeket, a legkisebb kezelést igénylik és a legnagyobb gazdaságosságot biztosítják. Ilyen rászerelhető előtétek már ma is léteznek, csak a lehetőségek még nincsenek a végső határig kihasználva.

Fogaskerékgyártó gép alaptípusa olyan gép legyen, amely egyenes és ferde fogakat tud gyártani és lehetőleg egyszerű kinematikai lánccal bővíthető. Ez az alaptípus, amely az esetek legnagyobb többségében kifogástalanul elegendő, kiegészíthető legyen utána szállítható és cserélhető részekkel.

Az után-szállíthatóság fontos, mert ezzel lehet meggyőzni a vásárlót, hogy akkor sem történik baj, ha nem azonnal szerez be mindent, hanem utólag is kiegészítheti gépét.

Ezt az alapvető típust lehet azután a különleges fogazási feladatoknak megfelelően bővíteni. A tömeggyártásnál, ahol fontosabb a megmunkálási idő csökkentése, lehet azután különleges hidraulikus, pneumatikus és egyéb befogókészülékeket alkalmazni, de csak ott, ahol valóban kifizetődnek, mert a speciali-

zálódás fokát mindig gazdaságossági szempontból kell meghatározni. Ezzel a géppel el lehet érni azt a határt, ahol érdemes a speciális gépet üzembehelyezni. Ekkor azonban igyekezni kell ezt a különleges gépet építőelemekből összeállítani. Így önmagától elérkezik az ember az aggregáthoz, eljutottunk olyan építőelemekhez, amelyek lehetővé teszik, hogy összeállítsuk, szétszedjük és újból másképen állítsuk össze a gépeket.

Fontos minden szerkezetnél a keményfémek alkalmazása, figyelembevéve az él tartósságát. Ehhez rövid kinematikai láncra van szükség. Itt a sok-motoros hajtást lehet alkalmazni a maga rendkívül nagy előnyeivel. Lehetőleg igyekezni kell minél nagyobb fordulatszámokkal közvetlenül a szerszámig menni és csak a legvégén csökkenteni a fordulatszámot. Lehetőleg könnyű építéssel nagy merevséget kell elérni. Ehhez a kinematikai lánchoz tartozik a szerszám megerősítése is. Aki dinamikusan vizsgál gépeket, gyakran azt tapasztalja, hogy éppen a szerszámfelerősítés a gép leggyengébb pontja. A gépnek kevés olyan része van, amelyre olyan nagy gondot kell fordítani, mint a szerszám megfogására és a munkadarab hajtására. Itt nem szabad takarékoskodni, a többinél azonban lehet, ott nem olyan fontos a pontosság. Ezeken a pontokon a legmodernebb gyártási eljárásokat kell alkalmazni, a hónolást, a leppolást, stb.

A kapcsolóelemeknél mindig alaposan meg kell vizsgálni, hogy vajjon a mechanikus, a hidraulikus vagy a villamos kapcsolóelem rentábilis-e.

Még egy szót az öntöttvas megtakarításáról. Beszéltek arról, hogy öntöttvasat lehet megtakarítani azzal, ha betont alkalmaznak, természetesen vasbetont. Ennek alkalmazása nem új dolog. Ha az ember konstrukciókat vizsgál gyakran talál olyan pontot, pl. öntöttvaslábakat, amelyek semmit sem tartanak. Ezeket a lehetőségeket már 1938 körül kihasználták. Vannak olyan mérőkészülékek, amelyeknek pl. lába nem tartalmaz semmi áttételt, legfeljebb valami kis szivattyút, ezeket nyugodtan lehetne vasbetonból készíteni.

Németországban pl. üzemben van — valószínűleg a kartársak közül is látták — egy 10 méter átmérőjű karusszelpad, amely — tudomásom szerint — a legbátrabb kísérlet a vasbeton alkalmazására. Másképen dolgozik, mint a szokásos gépek, amennyiben nem a munkadarab forog, hanem a szerszám, és a két nagy portál vasbetonból készült. A nagy asztal vezetékei viszonylag könnyű vassínek, amelyek a nagy betonalapra támaszkodnak. Több mint egy éve dolgozik a gép és eddig nem állapították meg semmi olyan hátrányát, amely a beton-szerkezetre volna visszavezethető.

Ugyanilyen elvek alapján nagy marógépeket is készítettek. Minden ilyen konstrukciónak az a hátránya, hogy nem lehet elszállítani, mert az alapot is el kellene vinni. Ha azonban öntöttvas megtakarításról van szó, akkor nem szabad figyelmen kívül hagyni, hogy igen sok esetben hegesztett szerkezetekre is lehet gondolni. Csodálatos dolog, hogy már 25 évvel ezelőtt készítettek csiszológépeket hegesztett vasszerkezettel, azóta is futószalagon készítik és szállítják őket, de még senki sem utánozta ezeket, pedig éppen a csiszológép az, amelynek a pontossága iránt meglehetős igények vannak. Nemcsak a könnyű súly teszi értékessé ezt az építési módot, hanem más előnyei is vannak. Ilyenkor azonban ügyelni kell arra, hogy rendelkezésre álljon az ehhez megfelelő acél.

FÜZI ERNŐ

Ha visszapillantunk a hazai szerszámgépgyártás viszonylag rövid történetére, meg kell állapítanunk, hogy tervező irodáink által eddig tervezett szerszámgépek majdnem kizárólag egyetemes jellegűek voltak. Az utolsó egy-

két évben az ipar rohamos fejlődése következtében a mindig nagyobb számban előállítandó egyfajtájú, illetve azonos alkatrészek gyártása céljából egész kis számban már történtek kezdeményezések az egycélú gépek tervezése, illetve gyártása érdekében.

Iparunk irányítóinak tekintetbe kell venniök, hogy magyar viszonylatban az egycélú gépek és különösen a legracionálisabb, a legtermékenyebb gépsorok előállítása egyelőre csak kismértékben jöhet számításba. Egyes iparágakban, különösen a tömegcikkiparban, fokozatosan kell növekednie a gyártási technológia, illetve a munkadarab szerinti egycélú gépek számának, azonban az általános gépiparban, de a szerszámgépgyártó iparban sem lehetséges még ennek az elvnek a nagyobbfokú alkalmazása.

Mi tehát a teendő? Mit tegyen a tervező, milyen fajtájú gépet kell a gyártási tervbe felvenni?

Nézzük meg nagy vonalakban, hogy milyen fajta munkaműveleteket kell elvégezni, míg a gép a termelésbe beállítható:

1. tervezés,
2. prototípusgyártást előkészítő munkák,
3. prototípus gyártása,
4. sorozatgyártást előkészítő műveletek (műveletтervezés, szerszám- és készülektervezés és gyártás stb.),
5. sorozatgyártás (forgácsolás és szerelés).

Ha szélső esetet nézünk és feltételezzük, hogy pl. csúcs-esztergából 10 különböző méretű gépet akarunk gyártani és mind a 10 más-más felépítésű, akkor ez azt jelenti, hogy minden típusnál az előkészítő munkák különbözőek lennének.

Ennek elkerülése érdekében úgynevezett családokat kell minden gépfajtából kialakítani. E család lényege abból áll, hogy az ahhoz tartozó géptípusok, külső és belső elrendezésük, ennek következtében kezelésük is azonos lesz. A gyártás előkészítése, az alkatrészek gyártási technológiája, a sorozatgyártáshoz szükséges szerszámok és készülékek — bár méretben különbözőek, — lényegében azonosak maradnak. A prototípus kikísérletezése, a sorozatgyártás időtartama megrövidül, az egyszer már kipróbált alkatrészek anyagminőségét a család minden tagjára át lehet vinni és még számtalan előnyt lehetne felsorolni.

A magyar ipar már kis részben rátért a családok kialakítására, így pl. a Rákosi Mátyás Művek gépgyárában gyártás alatt lévő R. F. jelű sugárfúrógép-sorozatnál, vagy a Fúrógépgyár F. O. sorozatú oszlopos fúrógépeinél, de ezt a család-elméletet még jobban, ha lehet teljes mértékben, minden gépfajtára ki kell terjeszteni olyképen, hogy bizonyos mértékhatárokon belül azonos alkatrész-elemekkel, illetve alkatrész-csoportokkal is bírjanak a család egyes tagjai.

Az egycélú gépek alkalmazásának feltétele az egy munkadarabra eső gépköltségek csökkentése. Minél nagyobb darabszámot kell a géppel megmunkálni, annál kisebb az egy darabra eső gépköltség. Szerszámgépiparunkban még nem beszélhetünk tömeg-, vagy nagysorozatgyártásról, de az irányzat arra mutat, hogy az egy típusból évenként gyártandó darabszám meg fogja haladni a többszázat. Szerszámgépgyártásnál az egycélú gépek alkalmazásának ne legyen az alapja tisztán a gazdaságosság kérdése, hanem gondolni kell a minőségi kérdésre, a csere-szabatosságra, a pontos és zajtalan működésre is. Ha ezeket a szempontokat is figyelembe vesszük, akkor szükségesnek látjuk az

egycélú gépeknek minél nagyobb tömegű alkalmazását. Tervezőinknek törekedniök kell az egycélú gépek olcsóbb előállítására.

Vasanyag-takarékosság érdekében rá kell térni a vasbetonvázú célgépek gyártására.

Az említettek valóra váltása céljából javasolom a Rákosi Mátyás Művek tervező irodájának és kisérleti üzemének átlagon felüli fejlesztését és a Mintagépgyár egycélú gépek tervezésére és gyártására történő kiépítését, ennek folytán a gyár nagyarányú kibővítését. A mintagépgyárat mentesíteni kell az egyszerűbb gépek tervezésétől, viszont a nagyobb szerszámgépgyárak tervezőirodáinak kibővítését és prototípus-üzemének felállítását el kell rendelni.

Javasolom továbbá, hogy kutatóintézeteink fokozottabban foglalkozzanak a vasbeton alkalmazásának lehetőségével a szerszámgépiparban.

JUHÁSZ KÁROLY JENŐ

Néhány további szemponttal kívánom kiegészíteni az előadottakat, hogy e széles területen még világosabban lehessen kijelölni a követendő fejlesztési irányt. A gépek fejlődésének a legújabb szovjet adatok szerint kialakított értékelése két irányban nyilvánul meg :

a) *A konstrukciós helyesség*, a szorosan vett szerkesztés az egyik, amely a helyes szilárdsági, kinematikai felépítés és a működési, funkcionális helyesség területét öleli fel.

b) *A technológiai helyesség* a másik vonalon, amely a gazdaságos és helyes előállítás feltételeire vonatkozik.

Közelebbről konstrukciós helyességen értendő a szerszámgép rendeltetésének megfelelő helyes kinematikai felépítése, melynek keretében a feladatot megfelelő pontossággal, sebességgel, könnyű kezelhetőséggel, a lehető legnagyobb fokú termelékenységgel végzi el a megmunkált felület szükséges és elegendő pontossága és símasága mellett.

Technológiai helyesség pedig, részletesebben kifejtve, a gép oly módon való kialakítása, mely által részeit és teljes egészét egyedi vagy sorozat-gyártásban a legegyszerűbb módon, leggyorsabban és leggazdaságosabban elő lehet állítani, illetve össze lehet szerelni úgy, hogy a megkívánt legnagyobb élettartam biztosítva legyen.

A konstrukciós helyesség vonalán a fejlődést szolgálja a merev, rezgésmentes felépítés, mert csak így érhető el a nagy termelékenység és a megkívánt sima, pontos felület. Alapvető feltétel a fő-idők (megmunkálási idők) és mellékidők (előkészületi és kezelési idők) csökkentése. Ide tartozik a hajtómotorok teljesítményének és fordulatszámának növelése, az üresjárás csökkentése, vagy teljes kiküszöbölése, amely a fejlődés során kitermelte a gyorsmeneteket, a villamos és hidraulikus vezérléseket, az egészben vagy részben automatizált fel- és lefogási lehetőségeket, automatikus kapcsoló- és vezérlőberendezéseket stb. A fejlődés fokmérői a beépített korszerű és kopásálló anyagok, hőkezelési módok és lehetőségek, automatikus kenőberendezések, beépített korszerű műszerek, jelzőlámpák és más jelzőberendezések, amelyek nem csupán a gép működésére, hanem magukra az előállított munkadarabok méreteire is gyors és megbízható ellenőrzési lehetőséget nyújtanak.

Ha hasonló módon a technológiai helyesség szempontjából vizsgáljuk a szerszámgépek fejlődési irányait, szembetűnik az egységes, tipizált alkatrészcsoportok alkalmazása, szabványos alkatrészek beépítése, a tartósság, az

élettartamnak a biztosítása, az ágyak, állványok, asztalok és más alkatrészek helyes összetételben, öntési és hőkezelési eljárással való előállítása. Idetartoznak a kopásállósággal összefüggő követelmények, melyek függvényei a választott anyagnak, a hőkezelésnek, az elmozgó részek alakjának, a kenésnek és a kopásvédelmi berendezéseknek. Megkívánja továbbá a technológiai helyesség, hogy a szerszámgépek kevés és könnyen előállítható alkatrészből álljanak, ami nem könnyen megoldható követelmény, nagyfokú elmélyülést kíván és a technológiai lehetőségek alapos ismeretét tételezi fel. Tág tere nyílik e tekintetben az alkatrészek összevonásának, a sűlyesztékben kovácsolt darabok alkalmazásának, az öntvényházak és egyéb részek célszerű kialakításának.

Ha végigtekintünk a korszerű szerszámgépek során, látjuk, hogy ez a fejlődési irányzat nagy mértékben érvényesül már: lehetőleg mellőzni kívánják a bonyolult, sok alkatrészből összetett berendezéseket, ami a mechanikus részeknél részben sikerült, egyelőre a villamos részeknél azonban még nincs megvalósítva.

Az önköltséget befolyásoló tényezők közül egyike a legjelentősebbeknek a hosszú szerelési munka. Ennek elemzése alkalmával megállapítást nyert, hogy a helyszíni fúrás, reszelés, összeillesztés növeli meg a szerelési időt. A szerszámgépek kialakítását tehát oly irányban kell fejleszteni, hogy az utánillesztések elmaradjanak, szerelési összefúrások helyett vagy a megmunkálási munkaszakaszban történjenek az összes fúrási műveletek, vagy megfelelő szerkezeti kialakítás, módosítás által feleslegessé váljanak.

Ilyen fejlesztési meggondolással kialakított szerszámgépeknél azután már meg lehet valósítani a folyamatos, egyes esetekben szalagszerű szerelést annak ellenére, hogy nem tömeg-, hanem sorozatgyártás esete forog fenn. A gazdaságos megoldás, mint egyik fejlesztési szempont, feltételezi a felhasznált anyag célszerű és takarékos kihasználását, ami közelebbről azt jelenti, hogy pl. hazai viszonylatban az egyébként előnyös, de igen költséges és nehezen beszerezhető szinesfémek és nemes ötvöző anyagok csak igen indokolt és másképen meg nem oldható feladatok megoldására alkalmazhatók, valamint idetartozik az állandó küzdelem a túlzott súly, a felesleges túlméretezés ellen.

SZENTKÚTI KÁROLY

Az előadó a szerszámgépek fejlődésében számbajöhető számos kérdést gondos megfontolás tárgyává tett. Ezek közül két témakört szeretnék kiragadni:

1. Az első témát úgy lehetne megfogalmazni: egyetemes gép vagy célgép?
2. A második téma magában foglalja az aggregátok és egyúttal az alapegységek kérdését.

Az említett két témát együttes megvilágításban lehet fontolóra venni.

Először az egyetemes gép kérdését vegyük vizsgálat alá. Magyar szemmel nézve, sokszor esünk abba a hibába, hogy tetszetősnek találjuk az egyetemes gép mellett állást foglalni. Ez azonban a multból megmaradt helytelen felfogás. Műhelyeinkben három olyan egyetemes gépfajtát is találunk, melyeket felhasználás szempontjából kritika tárgyává kell tenni:

1. Egyetemes esztergapad.
2. Egyetemes marógép.
3. Vízszintes fúrómű.

Az előadóval teljesen egyetértek abban, hogy jobban kell törekedni a

célgépek felé. Ha alapos technológiai statisztikát készítenénk pl. egyetemes esztergapadjaink foglalkoztatásáról, azt találnók, hogy sok olyan egyetemes esztergát használunk műhelyeinkben, amelyeken hetekig, sőt hónapokig egyáltalán nem készítünk menetet, és ha ezután azt is megvizsgálnók, hogy mennyi csoportmunkát, sőt tömegmunkát végzünk rajtuk egyszerű hengeres részekből összetett munkadarabokból, akkor további képet kapnánk arról, hogy egyetemes esztergáink egyetemességét nem használjuk ki.

Ezután érdemes gazdasági vonalra terelni a megfontolást és összevetni, hogy nagyjából 25—30 esztergapad felesleges menetvágó berendezésének az árából körülbelül egy teljes további esztergapadot be lehet szerezni, részben a megtakarított menetvágó berendezés, részben a teljesítménypadoknál elérhető egyszerűsítések útján.

Fel kell tehát tenni a kérdést, hogy esztergáláskor állandóan szükség van-e vezérorsóra? Viszont megfontolandó ezzel szemben az, hogy azok a munkák, amelyeknél vezérorsóra szükség van, nem gyűjthetők-e össze erre a célra szánt egyetemes esztergapadra vagy gépcsoportra?

Az első lépésben meg kell tehát vizsgálni, hogy a jövőben ugyanazt a padot hányszor tudnók alkalmazni vezérorsó nélkül, és ennek megfelelően fontolóra veendő az, hogy ugyanazt a padot lehetne szállítani vezérorsóval illetve anélkül. Ez már egy lépés volna a célgépek felé.

Második lépésként előnyösnek látszik olyan teljesítménypadok építése, amelyek sebességhatárait aggregátszerűen lehet változtatni. Ezáltal egy olyan esztergapadtípus keletkeznék, melynek orsóháza többféle fordulatszámsorban is alkalmazható volna.

Ezáltal acélra, illetve könnyűfémre egy-egy, egymástól eltérő fordulatszámsorral bíró orsóházat nyerünk. Ezzel szemben a gép többi része ugyanaz maradhatna.

Az előadó által említett másolóberendezés külön tartozékként való alkalmazása jól szolgálja a célgépek felé való fejlődést.

Az előzők értelmében tehát érdemes konkrét lépést tenni egy, csak vonóorsós teljesítmény-esztergapad kialakítása felé.

Ugyanekkor érdemes azt is megvizsgálni, hogy a teljesítményesztergapad tartozékszükséglete hogyan alakul?

Ebből a szempontból az egyetemes esztergára kedvezőtlen lesz a mérleg. Tartozéklistája ugyanis a legterjedelmesebb szokott lenni, éppen egyetemessége miatt.

A tartozékokat osszuk fel csoportokra:

1. Munkadarab-befogók és vezetők.
2. Szerszámbefogók és határolók.
3. Karbantartó tartozékok (pl. kulcsok, tisztítóeszközök stb.).
4. Vegyes tartozékok (pl. vízhűtőberendezések).

Általában az első két csoport bír fontossággal.

Vonóorsós esztergapadnál a tokmányokat ki kellene egészíteni levegőszorítású tokmánnyal, ugyanekkor legalább kézi mozgatású rúdelőtoló berendezést is alkalmazhatunk a hozzátartozó rúdütközővel.

Szerszámbefogónak revolverkéstartó vagy még inkább az olasz késtartónak is nevezett cserekéstartó kínálkozik megfelelő szánütközővel. A szegnyergen önnyílófej használatára alkalmas berendezést alkalmazni előnyös volna Az említett gondolatok csak példák, amelyek részletes megfontolást kívánnak.

Említettük az egyetemes gépek között még az egyetemes marógépet. Ezt is gyakran bevonjuk a teljesítmény-munkákba, pedig igen sok esetben megfelelne egy-egy, az előadó által említett alapegység. Egyes egyszerűbb felületmunkákhoz pl. nem kellene más, mint egy-két maróalapegység és egy előtolóegység.

A vízszintes fúróművek munkája szintén kritika tárgya lehet. Gyakran végzünk vízszintes fúróműveinken olyan készülékmunkát, amelyhez elegendő volna csupán egy fúrórúdhajtó orsóház és egy előtoló alapegység. Az említett alapegységeknek jól átgondolt méretben és szerkezeti kivitelben való gyártása tehát ugyancsak előnyösnek mutatkozik.

Külön megvizsgálandó volna a fekvő fúróalapegységek kérdése, amelyekhez a megfelelő többorsós fúrószekrényt alkalomszerűen csatolni lehet.

Összefoglalva hozzászólásomat, úgy láttam, hogy Kelemen András előadásában, igen helyesen kiemelkedő szerepet szánt a célgépek kifejlesztésének. Magam részéről csupán az általa felvetett gondolatot óhajtottam néhány kiegészítéssel a megvalósításhoz közelebb hozni.

Ezért javasolom:

1. Vonóorsós esztergapadok építését aggregátszerűen cserélhető orsóházzal.

2. Alapegységek építését: *a)* maró alapegységek felület-megmunkáláshoz, *b)* fúró alapegységek készülékmunkához, *c)* előtolásegységek. Ez a tervezést és építést is meggyorsítaná, ugyanakkor a karbantartást is megkönnyítené, mert alkalmat adhatna hiba esetén egy teljes alapegységnek a javítás idejére való kicserélésére.

Az említett gépfajták tervezése és próbacélokra való megépítése nem okoz gondot. Ennélfogva az ebben az irányban kifejtett minden tevékenység alkalmas volna arra, hogy a célgépek építését és nagyobb mértékben való alkalmazását nálunk is megvalósítsa.

GYULAI GERGELY

1. Méréstechnika

A szerszámgépek pontossági méréseinek körülményei gyárainkban még korántsem megnyugtatóak. Szükséges ezenkívül a mérőezközök leggondosabb kiválogatása és hitelesítése is. Ez utóbbi megvilágítására szolgáljanak a következők:

Az ISO adatai szerint a mérőeszköz pontossága a vizsgálandó tulajdonságra megadott tűrés $^1/_4$-e—$^1/_5$-e legyen. Igy például, ha az esztergapad szánmozgásának egyenességét vonalzó mentén mérjük és az előírt tűrés 1000 mm-re 0,02 mm, a mérővonalzó egyenessége legalább 5 My/1000 mm legyen. Ezzel szemben a normál vonalzó egyenességi tűrése 1000 mm-es vonalzónál $\pm$6 My, tehát a tűrésmező 12 My, 2000-esnél pedig $\pm$11, azaz 22 My!

Javasolom tehát

a) a gyári szerszámgép-mérések fejlesztését;

b) nagy igényeket is kielégítő országos szerszámgép-mérési laboratórium berendezését;

c) a mérőeszközök országos hitelesítésének megvalósítását.

2. Szilárdsági méretezés

A szerszámgépek forgó alkatrészei ismételt igénybevételt szenvednek.

A váltakozó igénybevétel okozza — mint ismeretes — az alkatrészek kifáradási törését.

A nálunk legelterjedtebben alkalmazott klasszikus szilárdságtani méretezés sztatikai méretezés. Az ismételt igénybevétel hatását, valamint az egyéb, a tartósságot rontó tényezőket a szilárdsági biztonsággal vesszük figyelembe, illetve azzal, hogy a megengedett feszültséget, σ_m-et, a σ_B szakítószilárdság bizonyos hányadában vesszük fel.

A $\beta = \frac{\sigma_B}{\sigma_m}$ biztonsági tényező helyes megállapítása a kulcsa mind a tartósságra, mind az anyag kihasználására való méretezésnek.

Vizsgáljuk meg a biztonsági tényező értelmezését az ismételt igénybevételre való méretezés tükrében.

a) A fárasztó kísérletek tanusága szerint a szakítószilárdság az N ciklusszám növekedésével csökken. Ezt az összefüggést logaritmikus léptékben az 1. ábrán rajzoltuk fel.

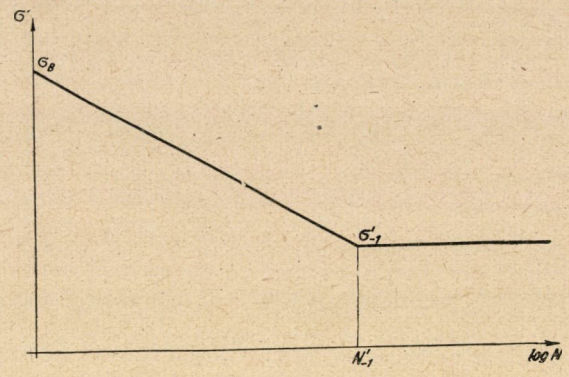
Az ábrákból látható, hogy egy bizonyos N'_{-1} ismételt igénybevételen túl a törést okozó maximális igénybevétel tovább már nem csökken. Ez a σ'_{-1}-el jelölt feszültség a kifáradási határ. Ha a szilárdsági biztonsági tényezőt — egyéb befolyásoló tényezőktől eltekintve — úgy tekintjük, hogy $\beta = \frac{\sigma_B}{\sigma'}$, ahol σ' a törést okozó feszültség valamely N ciklusszámnál, akkor levonhatjuk azt a következtetést, hogy az N'_{-1}-től balraeső ciklusszámok esetében β kisebbre vehető, mint N'_{-1}-nél, és attól jobbra. Minthogy a szerszámgép hajtómű-elemei annak tervezett élettartama alatt különböző N ciklusszámmal lesznek igénybevéve és lesznek olyanok is, amelyek N'_{-1} alatt járnak, az alkalmazott β is más és más lehet. A teljesség kedvéért megemlítem, hogy hajlítás esetében acéloknál a szakítószilárdság és a kifáradási határ viszonya

$$\frac{\sigma_B}{\sigma'_{-1}} = 1{,}66 - 2{,}5$$

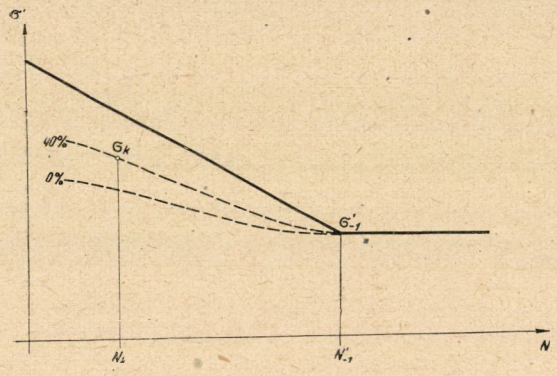
között változik acélfajták szerint, N'_{-1} pedig $20 \times 10^6 - 200 \times 10^6$ között van.

b) Nézzük meg, hogy korlátolt időtartamú túlterhelés esetében hogyan kell ismételt igénybevételre méretezni. A kísérletek azt mutatták, hogy σ'_{-1}-t meghaladó túlterhelések, a túlterhelés N ciklusszámban mért időtartamától függően a kifáradási határt különbözőképpen csökkentik, ha utána természetesen az igénybevétel a továbbiak folyamán σ'_{-1}-et nem haladta meg. Ha az 1. ábrába berajzoljuk azoknak a túlterheléseknek a görbéjét, amelyek például a kifáradási határt 40%-kal csökkentik, kapjuk a 2. ábrát. Ez a 40%-os sérülési görbe. Ha tehát σ_k túlterhelés N_k cikluson át működik, csak 40%-kal csökkentett kifáradási határral szabad számolni. Van azonban olyan túlterhelés is, amely a kifáradási határt nem csökkenti. Ez a túlterhelés az ú. n. semleges sérülési görbén helyezkedik el. Ezt is berajzoltuk a 2. ábrába (0% görbe).

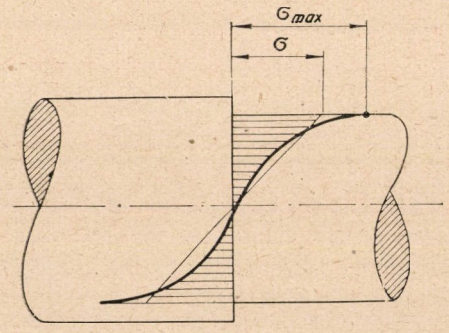
Ha tehát időleges túlterhelésre akarunk méretezni, a túlterhelés hatásával mindaddig nem kell számolni, míg a feszültség a semleges sérülési görbe alatt fekszik, sőt a vizsgálatok tanúsága szerint az ilyen túlterhelés a kifáradási határt esetleg meg is növelheti. Az N_k-n természetesen az alkatrész egész élettartama alatt számbaveendő túlterhelések összes ciklusszáma értendő.



1. ábra



2. ábra



3. ábra

c) Kifáradásra, illetve élettartamra való méretezésnél a biztonsági tényező korszerű értelmezéséről is kell néhány szót szólnom. A biztonsági tényező

$$\beta_{\text{kif}} = \frac{\sigma'_{-1}}{(\sigma'_{-1})_v}$$

ahol $(\sigma'_{-1})_v$ a szóbanforgó alkatrész valóságos kifáradási határa. A σ'_{-1} ugyanis csiszolt, meghatározott méretű próbatestre vonatkozik. A valóságos kifáradási határ ettől eltér a következő csökkentő tényezők miatt:

a keresztmetszet-változásoknál fellépő feszültségnövekedés, feszültségkoncentráció, például tengelylépcsőknél az éles sarokkiképzés miatt (3. ábra);

az alkatrész méretei miatt. A nagyobb méretű alkatrész kifáradási határa, egyébként azonos alaknál és technológiai befolyásoknál alacsonyabb, mint a kisebbé;

a felületfínomság, a megmunkálási sérülések, a megmunkálásból vagy hőkezelésből származó, visszamaradó feszültségek miatt.

A biztonsági tényező megállapításánál ezeket figyelembe kell venni.

d) Az elmondottak összefoglalásaként megállapíthatjuk, hogy a kifáradásra való méretezés és a klasszikus méretezési módszer között σ_m, illetve a biztonsági tényező megválasztási elvében lényeges eltérés van, mert ha valamely gép alkatrészeit sztatikailag azonos biztonsággal tervezzük, az ismételt igénybevétel szempontjából a tartósság igen különböző lehet.

Kívánatos, hogy a kinematikai lánc tagjai a tartós ismételt igénybevételekre legyenek azonos biztonsággal, illetve azonos élettartamra méretezve.

Az előadás további hozzászólói:

WITOLD SZYMANOVSZKI

BÍRÓ FERENC

KEMENES TIBOR

LÁZÁROVITS LÁSZLÓ

FOKOZATNÉLKÜLI HAJTÓMŰVEK A SZERSZÁMGÉPEKEN

HORST BERTHOLD

A szerszámgépszerkesztés régi törekvése, hogy mind a fő, mind az előtolás-hajtást, vagy legalább is ezek egyikét, fokozatmentesen szabályozzák. Ámbár a fokozatmentes hajtású szerszámgépek legkülönbözőbb fajtáit szerkesztették, meg kell állapítani, hogy eltekintve az egyenes vonalú mozgások hidraulikus gépcsoportok útján történő fokozatmentes szabályozásaitól, amint az a sík- és körcsiszológépeknél történik, a fokozatmentes szabályozás különösen a nagy darabszámban gyártott, közepes nagyságú szerszámgépeknél még nem hódított teret. Lényegében a forgó főmozgás és az előtolás számára évek óta előnyben részesítik a fokozatos hajtást a fokozatmentessel szemben.

Főleg a forgómozgás sebességszabályozásával óhajtok foglalkozni. E célra mechanikus, hidraulikus vagy villamos megoldások lehetségesek. Különösen áttekintést óhajtok adni a legújabb, fokozatnélküli állítható mechanikus hajtóművekről, amennyiben azokról tudomásom van és emellett ismertetni kívánom e hajtóművek fejlődési irányzatait. Nem óhajtom ismertetni az összes új hajtóművet, hanem csak a fejlődésre jellemző példákat.

Azonfelül ismertetni óhajtom azokat az elméleti megfontolásokat, amelyek lehetővé teszik mind a szabályozási tartomány, mind az átvihető teljesítmény növelését.

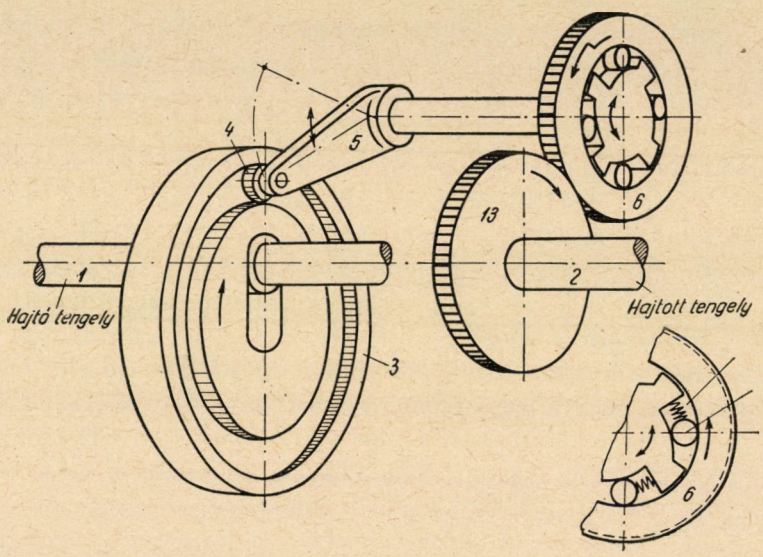
Vegyük elsősorban a fokozatnélkül állítható mechanikus hajtóműveket. Ezeket elvi szempontból tudvalévőleg 3 csoportba osztják:

1. Kapcsolóműves hajtóművek.
2. Vonószerves hajtóművek (szíj- és lánchajtások).
3. Dörzskerekes hajtóművek.

Az alábbiakban szerkezeti példák nyomán ki fogom fejteni, milyen irányban haladt az utóbbi években az egyes szerkezetek továbbfejlesztése. A teljesítményátvitel fokozása mellett az új szerkezeteknél különösen a szabályozási tartomány növelésére törekedtek.

Kapcsolóműves hajtóberendezéseket lényegében úgy szerkesztettek, hogy a kapcsolóművek központos tengely körül foglalnak helyet, miáltal koaxiális hajtóműveket kaptak. Az 1. ábra ilyen szerkezetet szemléltet. Ezen *1* a hajtó- és *2* a hajtott tengely; e tengelyek egy egyenesbe esnek. A hajtótengely körül

csillagalakban 5 vagy ennél több kapcsolómű van elhelyezve. Egyszerűség okából csak egy kapcsolóművet tüntettem fel. Az 1 hajtótengely állandó, pl. percenként 1400 fordulattal jár. A 3 tárcsában kialakított horonyban a 4 görgő fut. A 3 hornyos tárcsa az 1 hajtótengelyhez képest állítható, miáltal az 1 tengelyhez képest excentrikus helyzetbe kerül és a 4 görgő a 3 tárcsa hornyában megemelődik. Ezt az emelő- vagy lengőmozgást az 5 emelőkar és ennek közvetítésével a 6 kapcsolómű is követi. A 6 kapcsolómű egyirányú működésű tengelykapcsolót alkot, mely különböző szerkezetű lehet. Az egyik irányban magával viszi a 6 fogkoszorút, míg a másik irányban üresen fut vissza. Íly módon a 3 hornyos tárcsa excentricitásának beállításával a lengő emelő legnagyobb sebes-



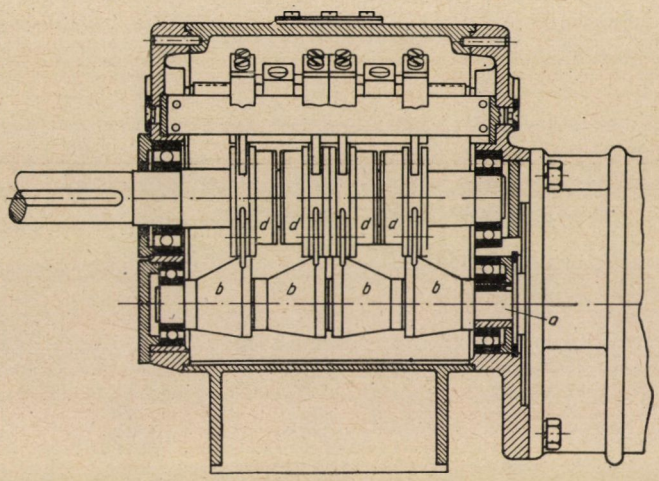
1. ábra

ségének és ezzel a hajtott rész fordulatszámának növekedését vagy csökkentését érjük el. Ez utóbbi fordulatszám nem egészen folytonos, hanem a kapcsolóművek számának megfelelően sebesség-csúcsokat tüntet fel.

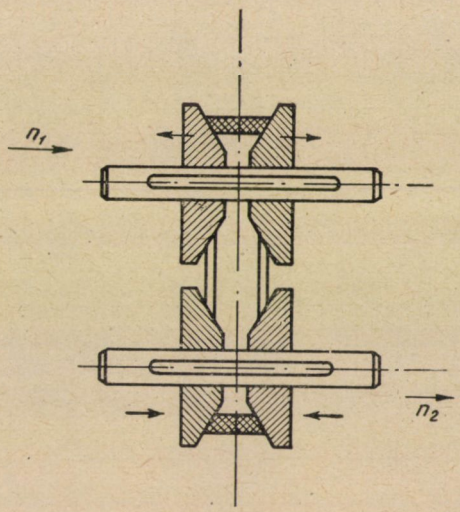
A kapcsolóművek egy hajtott tengelyen történő egymás mellé helyezésénél eddig a hajtás térbeli forgattyúval történt.

A 2. ábra egy kapcsolóműves hajtás legújabb szerkezetét szemlélteti vázlatosan. A hajtómű a hajtott tengelyen egymás mellett elhelyezett kapcsolóműveket tartalmaz *d* négy kapcsolóművet ábrázol. Az *a* tengely a meghajtótengely. A térbeli *b* bütykök a hajtott rész fordulatszámának változtatása céljából tengelyirányban állíthatók és a különböző sebességeket létesítik. A hajtómű $i = 4$ szabályozási tartományra készül, ahol i a hajtott rész legnagyobb és legkisebb fordulatszámának hányadosa. A teljesítményátvitel körülbelül 3 kW. A kapcsolóműves hajtóművek területén elért haladás nem bátorító és így feltehető,

hogy ez a szerkezet a gépszerkesztést a jövőben nem fogja számottevően megtermékenyíteni. A kapcsolóműves hajtóművek még nem terjedtek el nagyobb mértékben, különösen nem találtak alkalmazást a szerszámgépgyártásban, ahol



2. ábra



3. ábra

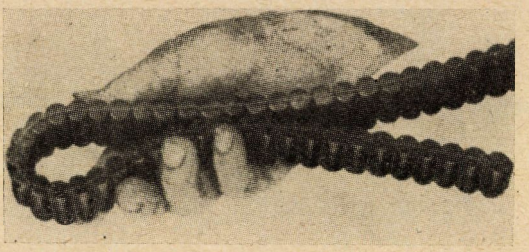
a vonószerves és a dörzskerekes hajtóművek fognak a közepes nagyságú szerszámgépeknél tekintetbe jönni.

Vonószerves hajtóműveknél szerkezeti elvként leggyakrabban két, egymáshoz képest állítható, kúpos tárcsapár talál alkalmazást.

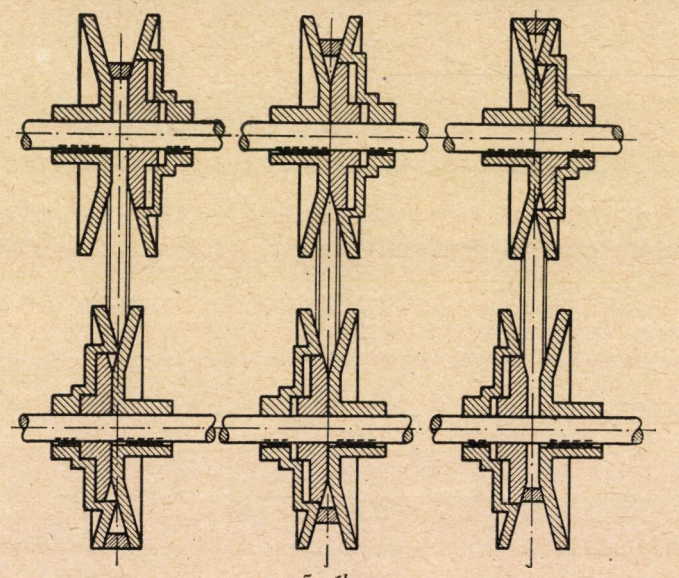
Az elvet a 3. ábra mutatja.

A kúpos tárcsapároknak ellentétes irányú eltolásával az áttétel ismert módon megváltozik. Itt a szabályozási tartomány korlátozásán kívül, szilárd-

sági okokból, a vonószerv szélességéből kiadódó korlátozás is fellép, mivel kis szélességnél a szabályozási tartomány a geometriai viszonyok folytán nem lehet nagy. A szabályozási tartomány növelése céljából újabban két utat követtek. Az egyik út az volt, hogy a vonószerves hatjóműnek ékszíj-hajtáskénti kivitelénél különleges ékszíj-szerkezeteket fejlesztettek ki.



4. ábra



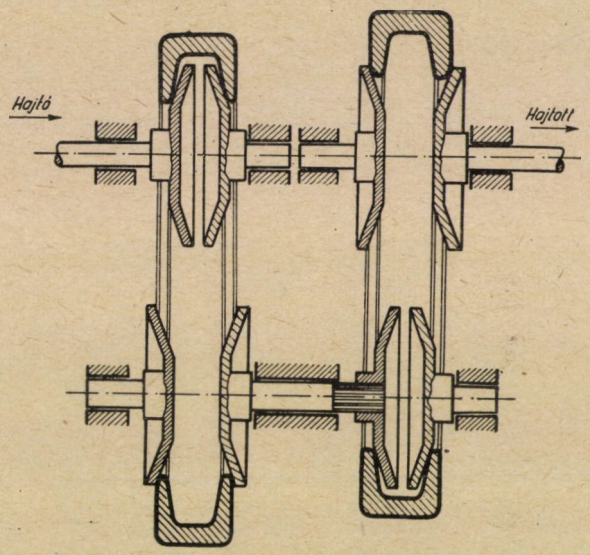
5. ábra

A 4. ábra ilyen széles ékszíjat szemléltet. A vastagítások biztosítják az oldalsó felfekvési felületet a kúpos tárcsákon, míg a végigszövött szalag kis görbületi sugarat enged meg nagyszámú hajlítás-változásnál. A második út az volt, hogy az 5. ábra szerinti, a kereskedelmi forgalomban kapható, szokásos ékszíjat használtak és nagy szabályozási tartományt azzal biztosítottak, hogy az egyik kúpos tárcsát eltolható közdarabbal látták el. Az ábrán az eltolható közdarab mind a hajtó-, mind a hajtott tárcsában látható. Az ábra az ékszíj-hajtást különböző szabályozási helyzetekben mutatja ; az első vázlaton lassító áttétel

látható, amikor is a felsőtengely hajt ; a második vázlaton az áttételi viszony 1 : 1, míg a harmadik vázlat gyorsító áttételt szemléltet.

A szabályozási tartomány növelésére irányuló további törekvés a célt úgy törekszik elérni, hogy a különböző sebességgel járó szerkezeti elemeket egymásután helyezi el. Az egymásutáni kapcsolásnak ez a módja azonban, mint azt később kimutatjuk, igen szűkkörű. Vonószerves hajtóműnél az egymásután való kapcsolás példáját a 6. ábra mutatja.

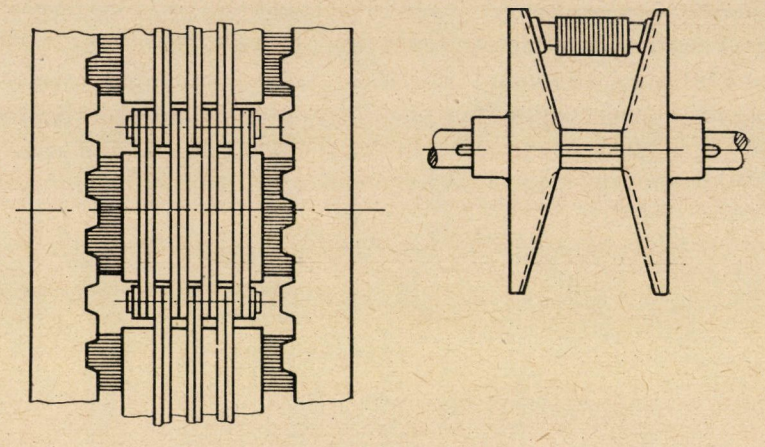
Míg a régi szerkezeteknél, melyeknél a vonószerv dörzsgyűrűként volt kialakítva, a dörzsgyűrű keresztmetszete trapézalakú volt, addig az új dörzs-



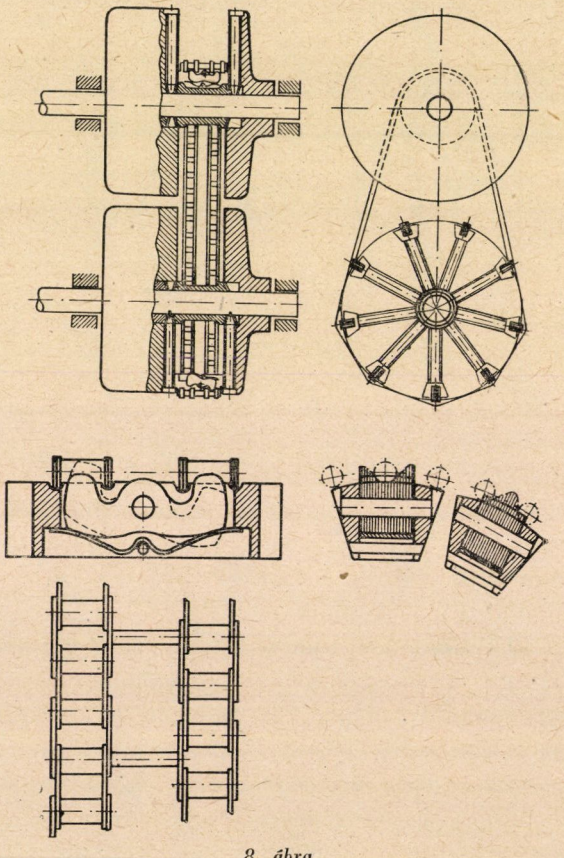
6. ábra

gyűrűs hajtóműnek egyrészt igen széles gyűrűje van, másrészt ez a gyűrű mind külső- mind belső-kúpos tárcsákkal együttműködhet, ahogy ezt az ábra mutatja. A 4 kúpos tárcsapár tehát az erőfolyamban egymásután van kapcsolva. Az első tengely a hajtótengely. Négy kúpos tárcsa tengelyirányban rögzített, de minden tárcsapár egyik tárcsája tengelyirányban állítható úgy, hogy egyidejűleg négy tárcsa tolódik el. Az ú. n. alaktartó vonószerves hatjóműveknél is említésre méltó haladásra kell rámutatni. Míg eddig ez utóbbi fajtájú szerkezetként csupán a PIV lemezlánc volt ismeretes, addig újabban számottevő versenytársa akad egy ugyancsak láncos hajtóműben.

A 7. ábra kapcsán elsősorban a PIV lemezláncos szerkezetet ismertetem. Ez a hajtómű is két, egymáshoz képest állítható, kúpos tárcsapárt tartalmaz. Az ábra csupán e párok egyikét szemlélteti a kapcsolódásban lévő lemezlánccal. Az ábra baloldalán, a kúpos tárcsák felülnézetében a tárcsa közepe felé vékonyodó sugárirányú hornyokat látunk. E hornyokba lemezcsomagok kapcsolódnak,



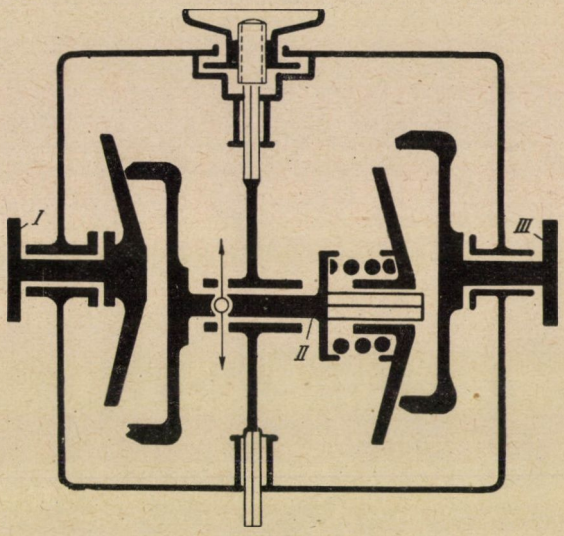
7. ábra



8. ábra

amelyeknek egyes lemezei a láncban harántirányban eltolhatóan vannak elhelyezve. A lánccsuklók között tehát mindig egy harántirányban eltolható lemezcsomag foglal helyet ; az egyik kerék hézagával a másik kerék foga áll szemben. A tárcsafogak a lemezeket eltolják, hogy a lemezcsomagok a megfelelő fogméreteket kialakítsák. Ezeket a hajtóműveket eddig $i = 6$ szabályozási tartományig és 20 kW teljesítményig készítették ; ahol azonban nagy teljesítményátvitelnél csak $i = 4$ szabályozási tartomány jön tekintetbe.

A 8. ábra azt a láncos hajtóművet szemlélteti, amelyet a Drezda melletti Coswig-ban működő Getriebewerke Abus az 1952-es lipcsei vásáron elsőízben

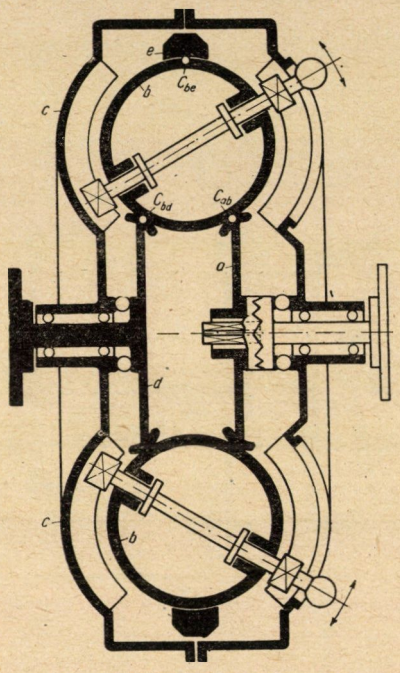


9. ábra

állított ki. A hajtótengelynek kilenc állítható karja van, úgyszintén a hajtottnak is. E kilenc karnak állítható pontjaiban bádoglemezcsomagok foglalnak helyet. Az ábra jobboldalán fent a kilenc állítható kart látjuk, melyeknél a hajtott tengelyen a lemezcsomagok a legkülső helyzetben vannak. Az ábra baloldalán a lemezcsomag részletei vannak feltüntetve. Ez utóbbinak két orralakú kiemelkedése van, amelyek a forgásponthoz képest szimmetrikus helyzetűek. A lemezcsomagokon két szokásos görgőslánc fut. E két láncot távolságtartó csapok kötik egymással össze, mégpedig oly módon, hogy az egyik lánc hézagával szemben a másik görgője foglal helyet. Ezáltal az egyik lánc görgője a másik oldal orrait a másik lánc hézagaiba nyomja. Működés közben tehát az egyik lánc görgői a lemezeket a másik lánc hézagaiba nyomják és viszont. Ez a hajtómű $i = 6$ szabályozási tartománnyal dolgozik, 20 kW teljesítményátvitel mellett. Fennáll az a szándék, hogy $i = 6$ megtartása mellett nagyobb teljesítményű hajtóműveket fejlesszenek ki.

Az újabban kifejlesztett dörzskerekes hajtóműveknél a szabályozási tartomány növelésére több hajtómű egymásutáni és a teljesítményátvitel növelésére párhuzamos kapcsolását látjuk. A 9. ábra ily egymásután kapcsolt dörzskerekes hajtóművet szemléltet.

I a hajtótengely, II a közbenső és III a hajtott tengely. A közbenső tengelynek oldalirányú eltolásakor a két lapos kúpos tárcsán különböző működő sugarak érvényesülnek. A hajtómű gyakorlati kivitelénél a közbenső II tengely

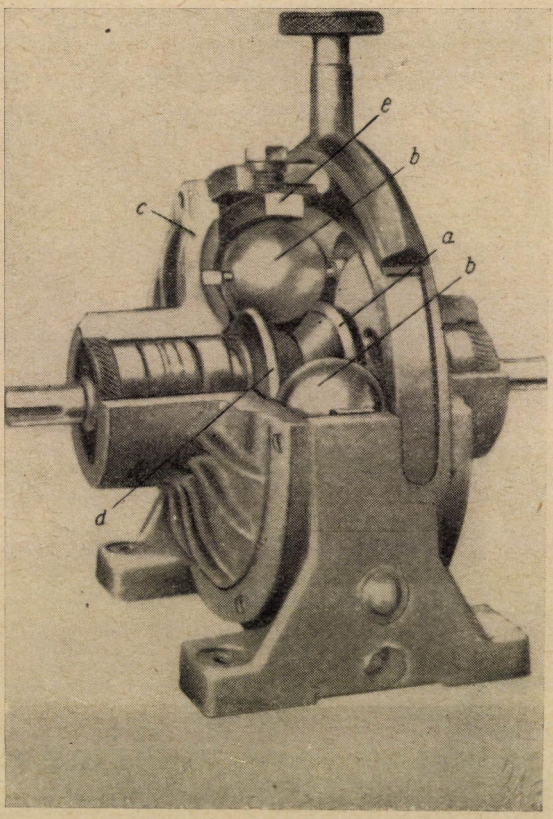


10. ábra

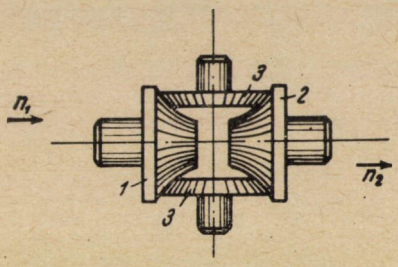
körív mentén mozog. Egy, az ábrán fel nem tüntetett szorítókapcsolónak a III tengelyen való alkalmazása által mindkét dörzshelyen a hajtott rész forgatónyomatékával arányos szorítóerő lép fel. A szorítónyomásnak ilyen függő szabályozása valamennyi új dörzskerekes hajtóműnél megtalálható, mert ez igen nagy mértékben hozzájárul az élettartam növeléséhez, tekintettel arra, hogy a hajtóművek különösen szerszámgépeknél, nem dolgoznak teljes teljesítményátvitellel.

A 10. ábra egy új német dörzskerekes hajtóművet szemléltet. *d* a hajtótárcsa és *a* a szorítókapcsolóval ellátott, hajtott tárcsa. Az erőátadás útja több dörzsgolyón megy át, melyeknek tengelyei lengethetők. A *b* dörzsgolyókat az *e* foglaló gyűrű tartja össze. A szerkezet egyrészt dörzshelyeknek egymásután való, másrészt párhuzamos kapcsolását valósítja meg, amennyiben több dörzsgolyót használ és ezzel a teljesítményátvitel növekszik. A hajtóművet $i = 16$

szabályozási tartományig és 16 kW teljesítményátvitelig készítik. A hajtómű tehát tetemes haladást jelent és azonkívül csekély terjedelmű szerkezetével tűnik ki.



11. ábra

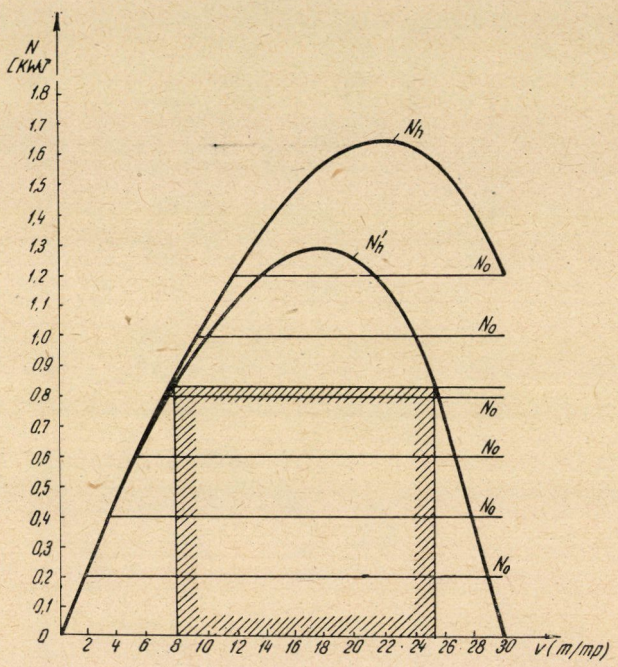


12. ábra

A 11. ábra a hajtóművet metszetben szemlélteti. Az eddig tárgyalt, valamint a régebbi szerkesztésű dörzskerekes hajtóműveknél a fellépő felületi nyomások és a dörzshelyeken fellépő sebességkülönbségek igen korlátozó hatá-

súak. Szvetozarov szovjet mérnök szerkesztésével oly hajtómű létesült, amely egyrészt az egymásutáni és a párhuzamos kapcsolást valósítja meg és másrészt a dörzstestek célszerű geometriai kialakítása folytán a dörzshelyeken a legcsekélyebb sebességkülönbségekkel működik.

A 12. ábra a szerkezet elvét mutatja. *1* a hajtó és *2* a hajtott tárcsa. A *3* közbenső tárcsákat állítják el. Ezáltal a hajtott tengelyen változó sebességek adódnak. A hajtóműre vonatkozólag a következő adatokat közölték: Szabályozási tartomány: $i = 8$; legnagyobb teljesítményátvitel mintegy 100 kW.

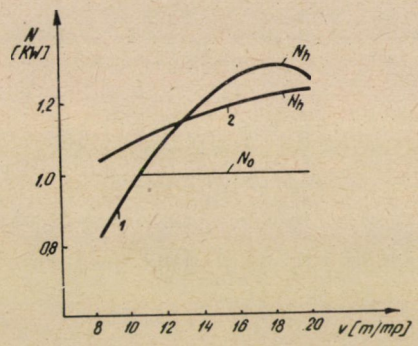


13. ábra

A fokozatnélküli hajtóműnél a nagy teljesítményátvitel szempontjából az a szerkezeti elem a döntő, amely különböző sebességekkel mozog. Ezek a szerkezeti elemek a kapcsolóműves hajtóműnél a lengőkarok és a kapcsolóművek, a vonószerves hajtóműnél különösen a szíjak vagy a láncok és a dörzskerekes hajtóműnél a dörzshelyek. Ha azok a lehetőségek, melyeket az ilyen elem alakja és szilárdsága alapján nyujt, ki vannak használva, akkor a teljesítmény fokozása csupán több kapcsolóműnek, dörzshelynek vagy vonószervnek párhuzamos kapcsolásával eszközölhető, a szabályozási tartomány növelése pedig a szerkezeti elemek egymásutáni kapcsolásával. Először is a teljesítményátvitel tekintetében óhajtom a viszonyokat közelebbről szemügyre venni.

Ha állandó áttételű hajtóművel van dolgunk, akkor valamely meghatározott sebességnél a legnagyobb teljesítményátvitel az élettartamtól függően

adott. Fokozatnélküli hajtóműnél a legkisebb és a legnagyobb sebesség között végtelen sok sebesség létezik. Kivétel csupán akkor áll fenn, ha a hajtó sugár a szabályozásnál változatlan marad. A legtöbb fokozatnélküli hajtómű azonban teljesítményátadó szerkezeti elemeinél, a sebességek sokaságával dolgozik, miáltal minden egyes beállítás számára más-más teljesítmény adódik azonos élettartam mellett. Ha a viszonyok magyarázatára feltételezzük, hogy az átvivő elem a legnagyobb üzemi erővel terhelhető, akkor a lehetséges teljesítményátvitel szempontjából sok igénybevétel levonandó, amely különösen nagy sebességnél növekszik, mielőtt arra az igénybevételre következtethetnénk, mely a teljesítményátvitelre (N_h = hasznos teljesítmény) felhasználható. Ha nagy sebességeknél járulékos igénybevételek nem lépnének fel, akkor a teljesítményátvitel a sebességgel arányosan emelkednék. A járulékos igénybevételek



14. ábra

azonban ezt az arányos emelkedést megakadályozzák úgy, hogy a teljesítményátvitel görbéje a nagy sebességeknél végül valamennyi átviteli elemnél ismét zérus értékű lesz.

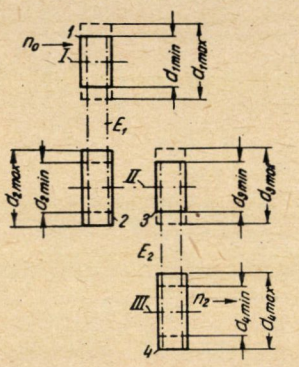
A 13. ábra a kiadódó hasznos teljesítményt szemlélteti. A kW-ben megadott N_h görbe a v sebesség függvényeként van ábrázolva. Ha a hajtandó munkagéptől eredő lökésszerű és tömegerő-okozta járulékos igénybevételeket is tekintetbe vesszük, akkor az N_h-nak megfelelő görbe határozható meg. E görbék menete a gyakorlatban úgy hasznosítható, hogy az egész szabályozási tartományban állandó teljesítményátvitellel dolgozunk, vagy kis fordulatszámoknál növekedő teljesítménnyel, majd a nagyobb fordulatszámoknál ismét állandó teljesítményátvitellel.

Ha a viszonyokat kizárólag állandó teljesítményátvitelnél vizsgáljuk, a hatásfok elhanyagolása mellett, akkor a 13. ábra szerint pl. az N_h-görbéhez viszonyítva különböző nagyságú N_0 átvihető teljesítmény választható. Minél kisebbre választjuk az N_0 teljesítményt, annál nagyobb lesz a szabályozási tartomány és viszont. Ha tehát nagy teljesítményátvitelt óhajtunk elérni, akkor igen kicsi lesz a szabályozási tartomány. Ezzel az N_h- és N_h'-v-jelleggörbével valamennyi

szerkezeti elemnél találkozunk közel hasonló alakban, tekintet nélkül arra, hogy vonószervről, kapcsolóműről, vagy dörzshelyekről van-e szó. Ha két vonószervet — ez esetben példaképpen ékszíjakat vettünk fel — fokozatnélküli hajtóműben egymásután kapcsolunk, akkor a teljesítmény a 14. ábrán megadott irányzatú lesz.

Itt a *2* görbe a második vonószervnek teljesítményátvitele, míg az *1* görbe azét a vonószervét szemlélteti, amely a hajtótengelyből indul ki. Ebből az ábrából kitűnik, hogy N_0 nagyságú, állandó teljesítményátvitelnél az első vonószerv, tehát az *1* görbe még rosszabbul használódik ki, mint a második vonószerv.

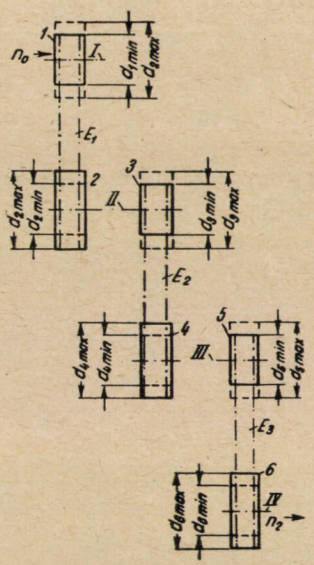
Kinematikai megfontolásokból sem helyeselhető tetszőleges számú, változó sebességekkel forgó szerkezeti elemnek egymásutáni kapcsolása. A 15. ábrán



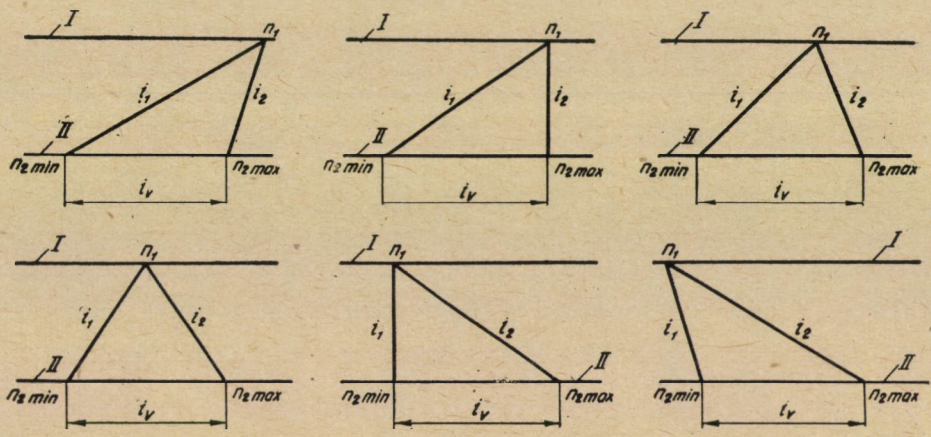
15. ábra

oly fokozatnélküli hajtóművek a $\frac{d_{max}}{d_{min}}$ áttételi viszony és a szabályozási tartomány tekintetében fennforgó kinematikai viszonyai adottak, melynél két szabályozandó szerkezeti elem E_1 és E_2 vonószervként egymásmögé van kapcsolva. A balhasáb ennek az elrendezésnek a vázlatát szemlélteti. Az állítható szíjtárcsák állítható lengő karokkal vagy változtatható dörzskerekekkel is helyettesíthetők volnának. A következő hasáb kívánt feltételeket és a következő hasáb a sebesség hányadosokat adja meg, a vonószervek legkisebb és legnagyobb átmérőjének hányadosával kifejezve. Itt az i_g sebességhányados általában az átvevő szerv legnagyobb és legkisebb sebességének a viszonya. Ennek a két i_{g_1} és i_{g_2} sebességhányadosnak át kell mennie az i_v szabályozási tartományba, ahol i_v a hajtott rész legnagyobb és legkisebb fordulatszáma között fennálló, már említett viszony. A következő hasáb mutatja, hogy a két i_g sebességhányados lineárisan megy át a szabályozási tartományba. Maguk a sebességhányadosok azonban mutatják, hogy az E_1 vonószerv csak igen szűk, az E_2 vonószerv pedig igen tág sebességkörzetben fut. Miután a két vonószerv szerkezetileg a legtöbb esetben egyforma méretű, ez ismét megmagyarázza, miért a második vonószerv a döntő a fokozatnélküli hajtóműveknél a teljesítményátvitel megállapításánál.

A 16. ábra szerinti hajtóműnek három egymás mögé kapcsolt vonószerve van. Ismét meg vannak adva i_{g_1}, i_{g_2} és i_{g_3} által az egyes vonószervek sebességhányadosai. Látható, hogy a sebességkörzet i_{g_1}-től i_{g_3}-ig erősen növekszik.



16. ábra



17. ábra

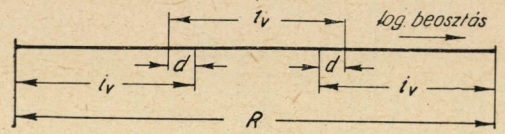
Jellemző már most a szabályozási tartomány, melyet a következő összefüggés ad meg:

$$\text{ív} = \sqrt[3]{(i_{g_1} \cdot i_{g_2} \cdot i_{g_3})^2}$$

Ebből kitűnik, hogy az egyes vonószerveknek az átmérők változása folytán fellépő sebességtartománya csökkentve szerepel a szabályozási tartomány-

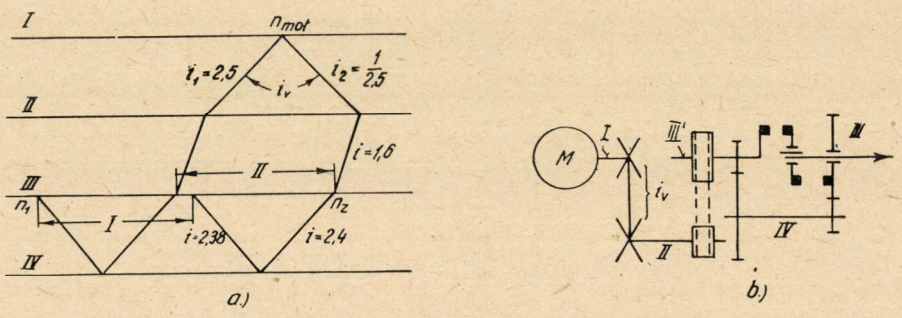
ban. Ezzel be van bizonyítva, hogy egyes fokozatnélküli hajtások többszörös egymásutáni kapcsolása többé nem észszerű ebben az elrendezésben.

Hogy valamely fokozatnélküli hajtómű szabályozási tartományát adott szerkezeti elemnél növelhessük, csupán annak a lehetősége áll fenn, hogy a hajtóművek további, fokozatnélküli hajtással vagy állandó áttételű hajtóművel, vagy elágazó hajtóművel aként kombináljuk, hogy a változó szerkezeti elem maga kis szabályozási tartományban fusson.



18. ábra

A 17. ábrába elsősorban olyan fordulatszám-képek jellemzői vannak berajzolva, melyek egyszeres fokozatnélküli hajtóműnél létrejöhetnek. Ennél a hat vázlatnál a I tengely mindenkor az állandó n_1 fordulatszámú hajtótengely és a II az $n_{2\,min}$ és $n_{2\,max}$ fordulatszámú hajtott tengely. A fordulatszám-képek



19. ábra

ábrázolásának megfelelően feltételeztük, hogy a két tengelyre a fordulatszámok azonos logaritmikus léptékben vannak felvéve. Az n_1 és a hajtott rész szélső fordulatszámai közötti összekötővonalak mindenkor a lehetséges legnagyobb és legkisebb áttételt ábrázolják.

Fokozatos hajtóművel való kombinációnál elsősorban a fokozatos hajtómű szükséges fokozatszámát kell meghatározni, ha a megkívánt R teljes szabályozási tartomány és az i_v fokozatnélküli szabályozási tartomány adott.

A 18. ábra szerint a fokozatok száma a

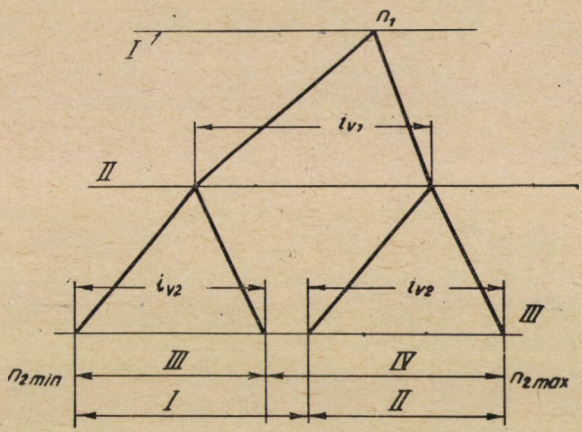
$$\frac{\log R}{\log i_v}$$

hányadosból adódik.

A d értékek a kiadódó túlfedéseket ábrázolják.

A 19. ábra egy szerszámgép ilyen hajtóművét szemlélteti ; az ábra baloldalán a fordulatszám-kép, a jobboldalon a hajtómű-vázlat látható. Az I és a II tengelyek között fokozatnélküli hajtómű a II és a III tengelyek között pedig állandó szíjáttétel foglal helyet, a III tengely a hajtott, a szabályozási tartomány növelésére a IV tengely révén közlőmű van hozzákapcsolva. A szabályozási tartomány bővítésének e módja igen célszerű, mivel észszerű szerkezetnél egyszerű eszközökkel megvalósítható. Zavarónak bizonyul az egyik tartományból a másikba való átmenet, mivel a fokozatnélküli hajtóművet az i_v szabályozási tartományon át kell visszaállítani.

Egyes fokozatnélküli hajtóművek egymásutáni kapcsolásánál, amelynek hátrányára már rámutattunk, a 20. ábra szerinti fordulatszám-képet kapjuk.



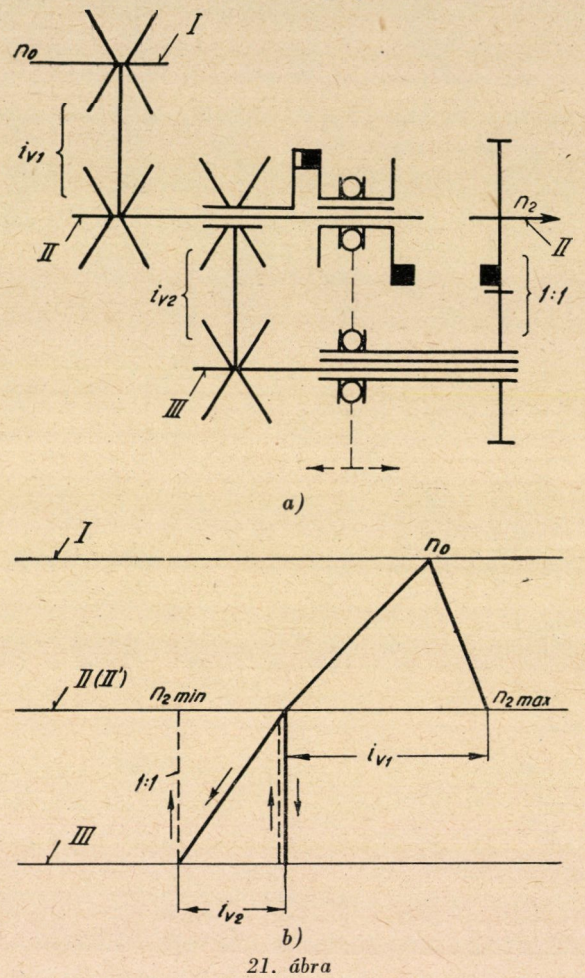
20. ábra

A bemutatott elrendezésnél az első hajtómű szabályozási tartományát és a második hajtómű szabályozási tartományát nem kell egyidejűleg kényszermozgással szabályozni. A szabályozás a következőképpen eszközölhető : Az utánakapcsolt hajtómű a legkisebb fordulatszámnak megfelelő szabályozási helyzetben van. Az első hajtóművet nagyobb fordulatszámra szabályozzuk, e közben az I szabályozási tartományt átfutjuk és ehhez csatlakozóan a II szabályozási tartományt, ami az utánakapcsolt hajtómű állításával történik. Egy második lehetőség az, hogy a legkisebb $n_{2\,min}$ fordulatszámból kiindulva, előbb az utánakapcsolt, majd az előkapcsolt hajtóművet szabályozzuk. E mellett a III és IV fordulatszám-tartományokat futjuk át. Végtelen sok, a két végkapcsolási helyzet között fekvő fordulatszám érhető el, ahol is az $n_{2\,min}$ és $n_{2\,max}$ határ-fordulatszámokon kívül ez a végtelen sok fordulatszám két kapcsolási helyzettel létesíthető. Ez kedvezőtlenül nagy befektetés. Mint már említettük, vonószerveknél, dörzskerekeknél és kapcsolóműveknél az állandó teljesítmény-átvitel szabályozási tartományai nem igen nagyok. Az egész hajtómű szabályozási tartományának növelésére tehát két vagy több fokozatnélküli hajtóművet kell egymás mögött

elhelyezni úgy, hogy az első hajtómű a végső hajtott tengelyre dolgozzék és a második és a többi hajtóművet közlőmű alakjában iktatjuk hozzá.

A 21. ábra ilyen kapcsolás példáját szemlélteti.

Az I és a II, valamint a II és III tengelyek között fokozatnélküli hajtómű

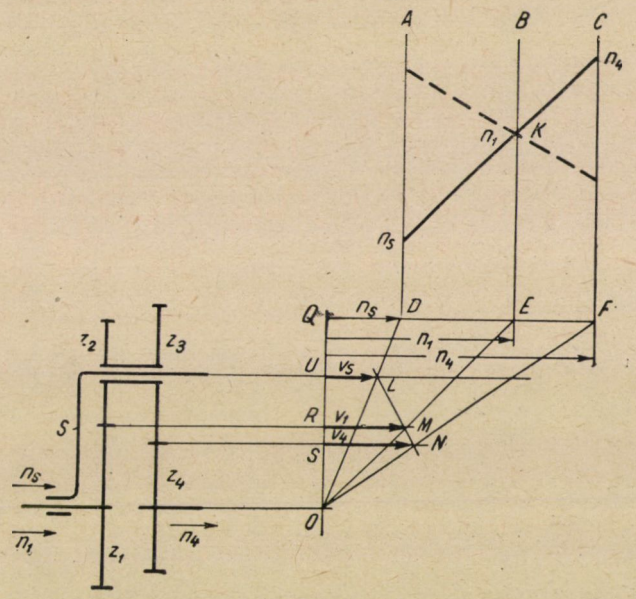


21. ábra

foglal helyet. A két hajtómű különböző szerkezetű lehet. A második fokozatnélküli hajtómű tekintetében a követelmény az, hogy legnagyobb szabályozási helyzetében az áttételi viszony $i = 1$ legyen. A II' hajtott tengely szabályozásánál a második hajtóművet eleinte kiiktatjuk az erőfolyam útjából és csupán az i_{v1} szabályozási tartományt futjuk át. Ezután a közlőművet hozzákapcsoljuk és a továbbiak folyamán a második hajtóművet kisebb fordulatszámra szabályozzuk. A határ-fordulatszámok között fekvő minden egyes fordulatszámnak csak 1—1 szabályozási helyzet felel meg. A változó sebességgel járó alkatrészek csak a rájuk vonatkozó szabályozási tartományban dolgoznak.

Figyelemre méltó hely a két hajtómű közötti átmenet. Nem szükséges, hogy az előlfutó hajtómű legkisebb fordulatszámát pontosan tartsuk. A hajtó fordulatszám ingadozásai megengedhetők, szintúgy az előlfutó hajtómű áttételi viszonyának csekély változásai is. Feltétlenül biztosítandó azonban, hogy az utánakövetkező hajtóműnek $i = 1$ áttételi viszonyát pontosan tartsuk, hogy az átmenetnél ne lépjenek fel lökések, mikor az utóbbit hozzá- vagy lekapcsoljuk.

Egynemű vagy különböző közlőműves, fokozatmentes mechanikus hajtóműveknek a szabályozási tartomány növelése céljából való egymásutáni kapcsolásának az a hátránya, hogy $n_1 = 750-3000$/perc nagyságrendű hajtó fordulat-



22. ábra

számoknál a második hajtómű hajtott tengelyének fordulatszámai igen kicsinyek lesznek és ezáltal a második hajtómű méretei és térszükséglete, ha dörzskerekes vagy vonószerves hajtóműként képezzük ki, igen nagyok lesznek. Kapcsolóműves hajtóműnél a térszükséglet még elviselhető lesz. Hogy a dörzskerekes hajtóműnek egyszerű szerkezetét a második hajtómű számára is alkalmazhassuk, szükséges volna, hogy a berendezést nagy bemenő fordulatszámmal, mely percenként kb. 6000 körül van, hajtsuk.

Fokozatnélküli hajtóművek szabályozási tartománya növelésének további lehetősége fokozatnélküli hajtóműveknek elágazó hajtóművekkel való kombinálásában van. Az alábbiakban a kombináció lehetőségének egy módját óhajtom bemutatni. Előbb azonban bolygókerekes hajtómű alakjában kiképzett elágazó hajtómű kinematikai viszonyait kell megmagyaráznunk.

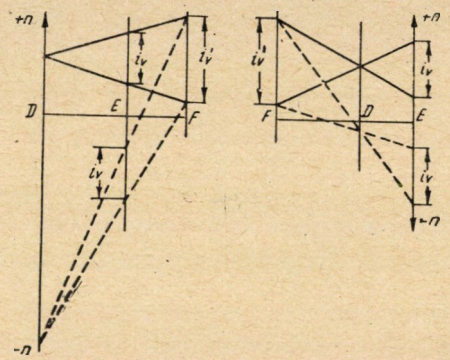
A 22. ábra baloldalán külső fogazású, visszatérő bolygókerekes hajtómű van vázlatosan feltüntetve. z_1 és z_4 a központi kerekek, z_2 . z_3 a bolygókerekek

és S a híd. Ha feltételezzük, hogy a hidat állandó n_s és a z_1 kereket állandó n_1 fordulatszámmal hajtjuk, akkor a kerekek és a híd méretei alapján a v_1 forgássebesség — RM távolság — és a v_s forgássebesség — UL távolság — felrakható. E két sebességből megszerkeszthető a z_4 kerék v_4 sebessége. Ha a sebességek végpontjain és a központi tengely 0 pontján át egyeneseket fektetünk, akkor ezek a QF egyenesen kimetszik a fordulatszámok nagyságait, ahol is

$QD = n_S$ a híd fordulatszáma,
$QE = n_1$ a z_1 kerék fordulatszáma,
$QF = n_4$ a z_4 kerék fordulatszáma.

Az

$$\frac{n_4 - n_S}{n_1 - n_S}$$



23. ábra

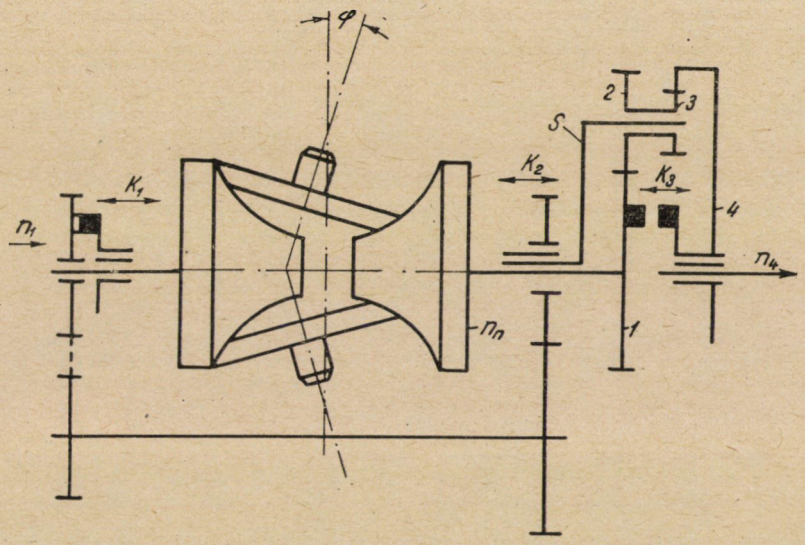
hányados, melyet a megfelelő távolságok ábrázolnak, megadja a $z_1, \ldots, z_4$ kerekek áttételi viszonyát, ha az S híd áll. Ennek az összefüggésnek megfelelően, a DA, EB és FC egyenesekre felvitt fordulatszámok végpontjai egy egyenesen fekszenek. Az n_s híd fordulatszámnak fokozatmentes változásánál és állandó n_1 fordulatszámnál a K ponton keresztül végtelen számú egyenes fektethető, melyek a DA és az FC egyeneseken a megfelelő fordulatszámokat megadják.

Íly módon a DA, EB és FC egyenesekkel fordulatszám-tervet kapunk, mely bolygókerekes hajtóművek gyors tervezésére használható fel, ha ezek fokozatnélküli hajtóművekkel működnek együtt.

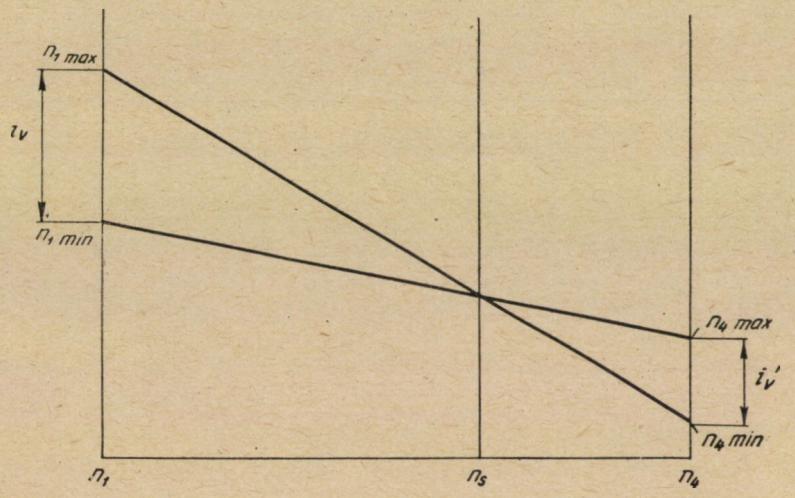
Ha a fokozatnélküli hajtómű i_v szabályozási tartománya adva van, akkor adott i'_v szabályozási tartomány létesítésére négy általános érvényű, alapvető fordulatszám-terv állítható fel (23. ábra).

Az ábra bal részében az i_v szabályozási tartomány akkor érhető el, ha az állandó fordulatszám pozitív és a fokozatnélküli hajtómű fordulatszámai is pozitívok, azaz ugyanolyan irányban mozognak, mint a hajtott tengely. Az i'_v szabályozási tartományhoz továbbá akkor is eljuthatunk, ha az állandó fordulat

és a fokozatnélküli hajtómű változó fordulatainak forgásiránya ellentétes. Az ábra jobboldala ugyanazokat a viszonyokat szemlélteti, azonban a kerék-tengelyek és a hídtengely felcserélése esetében.



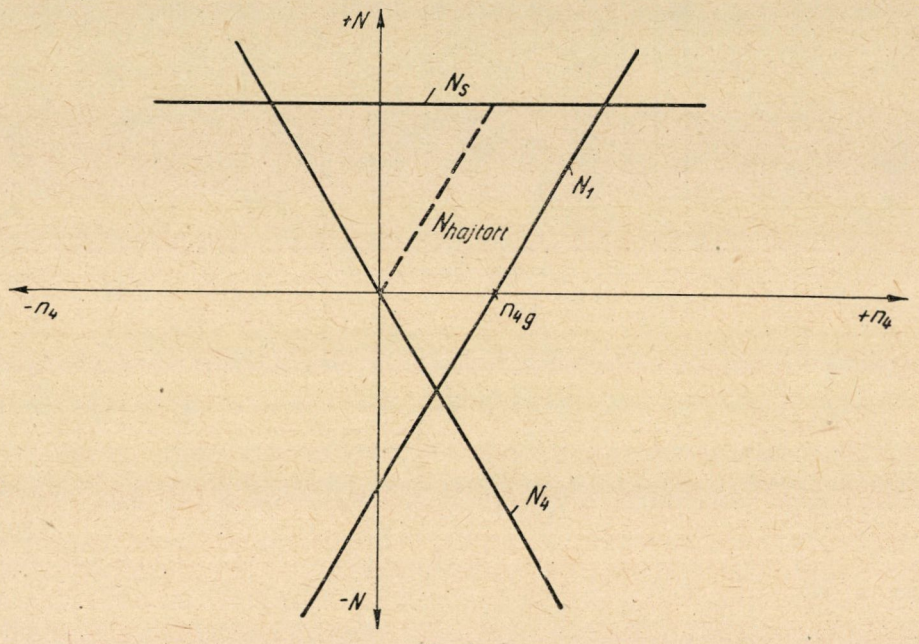
24. ábra



25. ábra

A fokozatmentes fordulatszám-szabályozás az elágazás segélyével vagy úgy történhetik, hogy fokozatnélküli hajtóműveket elágazó hajtóművekkel egymásután kapcsolunk, vagy pedig úgy, hogy maga a fokozatnélküli hajtómű elágazásként van szerkesztve. Ez utóbbi lehetőséget nem óhajtom a jelen vizsgálatokba belefoglalni.

A 24. ábra oly hajtóműtervet szemléltet, melynél egy fokozatnélküli hajtómű után utánakapcsolt, belsőfogazású bolygókerekes hajtóművel van kombinálva. A hajtómű-terv csupán elvi vázlat. Ennek az elrendezésnek működési módja a következő : A 24. ábrán a fokozatnélküli hajtómű n_4 fordulatszáma először közvetlenül a végső hajtott tengelyre adódik át (a K_1 kapcsoló, a K_2 csúszókerék, a *3* és a *4* kerék nem kapcsolódik, a K_3 kapcsoló lekapcsolva). Ha az $n_{2\,\min}$ fordulatot elértük, akkor bekapcsoljuk a bolygóművet (a 24. ábrában adott kapcsolási helyzet). A 25. ábrán lévő fordulatszám-terv szerint ekkor,



26. ábra

ha a fokozatmentes hajtóművet nagy fordulatra állítottuk, és n_4 állandó, az $n_{4\,\max}$ hajtott tengely-fordulatszám $n_{4\,\min}$-ra csökken. Ha a fokozatmentes átalakító először elágazó hajtómű nélkül működik, akkor a választott N_0 teljesítménynek megfelelő állandó teljesítményátvitel lehetséges. A teljesítményátviteli viszonyok tisztázására felrajzoljuk a teljesítményábrát (26. ábra), bekapcsolt elágazó hajtóműnél, miközben N_S állandóként és N_1 mint változó bevezetett teljesítmény szerepel.

A 25. ábra fordulatszám-terve szerint a kedvező tartomány, ahol $n_4 > n_{4g}$, nem használható ki. A szabályozás $n_4 > 0$ és $n_4 < n_{4g}$ között mozog.

A fokozatmentes mechanikus hajtóművek legújabb állásának a vonószerves dörzskerekes és a kapcsolóműves megoldás tekintetében történt taglalása után összefoglalólag megállapítható, hogy mindezekkel a szerkezetekkel számottevő teljesítményeknél csak kis szabályozási tartományok érhetők el. Kifejtettük,

hogy milyen szerkesztési fogások foganatosíthatók az egész hajtómű szabályozási tartományának növelésére. Célszerűen kivitelezendő elrendezést adtunk meg nagy szabályozási tartomány elérésére fokozatmentesen állítható hajtóművek egymásutáni kapcsolásával. Végül fokozatmentes hajtóművek és elágazó hajtóművek közötti kombináció lehetőségeire vonatkozó célszerű közléseket tettünk.

HOZZÁSZÓLÁSOK

RITTER ENDRE

Horst Berthold véleményem szerint nagyon helyesen mutatott rá arra a kérdésre, amit általában nem nagyon szoktunk megnézni : a teljesítmények kérdésére. Szeretném saját felfogásomat elmondani arról, hogy mi az oka annak, hogy a szerszámgépekben és általában ilyen nagyobb teljesítményű mechanikus hajtásokban a fokozatmentes hajtások eddig még nem nagyon terjedtek el és ez szerintem bizonyos fokig indokolja azt is, hogy nem is nagyon terjedhettek el. Ha megvizsgáljuk, hogy az átvihető teljesítmény egysége pl. egy kW teljesítmény milyen anyagi szükséglettel valósítható meg, tehát milyen térfogatba építhető be, vagy hány kg anyagot kell beépíteni, vagy milyen munkaigényt kíván annak a szerkezetnek a megoldása és ezt összehasonlítjuk azzal, hogy egy fogaskerék-áttétel hogyan valósítja ezt meg, akkor azt hiszem, minden különösebb adatgyüjtés nélkül megállapíthatjuk, hogy a fogaskerék-áttétel ezen a téren nagy fölényben van bármilyen más rendszer felett.

Különösen ami a helyszükségletet illeti, egy kW teljesítményt olyan kis helyen, mint egy fogaskerékkel, bármilyen más módon nagyon nehéz átvinni. Szerintem ez magyarázza azt, hogy különösen szerszámgépeknél miért csak ilyen nehezen tud tért hódítani akármilyen megoldású fokozatmentes áttétel.

Hozzá kell tenni ehhez természetesen azt is, hogy a szerszámgépeknél, különösen szerszámgépek főhajtásában, nem is olyan nagyon nagy kívánalom a fokozatmentes áttétel, ha az átmérő, amelyet megmunkálunk, vagy a szerszám átmérője, amellyel megmunkálunk, — gondolok az első esetben esztergajellegű, a másik esetben maró jellegű munkákra — a megmunkálás folyamán közel állandó. Ebben az esetben a legkedvezőbb forgácsolási követelményeket az előtolások változtatásával gazdaságosan be tudjuk állítani úgy is, hogy ha a főforgácsolási sebesség nem az elméleti csúcsértéket adja. Egész hozzászólásomnak az a célja, hogy felhívjam az ilyen fokozatmentes hajtások tervezésével és kivitelezésével foglalkozó szerkesztők figyelmét arra, hogy az eddiginél sokkal nagyobb súlyt helyezzenek erre a kérdésre. Annál nagyobb sikerük lesz, minél jobban tudnak közeledni a fogaskerekes hajtóművel kapcsolatos mutatószámokhoz. A gyakorlatban is eredményesebben lehet majd elterjeszteni ezeket a szerkezeteket, mert hiszen kétségtelen, hogy e feltételek megtartása esetén a szerszámgépeken, de az egyéb hajtóműveknél is, sokszor szívesen alkalmaznánk fokozatmentes hajtóműveket.

KOVÁCS KÁROLY PÁL

Nézetem szerint Ritter Endre kicsit egyoldalúan állítja be a kérdést, amikor csak a beruházásokat hasonlítja össze. A fokozatmentes szabályozás lényege éppen az, hogy az összehasonlításnak nemcsak a beruházásra, hanem a gazdaságos műveletekre is kell vonatkoznia. Nem vitás, hogy a fokozatmentes szabályozás a gépek jobb kihasználását, kényelmesebb munkamenetet, megállásnélküli áttételezési változtatást tesz lehetővé. Ez lényegesen javítja a munka termelékenységét, mert ilyen szabályozásnál nemcsak beruházási, vagy a térfogatra vonatkozó számokat kell vizsgálni, hanem sokkal mélyebbre kell hatolni

és meg kell nézni alaposan, hogy mit lehet elérni ezekkel a fokozatmentes szabályozásokkal a szerszámgépeken a termelékenység tekintetében.

Ritter hozzászólásához még egy megjegyzést szeretnék tenni. Világos, hogy villamosmotorra mindenképen szükség van. Legfeljebb arról van tehát szó, hogy a szabályozó-berendezésnek nem is kell a szerszámgépen elhelyezve lennie, hanem távműködtetés is lehetséges, így ez nem növeli a szó szoros értelmében a szerszámgép méreteit. Ez persze nem a beruházás, hanem a térfogat kérdését érinti.

HORST BERTHOLD

Ritter Endre egy bizonyos összefüggést állított fel a berendezés helyszükséglete és a teljesítmény között. Felállított egy összefüggést a fokozatmentes hajtás és a fogaskerékhajtás összehasonlítására is. A különféle hajtások helykihasználására a

$$K = \frac{N_0 \, i_g \, V_m}{DV}$$

szám jellemző.

Itt N_0 a teljesítmény, i_g az átvihető fordulatszám-tartomány, V_m a legkisebb sebesség, D a legkisebb átmérő és V a hajtómű köbtartalma. Lánchajtásoknál és ékszíjhajtásoknál $K = 0{,}2$ — 2-ig terjedhet, kapcsolóműves hajtásnál 1—4-ig, dörzskerekes hajtásnál és fogaskerekes hajtásoknál 6—11-ig.

HORST BERTHOLD válasza a hozzászólásokra

Egyetért azzal a felszólalóval, aki azt mondotta, hogy a fokozatmentes szabályozásokat csak ott használjuk, ahol arra feltétlenül szükség van; egycélú szerszámgépeknél pedig általában a lépcsős hajtásokat kell használni, viszont az egyetemes gépeknél mindig közelebb jutunk a fokozatmentes hajtásokhoz. Meg kell azonban pontosan állapítani, hogy az egyetemes szerszámgépeken hol akarunk fokozatmentes berendezéseket használni, mert ez a mai vitában még nem alakult ki megfelelően. Általában meg kell különböztetnünk a finom vagy legfinomabb megmunkálásra és a nagyoló megmunkálásra használatos egyetemes gépeket. Egyetemes gépeken finom munkára vagy simítási munkára használhatunk szabályozható gépeket, Ward—Leonard-hajtást vagy elektronikus berendezéseket.

A FORGÁCSOLÓ SZERSZÁMOK LEGHELYESEBB ÉLKIALAKÍTÁSÁNAK ELVEI

POGÁNY TIBOR

A forgácsolásra vonatkozó elméleti kutatás a forgácsolás folyamatának újabb és újabb részleteit világítja meg. Az elméleti kutatás nem öncél, a gyakorlatban kell felhasználni és alkalmazni. A forgácsolás-elmélet eredményei a forgácsolás technológiai folyamatának legkedvezőbb beállításánál és a forgácsoló szerszámok helyes kiképzésénél kell, hogy alkalmazást nyerjenek.

Vizsgáljuk meg, hogy a forgácsoló szerszámok leghelyesebb élkialakításának szempontjából miképpen használhatjuk fel a forgácsolás-elmélet megállapításait, összevetve azokat a szerszám működési és szilárdsági szempontjaival.

A vizsgálatnál a súlypontot a keményfémre helyezzük, mivel a gyorsforgácsolás csak helyesen kialakított keményfém-szerszámmal lehetséges és a keményfém elméleti kérdései kevésbbé ismeretesek, mint a szerszám-acéloké. De nem szorítkozunk csupán a keményfémekre, mert a megállapítások nagyrésze általános érvényű.

Forgácsolószerszám élszögeinek választásánál arra kell törekedni, hogy — a gyárthatóság és az utánélezhetőség figyelembevétele mellett — az éltartam és a forgácsolóerő lehetőleg optimális legyen. Az éltartam szempontjából legkedvezőbbek azok az élszögek, amelyek a legnagyobb éltartamot adják, ami szerszámgazdaságosság és termelékenység szempontjából döntő. A forgácsolóerő szempontjából a legkisebb forgácsolóerőt adó élszög a legkedvezőbb, mert így azonos motorteljesítménnyel nagyobb forgácsmennyiség választható le. Ez a körülmény kisebb motorteljesítményű gépeknél jelentős, továbbá azon esetben fontos, amikor a gép — készülék — munkadarab — szerszám-rendszer egy vagy több tagja nem elég merev és az erő szab határt a megengedhető forgácskeresztmetszetnek.

Legtöbb esetben az éltartam a döntő az élszögek választása szempontjából, tehát a kérdést ebből az irányból kell erősebben megvilágítani.

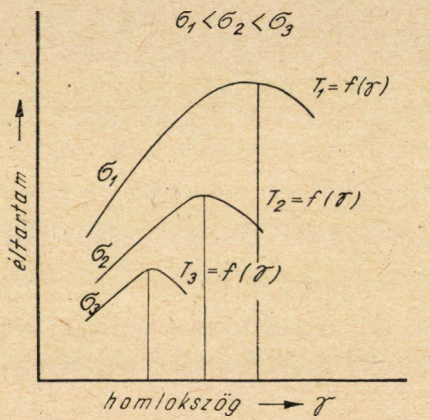
Először meg kell vizsgálni azt, hogy a forgácsolást befolyásoló tényezők közül *a)* melyek és *b)* milyen oknál fogva befolyásolják az élszögeket.

a) A forgácsolást befolyásoló főbb tényezők a következők:

1. A megmunkált anyag tulajdonságai;
2. A megmunkáló szerszám tulajdonságai;

3. A forgács méretei;
4. A forgácsolási sebesség;
5. A fellépő erő jellege (állandó, vagy változó) és támadási pontja.

b) Ahhoz, hogy megállapítsuk az okot, hogy miért befolyásolják az egyes tényezők a forgácsolási szögeket, meg kell néznünk a szerszám eltompulásának okát és módját. A szerszám éle eltompulhat a keletkező hő, kopás és kicsorbulás következtében. A szerszámacéloknál a hő és a kopás, keményfémeknél a kopás és a kicsorbulás játszik nagyobb szerepet. A szerszámkopás jelleg szempontjából két főcsoportra oszlik: a hátfelületen jelentkező és a homlokfelületen jelentkező, ú. n. kráteresítő kopásra. A kopás jellege az anyagtól és a forgácsolási viszonyoktól függ.



1. ábra. A szilárdság befolyása a legkedvezőbb homlokszögre éltartam szempontjából Növekvő szilárdsággal γ_{opt} csökken

A homlokfelületi kopás esetében a forgács leválasztásához és deformálásához szükséges erő a szerszám éle mögött aránylag széles, több tized-, esetleg 1—2 mm széles sávon oszlik meg, és így az élmögötti fajlagos terhelés nem túlzottan nagy.

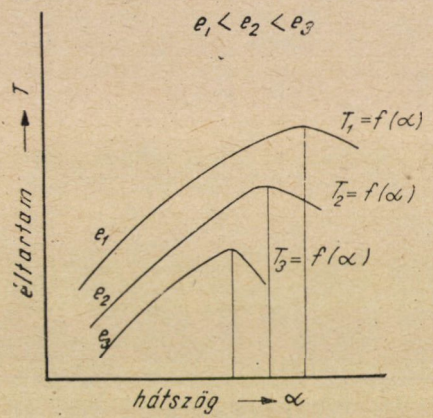
A hátfelületi kopás esetében a forgács leválasztásához szükséges erő közvetlen az él, illetve a hozzá kapcsolódó homlokfelületrész igen keskeny, néhány század-, esetleg 1—2 tized mm-es sávját terheli, aminek következtében az élmögötti fajlagos terhelés igen nagy lehet.

Ha a szerszám élén akár a munkadarab, akár a forgácsolási viszonyok, akár pedig szerszám-szilárdsági körülmények miatt túlterhelés lép fel, kis élmögötti terhelés — azaz kráterkopás — mellett, akkor a szerszámél lepattogzása, kicsorbulása jön létre. Ha a túlterhelés nagy élmögötti terhelés, — azaz hátkopás — mellett lép fel, az él anyaga keskeny részen megy tönkre, lemorzsolódik. Ezek a jelenségek elsősorban keményfémnél figyelhetők meg, de előfordul gyorsacél esetében is, ha a szerszám ékszöge (β) túlkicsi.

Ezen fogalmak tisztázása után visszatérhetünk annak vizsgálására, hogy az egyes forgácsolási tényezők hogyan és milyen oknál fogva befolyásolják az élszögek legkedvezőbb értékét.

1. A megmunkált anyag összetételétől, szilárdsági és szemcseszerkezeti tulajdonságaitól a szerszám legkedvezőbb élszögei erősen függnek. Az anyagtól függ elsősorban az, hogy milyen a forgácsalakulás, a kopás jellege, a kopás gyorsasága, a keletkező erő és hő. Ezért az élszögek meghatározása az anyag függvényében történik. Növekvő szilárdsággal pl. a γ homlokszög legkedvezőbb értéke csökken (1. ábra), ami azzal magyarázható, hogy a növekvő éligénybevétel növekvő szilárdságú élt kíván.

2. A szerszám anyaga és elsősorban a szerszámanyag hajlító szilárdsága a másik fontos tényező, amitől az élszögek nagysága erősen függ. A szerszám-



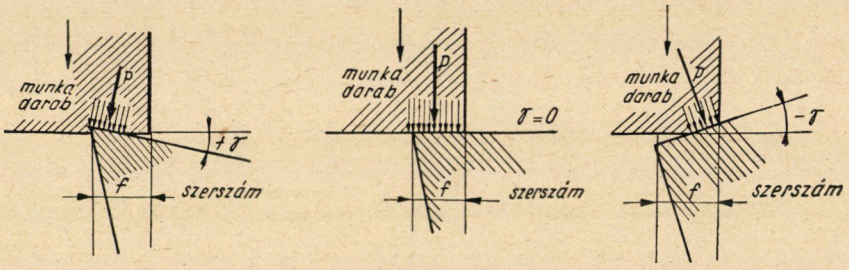
2. ábra. Az előtolás befolyása az éltartam szempontjából legkedvezőbb hátszögre. Növekvő előtolással α_{opt} értéke csökken

és a gyorsacélféleségek között szilárdsági szempontból lényeges különbségek nincsenek, ezért élszög-értékeik azonos forgácsolási körülmények mellett közel azonosak. A keményfém azonban már lényegesen különbözik tőlük szilárdsági tulajdonságaiban, sőt az egyes keményfémminőségek között is szilárdsági különbség van. Így a titánkarbidot tartalmazók kisebb hajlítószilárdságúak, mint a tisztán wolframkarbidosak és ennek megfelelően — egyébként azonos terhelési viszonyok esetén — titánkarbidosnál kisebbre adódik a homlokszög legkedvezőbb értéke, mint wolframkarbidosnál. A szerszám anyaga a kopás jellegét nem változtatja meg, míg a kopás gyorsaságára erősen hat. Keményfém esetén azonban a kopás jellegének megfelelően kell a szerszám anyagminőségét megválasztani. A nagy élmögötti terhelést okozó hátkopás esetén nagyobb hajlítószilárdságú keményfém választandó, amelynek a kopásállósága is lehetőleg nagy. A kisebb élmögötti terhelést okozó kráteres kopásnál kisebb hajlítószilárdságú keményfém is megfelel, amelynek viszont lehetőleg jó kráterállónak kell lennie.

3. A forgács méretei közül a fogásmélység, ill. fogásban lévő élvonalhossz a szerszám legkedvezőbb élszögértékeit nem befolyásolja, mivel az a kopásjelleget és az élterhelést nem módosítja. A szerszám hőmérséklete a növekvő fogásmélységgel növekszik, aminek következtében a kopás gyorsasága is megnövekedik.

Az előtolás, illetve a forgácsvastagság szintén befolyásolja az élszögeket, de a megmunkált anyagnál és a szerszámanyagnál kisebb mértékben. A forgácsvastagsággal az élterhelés erősen változik, sőt még a kopás jellege is változhatik. A forgácsvastagság változásának a legkedvezőbb hátszög nagyságára van elsősorban hatása, éspedig növekvő forgácsvastagsággal a legkedvezőbb hátszög értéke csökken (2. ábra).

4. A vágósebesség nagyobb-mértékű változása magával vonja a legkedvezőbb élszögértékek változását is. A vágósebesség-növekedéssel a szerszám



3. ábra. Az erő támadáspontja és iránya forgácsolásnál ütésszerű igénybevételnél

hőmérsékletének növekedése jár, aminek következménye a kopás gyorsaságának növekedése. A sebesség nagyobb mértékű változtatásával a kopás jellege is változhatik. Csökkenő sebességnél a kráteres jellegű kopás veszít intenzitásából és a hátfelület kopása kezd jelentősebb lenni. Ennek megfelelően az élmögötti fajlagos terhelés változik, ami elsősorban a keményfémszerszámoknál változtatja meg az élszögek legkedvezőbb értékét.

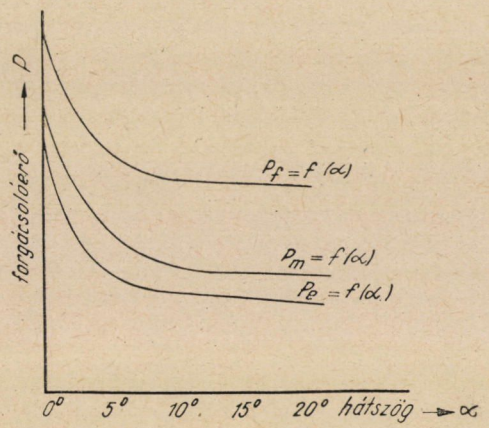
5. A fellépő erők támadáspontjának ott van jelentős befolyása az élszögértékekre, ahol megszakításos megmunkálás van és a szerszám hajlítószilárdsága nem elég nagy. Így megszakított felületnek keményfémmel történő esztergálásánál és keményfém-homlokmaróknál az ütésszerű forgácsleválasztás kezdődhetik a szerszám csúcsán (3. ábra), az egész felületen egyszerre, vagy a szerszám legbelső forgásban lévő pontján. Ezen körülmények a szerszám hajlítószilárdságától és a keletkező erők nagyságától függően megváltoztathatják a folytonos terhelésnél kapott homlok- és terelőszög legkedvezőbb értékeit.

Ismerve azt, hogy mely tényezőket kell a legkedvezőbb élszög vizsgálatánál állandó értéken tartani, áttérünk az egyes élszögek változtatásának a forgácsolóerőre és éltartamra gyakorolt hatására. Elsősorban az esztergakést vizsgáljuk és az élszögek közül a hátszög (α), a homlokszög (γ), a terelőszög

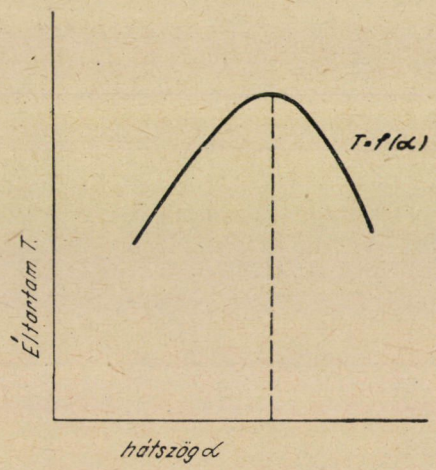
(λ), az elhelyezési szög ($\varkappa$) és a mellékélelhelyezési szög (τ) változásának befolyását.

A szerszám hátszögének (α) legkedvezőbb értéke

Először a forgácsolóerők és a hátszög összefüggéseit vizsgáljuk. A közöttük lévő összefüggést a 4. ábra tünteti fel. A $P = f(\alpha)$ függvénynek szélső értéke



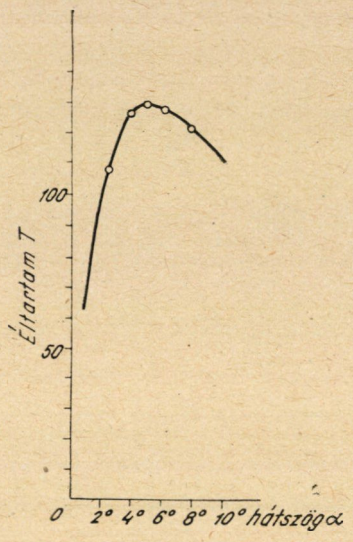
4. ábra. A forgácsolóerők változása a hátszög függvényében. P_f fő, P_e előtolásirányú, P_m fogásmélység-irányú forgácsolóerő



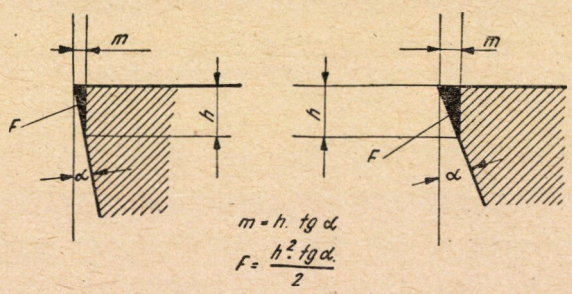
5. ábra. Az éltartam változása a hátszög függvényében. Keményfémekre jellemző ábra

nincs, a hátszög növekedésével a forgácsolóerők csökkennek és aszimptotikusan közelednek egy legkisebb értékhez. A forgácsolóerő-csökkenés eleinte ($\alpha = 2$—5°-ig) erős mértékű — a súrlódóerők erős csökkenése következtében, — majd lassabban csökken és $\alpha = 10$—15°-tól kezdődően a csökkenés gyakorlatilag nullának vehető.

Az éltartam-hátszög összefüggés általános diagrammját az 5. ábra tünteti fel. A $T = f(\alpha)$ éltartam-hátszög függvénynek mindig van maximuma, így a hátszög adott körülmények közötti értékére határozott optimális érték található. Mivel gyakorlati esetekben az éltartam szempontjából optimális α érték mindig arra a területre esik, ahol a hátszögtől függő forgácsolóerő már közel



6. ábra. Az éltartam változása a hátszög függvényében gyorsacélnál (Dongen—Stegwee)



7. ábra. A lekoptatott köbtartalom (keresztmetszet) (F) nagysága adott hátkopásnál növekvő α-val nő

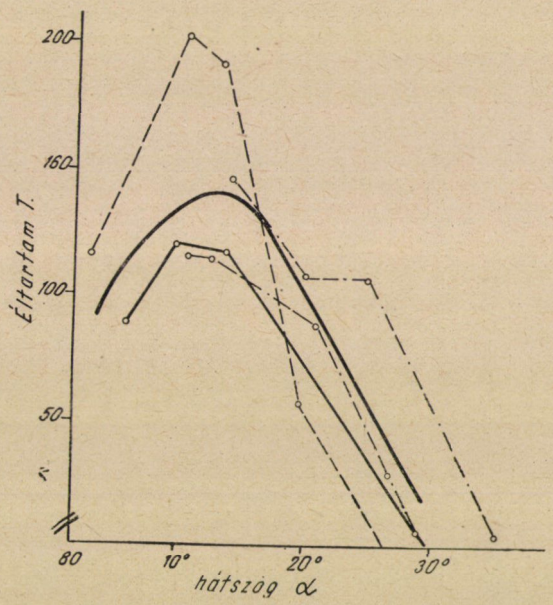
a legkisebb értéket vette fel, ezért a választást egyedül az éltartam dönti el.

A hátszög nagysága a keletkező és elvezetett hőmennyiséget (azaz a szerszám hőfokát), a kopás mértékét és a szerszám élszilárdságát befolyásolja. A kopás jellege független, csak intenzitása függ a hátszögtől.

A folyamat megvilágításánál az éltompulás egyes fajtáit külön kell megvizsgálni.

A hő következtében keletkező eltompulásnál a szerszámél hőmérsékletének változását vizsgáljuk a hátszög függvényében. A szerszámél hőmérsékletét

a keletkező és az elvezetett hőmennyiség viszonya határozza meg. Ha az α szög kicsiny, a nagyobb súrlódás következtében a keletkező melegmennyiség nagyobb, amelyet nem tud ellensúlyozni az, hogy a nagyobb ékszög (β) következtében nagyobb keresztmetszet áll rendelkezésre a meleg elvezetésére. A hátszög növelésével a súrlódóerő csökken — a forgácsolóerőkhöz hasonlóan (4. ábra) — és ezzel együtt a keletkező hőmennyiség is. Az α növekedésével viszont a hőt elvezető keresztmetszet is csökken és ez egy határon túl jelentősebben befolyásolja az élhőmérsékletet, mint a súrlódóerő csökkenése.



8. ábra. Éltartam változása a hátszög függvényében keményfém-homlokmarásnál krómnikkel anyagon. Mérési eredmények és középérték-görbéi (Grudov—Volkov)

A hő következtében leginkább szerszámacélanyagokkal végzett nagyoló megmunkálásnál szokott éleltompulás bekövetkezni. A 6. ábra gyorsacélszerszámmal végzett esztergálásnál adja meg a hátszög és éltartam-összefüggést. Az éltartamnövekedés görbéje kezdetben igen meredeken emelkedik, majd a tetőpont elérése után lefelé hajlik, de nem olyan meredeken, mint felszálló szára.

Hátkopásos éltompulásnál az adott hátkopáshoz tartozó éltartam a szerszámról lekoptatott anyag köbtartalmával, illetve keresztmetszeti területével *(F)* egyenesen arányos. A lekoptatott keresztmetszet a hátszög tangensével arányos (7. ábra). Ezen szempontból kívánatos minél nagyobb α szög választása. Az α növelésének szilárdsági követelmények szabnak határt, mert a szerszám éle meggyengül s a forgácsolóerő hatására letörik, az él kicsorbul. A forgácsolóerőt, illetve annak egységnyi élhosszra vonatkoztatott részét, az élterhelést,

a forgácsolt anyagon kívül még igen erős mértékben befolyásolja a forgácsvastagság, ezért a hátszög optimuma az előtolás nagyságától is erősen függ. A hátkopásos eltompulás melletti $T = f(\alpha)$ diagrammot mutatja a 8. ábra, melyet Grudov és Volkov krómnikkelanyagnak keményfémmel történő homlokmarásánál határoztak meg.

Itt kell megemlíteni a simítószerszám hátszög-kérdését is. Simításnál, függetlenül az anyag minőségétől, mindig hátkopás jelentkezik a szerszámon. Szívós anyagnál is a hátkopás a jellemző kopás, mivel a kráteres kopást okozó homlokfelületen lesikló forgács nyomása, a vékony forgácsvastagság következtében olyan kicsi, hogy a homlokfelületet jelentéktelenül koptatja.

Simításnál a hátszög változásának függvényében a mérettartás és a felületminőség kérdése érdekel bennünket. A felületsimaság, szovjet vizsgálatok szerint,



9. ábra. A felületi simaság és a hátszög közötti összefüggés

növekvő hátszöggel javul, mint ezt a 9. ábra mutatja. A mérettartás szempontjából az a kívánatos, hogy a kopás m mérete (7. ábra) a legkisebb legyen. Ha feltételezzük, hogy az éltartam itt is a lekoptatott köbtartalommal arányos, akkor kötött méretnövekedéskez, azaz adott m-nél akkor kapjuk a legnagyobb kopási köbtartalmat, ha α értéke minél kisebb. Kis hátszögnél a nagyobb súrlódóerő és hőmérséklet miatt a kopás sebessége okvetlenül növekedni fog. Ezen meggondolás alapján mérettartás szempontjából okvetlenül kell optimális hátszögértéknek lennie. Ezen következtetés helyességét igazoló kísérlet eddig még nem ismeretes.

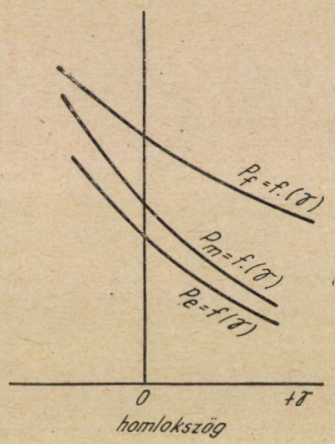
Kráteres kopás esetében a hátszög erősmértékű növelése a hátkopásnál tárgyalt előnyökkel nem jár és csak az él szilárdságát csökkenti. Ezért adódik nagy előtolás esetén a legkedvezőbb hátszögérték kisebbre, mint hátfelületi kopást okozó kis előtolás esetén.

A kráteres kopásra jellemző görbét keményfémnél az 5. ábra adja. Kezdetben a hátszög növelésével az éltartam növekszik. Ezen szakaszban a surlódás következtében keletkező meleg a hátszög növelésével csökken és az élhőmérséklet is csökken. A kisebb hőmérsékletű szerszám jobban ellen tud

állni a forgács koptató hatásának, ami éltartamnövekedésben jelentkezik. E szakaszban az éltartamnövekedés görbéje fokozatosan emelkedik. A tetőpont elérése után a görbe jellege meredeken lefelé eső. A hátszög növelésével ugyanis az élszilárdság kismértékű csökkenése is már azt eredményezi keményfémnél, hogy az él hajlamossá válik a kicsorbulásra.

Az elmondottak alapján a hátszög értékének meghatározásánál csak az éltartamra kell tekintettel lenni és a munkadarab, valamint a szerszám anyagán kívül az előtolás nagyságát is figyelembe kell venni.

A mellékél hátszöge (α') működésileg azonos a főél hátszögének értékével, optimumának értéke általában ezzel azonos helyen adódik.



10. ábra. A forgácsolóerők változása a homlokszög függvényében

A szerszám homlokszögének (γ) legkedvezőbb értéke

A homlokszög és a forgácsolóerők közötti összefüggés diagrammját a 10. ábra mutatja. A $P = f(\gamma)$ függvénynek a gyakorlati határokon belüli szélső értéke nincs, növekvő homlokszöggel csökkenő értéket mutat. A főforgácsolóerő (P_f) kevésbbé meredeken, az előtolás- (P_e) és a fogásmélység-irányú (P_m) erők erősebben csökkennek. Igy a forgácsolóerő szempontjából a lehető legnagyobb homlokszög a kívánatos.

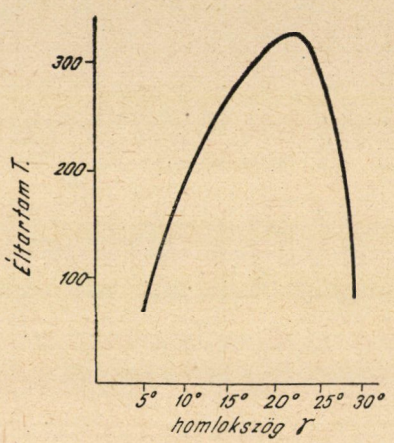
A homlokszög-éltartam összefüggésben a $T = \mathrm{f}(\gamma)$ függvénynek mindig határozott csúcsértéke van, amelyhez tartozó homlokszög az éltartam optimális homlokszöge.

A forgácsolóerőknek szélső értéke nem lévén, a legkedvezőbb homlokszög-választást ez nem döntheti el, hanem elsősorban az éltartam lesz az irányadó. A forgácsolóerő annyiban befolyásolja γ választását, hogy akkor, ha a gép-munkadarab-szerszám-rendszer nem elegendő merevsége, vagy a motor kis teljesítménye miatt a forgácsolóerők csökkentése a kívánatos, az éltartam-

ból adódó optimális homlokszög-érték helyett nagyobb homlokszöget választunk. Hogy a γ éltartam-optimumától a forgácsolóerő csökkentése érdekében milyen mértékig térünk el, azt az adott körülmények szabják meg.

Keményfémnél az éltartam szempontjából optimális homlokszög kisértékű, esetleg negativ és erősen eltér az erő szempontjából kívánatos homlokszögtől. Ebből adódik az az erős homlokszög-értékkülönbség, ami keményfémnél mind az irodalmi, mind a gyakorlati, ajánlott értékekben adódik.

Az éleltompulás különféle eseteit vizsgálva, a hő következtében történő eltompulásnál γ növelésével a forgács-deformáció és ennek következtében a keletkező hőmennyiség is állandóan csökken. Viszont ugyanakkor a meleg-



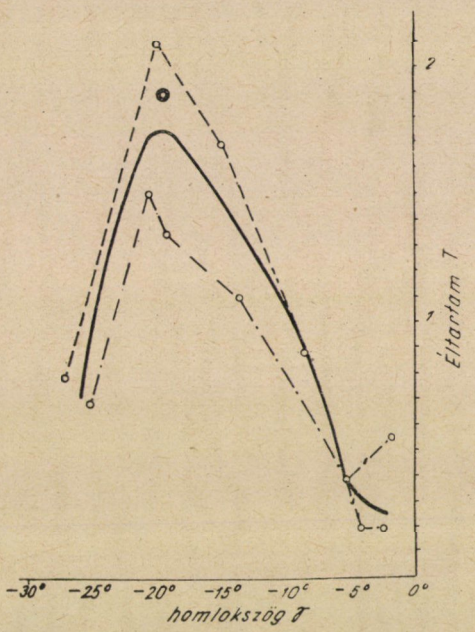
11. ábra. Az éltartam változása a homlokszög függvényében gyorsacélszerszámmal lágyacélon végzett félnagyoló esztergálásnál (Boston—Gilbert)

elvezetés az ékszög (β) csökkenése következtében csökken. Amíg a deformációs melegmennyiség csökkenése jelentősebb, mint az elvezetőképességé, az éltartam növekszik. A legkedvezőbb érték elérése után a hőelvezetőképesség csökkenése jelentősebb, mint a melegmennyiség csökkenése és ekkor az éltartam megint csökkenni kezd. A hő következtében beálló eltompulásra jellemző diagrammot a 11. ábra mutatja, mely lágyacélnak gyorsacéllal végzett, félnagyoló esztergálásánál az éltartam-homlokszög összefüggése.

Hátkopással eltompuló szerszámoknál elvileg a lehető legnagyobb homlokszöget kell választani, amit az adott viszonyok mellett a szerszám éle még szilárdságilag kibír. Rideg anyag forgácsolásánál az él mögötti terhelés egész keskeny sávon (0,1—0,2 mm) igen nagy, ezért keményfémeknél ezen a részen lemorzsolódás keletkezhetik nagyobb homlokszögeknél akkor is, amikor a szerszámél egyébként megfelelő szilárdságú lenne. Ezen esetekben megszüntethető a lemorzsolódás azzal, hogy ezen a keskeny (0,2 mm-es) részen az élmögötti homlokfelületet negatív homlokszöggel szilárdabbá tesszük.

Az igénybevétel módjától függően, hogy az nyugodt, változó, vagy ütésszerű, az optimális homlokszög értéke pozitívtól egészen erősen negatívig változhat. Igy pl. keményfémmel végzett homlokmarásnál a 12. ábra szerint γ optimális értéke $-20°$-nál adódott.

Kráteres kopás esetében a szerszámél szilárdsági viszonyai a kopás folyamán állandóan romlanak, ahogy a kráter széle az élhez állandóan közeledik. Keményfém esetén nagyobb (0,3) előtolás mellett a kopás folyamán meggyengült rész erősen kicsorbul, amely nem kívánatos eléletlenedési mód. Kis



12. ábra. Az éltartam változása a homlokszög függvényében keményfémmel CrNi anyagon végzett homlokmarásnál (Grudov—Volkov)

előtolásoknál ($e < 0{,}2$) az él kopik anélkül, hogy kicsorbulna. Igy nagyobb előtolásoknál az élt szilárdabbá kell tenni kisebb (esetleg negatív) homlokszög adásával olyan esetben is, amikor a kis előtolásnál nagyobb homlokszög adja az optimumot.

Vizsgáljuk meg most a kettős homlokszögű homlokfelület kérdését. Ez nem azonos a már említett hátkopásos eléletlenedésnél a túlterhelési lemorzsolódás elkerülésére szolgáló 1—2 tized mm-es szalaggal, illetve lefenéssel. Sem pedig azzal, amikor gazdaságos lapkakihasználás és köszörűkő-takarékosság szempontjából a lapkát úgy helyezik el, hogy a forgácsolásban részt nem vevő felülete a γ szögnél nagyobb szögben van elhelyezve. A vizsgálandó kettős homlokszög esetén mindkettő részt vesz a forgácsolásban, azaz mindkét felület érintkezik a forgáccsal.

Ennek a kettős kiképzésnek csak kráteres kopás esetén van létjogosultsága. Ismeretes, hogy kráterkopásnál a folyamat előrehaladásával a kráter él felé eső széle állandóan közeledik a vágóélhez, míg a túlsó széle a helyét gyakorlatilag nem változtatja. A kopás előrehaladásával a kráter széle, elérve a vágóélt, az élterheléstől függően, a hegyessé vált él lepattan, illetve kicsorbul (nagy terhelésnél), vagy pedig az él is kopni kezd (kis terhelésnél). A kicsorbulást okvetlenül el kell kerülni a gazdaságos lapkakihasználás érdekében, ezért nagy élterhelésnél a kráterkopást csak olyan mértékig szabad megengedni, amíg a kráter széle a forgácsolóélt el nem éri. A kráter-fenék alakja és helyzete a forgácsolási síkokhoz képest a vágóél elérése pillanatában független attól, hogy a homlokfelület elhelyezése kezdetben milyen volt, csak az anyagtól és a forgácsolási viszonyoktól függ. Azt, hogy mennyi idő alatt éri el a kráter széle a vágóélt, — állandóan tartott forgácsolási viszonyok mellett — az a köbtartalom határozza meg, amelyet közben el kellett koptatni. A lekoptatandó mennyiséget úgy növelhetjük, hogy a kráter helyénél, annak élfelőli részén kis homlokszöget, esetleg negatív homlokszöget adunk a képződő kráter közepén túlig egy szalag formájában. Ezen kis homlokszögnek a kráteren túl való folytatása már hátrányos lenne, mert felesleges forgácsdeformálódást és ezzel nagyobb forgácsolóerő-felvételt okozna. Ezen módszerrel elérhető, hogy kisebb erőnövekedéssel az éltartamot növelni tudjuk.

Felvetődik a kérdés, hogy milyen mértékű legyen ez a csökkentett homlokszögű élszalag és milyen esetekben milyen mértékű legyen az élszalag homlokszöge. A szalag mérete ismert és eldöntött kérdés, mert a kráter mérete határozza meg, amely a forgács vastagságával arányos (a jó gyakorlat 1,5× előtolás). Az, hogy elsődleges homlokfelületet (élszalagot) mikor alkalmazzunk és mekkora legyen annak homlokszöge, még mind a gyakorlatban, mind az irodalomban vita tárgya.

A kérdés megvitatásában a következőkre kell a figyelmet felhívnom:

a) A forgács által az időegységben lekoptatott köbtartalom — egyébként azonos körülmények mellett — erősen függ a forgácsolás sebességétől. Növekvő sebesség esetén a köbtartalmat növeli az a körülmény, hogy az időegység alatt több forgács érintkezik a szerszám felületével és hogy a keletkező nagyobb hőmérsékleten a szerszám kopásállósága kisebb; csökkenti az a körülmény, hogy ugyanakkor a forgácsolóerő csökken.

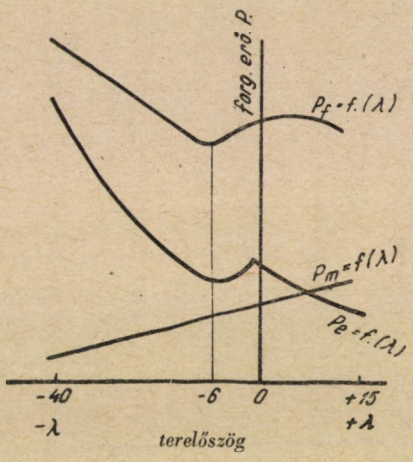
b) A kis homlokszögű élszalag esetén a forgácsolóerő nagysága és a szükséges motorteljesítmény növekszik. Tehát figyelembe kell venni, hogy az erőt és a teljesítményt korlátozó körülmények miatt kihasználható-e gazdaságosan a szerszám megnövekedett éltartama.

c) Csak kráterkopást okozó forgácsvastagság esetén indokolt a kettős homlokszögű homlokfelület alkalmazása.

d) A forgácsolóerő változása esetében — egyenlőtlen ráhagyásnál, vagy megszakított megmunkálásnál — a kráter és a hátfelület közötti rész előbb csorbul ki, mint nyugodt terheléskor.

A terelőszög (λ) legkedvezőbb értéke

A terelőszög alkalmazásánál és értékének megválasztásánál a forgácsolóerőn és éltartamon kívül a forgácseltávozás kívánt módja és megszakított megmunkálásnál az erő támadópontja is jelentős szerepet játszik.



13. ábra. A forgácsolóerő változása a terelőszög függvényében esztergálásnál

A terelőszög a kopás jellegét nem változtatja meg, csak erősségét befolyásolja.

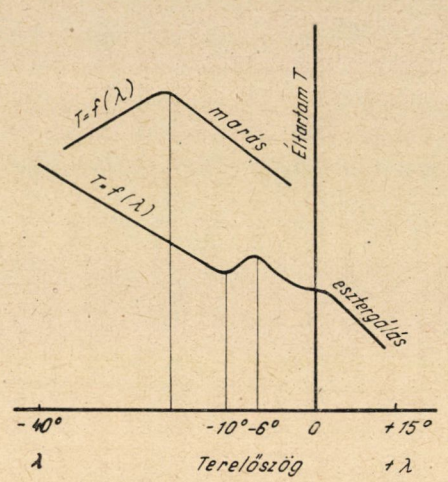
A terelőszög még a mellékél homlokszögét is képezi. Ebből a szempontból a γ-ra tett megállapítások ránézve is érvényesek. Különösen nagy előtolás esetén jelentős a terelőszöggel kapcsolatban a mellékél szerepe és annak kedvező, vagy kedvezőtlen forgácsolási körülményei befolyásolni tudják az éltartamot.

A terelőszög és a forgácsolóerők összefüggését esztergálásnál a 13. ábra mutatja. A forgácsolóerőnek erős negatív terelőszöggel történő növekedése arra vezethető vissza, hogy a forgácsot másodlagosan is deformálni kell.

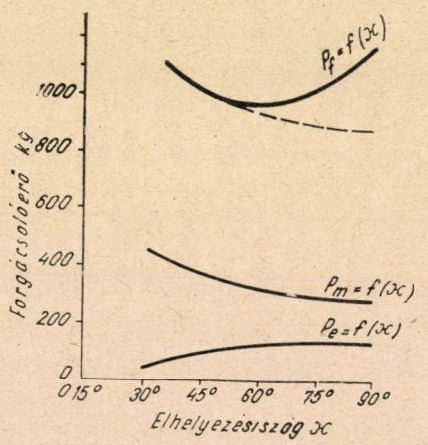
A terelőszög és éltartam-összefüggés a 14. ábrán látható esztergálás és marás esetére keményfémnél. Az esztergálásnál túl nagy negatív értéket csak különleges esetekben — igen kemény anyagoknál — érdemes adni az erőnövekedés miatt és azért, mert a forgácsot erősen a munkadarabnak tereli.

Szerszám- és gyorsacélok esetében az amerikai gyakorlat szerint a nagy pozitív terelőszög előnyösen befolyásolja az éltartamot, de ennek módszeres vizsgálatáról az irodalomban adatok nem találhatók.

Marásnál a $\lambda = -15°$ körül adódó optimális értékét a támadópont is befolyásolja.



14. ábra. Az éltartam változása a terelőszög függvényében keményfémmel végzett esztergálásnál és marásnál



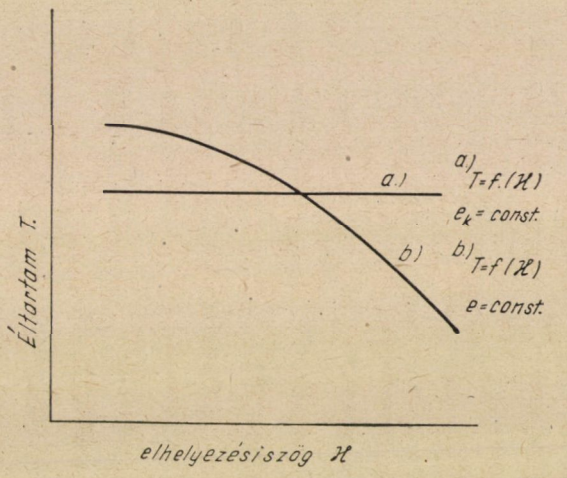
15. ábra. A forgácsolóerők változása az elhelyezési szög függvényében. A P_f-görbe szaggatott vonalú folytatása Schlesinger mérései szerinti, a teljes vonalú rész Grudov eredményei szerinti

Az elhelyezési szög ($\varkappa$) legkedvezőbb értéke

Az elhelyezési szög és a forgácsolóerő közötti összefüggésre az irodalomban két felfogás található (15. ábra). Az egyik Schlesinger mérései alapján az, hogy a főforgácsolóerő (P_f) az elhelyezési szög növelésével állandóan

csökken (szaggatott vonal). A másik felfogás Grudov mérései alapján arra a megállapításra jutott, hogy a főforgácsolóerő az elhelyezési szög növelésével csak 50—55°-ig csökken, utána ismét emelkedni kezd (teljes vonallal kihúzott görbe P_f-re).

A másik két erő jellegére megegyeznek a vizsgálatok, hogy az előtolásirányú erő (P_e) növekszik, a fogásmélységirányú erő (P_m) pedig csökken az elhelyezési szög növelésével. A főforgácsolóerő jellegében adódó különbség okait keresve, megállapítható, hogy Schlesinger méréseinél a mellékél elhelyezési szöge (τ) állandó volt, míg Grudov a csúcsszöget (ε) tartotta állandónak, aminek következtében a mellékél elhelyezési szöge állandóan csökkent. Ez a



16. ábra. Az éltartam változása az elhelyezési szög függvényében. *a* állandó közepes forgácsvastagság, *b* állandó előtolás esetében

körülmény némileg magyarázza, de nem igazolja teljes mértékben a különbséget. Ennek pontos tisztázása ilyen irányban végzett kutatást igényelne, amelynek meg kellene állapítania, hogy milyen körülmények között áll fenn az egyik, illetve a másik eset és a gyakorlatban melyik a fontosabb.

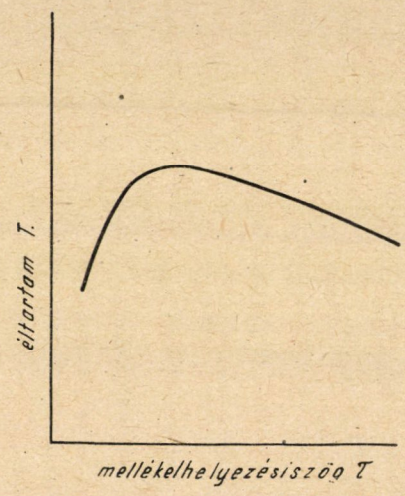
A kérdés tisztázása gyakorlati szempontból hazai viszonylatban azért lenne jelentős, mert nem-korszerű gépeken végzett gyorsított vágásnál a forgácsolóerő a korlátozó tényező és ezért azonos forgácsmennyiség leválasztása mellett a legkisebb erőre kell törekedni. Igy a kérdés tisztázása a gyorsított vágáshoz alkalmazandó kés leghelyesebb elhelyezési szögére adna választ.

Az elhelyezési szög és az éltartam közötti összefüggést esztergálásnál vizsgálva, két esetet kell megkülönböztetnünk. Ha a fordulatonkénti előtolást állandónak tartjuk és az elhelyezési szöget változtatjuk, a 16. ábra *b* görbéjét kapjuk, amelyből az az általánosan ismert megállapítás szűrhető le, hogy az elhelyezési szög növelésével az éltartam csökken. Ez természetes is, mert

ugyanazon forgácskeresztmetszet leválasztása rövidebb élvonallal történik, tehát a forgácsvastagság növekszik, amelynek növekedésével az éltartam csökken. Ha a forgácsvastagságot, e_k-t állandónak tartva változtatjuk az elhelyezési szöget, azaz az előtolásértéket, e-t, az elhelyezési szögnek megfelelően változtatjuk, akkor a 16. ábra a egyenesét kapjuk, mely szerint az éltartam változatlan az elhelyezési szög függvényében.

A mellékél-elhelyezési szög (τ) legkedvezőbb értéke

A forgácsolóerő és a mellékél-elhelyezési szög közötti összefüggésre végzett kísérleteket nem ismerünk. A görbe jellege valószínűleg hasonló, mint



17. ábra. Az éltartam változása a mellékél elhelyezési szöge függvényében

a hátszög-forgácsolóerő összefüggése (4. ábra). Az éltartam és mellékél-elhelyezési szög összefüggést a 17. ábra mutatja. A $T = f(\tau)$ függvénynek maximuma van, azaz a mellékél elhelyezési szögének optimuma a $\tau = 10-15°$ értéknél. A kisebb értékeknél meredeken esik a görbe, a nagyobb értékeknél laposan.

Szívós anyagoknak keményfémmel történő nagysebességű esztergálásánál a mellékél a kráternál kísérleteink alkalmával $\tau = 45°$ mellett következetesen kicsorbult mindaddig, amíg a mellékél τ szögét kb. 3 mm hosszon 15°-ra nem módosítottuk.

Az egyes élszögek befolyásának tárgyalását befejezve, meg kívánom említeni, hogy a közölt diagrammok egyrésze (amelyek mellett szerepel a szerző neve), az irodalomból vett, végrehajtott kísérletek alapján léptékhelyesen adott, míg a másik rész csak helyes arányokban készített, elvi ábrázolás.

Az eddig elmondottak alapján a legkedvezőbb élkiképzés adott körülmények közötti megmunkálásra oly számos tényezőtől függ, hogy pontos értékei csak kísérletileg határozhatók meg.

A kísérletek nemcsak laboratóriumi viszonyok mellett végezhetők, hanem az üzemekben produktív gyártáson végzett kísérletek is lehetségesek, megfelelő nagy sorozat vagy folyamatos gyártás mellett.

Ha pl. egy esztergakés legkedvezőbb homlokszögének nagysága volna meghatározandó, úgy kell eljárni, hogy 5—6, egymástól 3—5°-ban különböző homlokszöggel köszörült késsel végzünk megfigyelést, megállapítva minden esetben az éltartamot és a gép áramfelvételét. Ügyelni kell arra, hogy az összes többi tényező változatlan maradjon. Igy elsősorban a megmunkált anyag egyenletes legyen, mert ez igen erősen befolyásolja az éltartamot és a forgácsolóerőt. A vágósebesség állandósága az éltartam szempontjából alapfeltétele a helyes mérésnek. Továbbá az összes többi forgácsolási- és szerszámkialakítási adatnak, mint előtolás, fogásmélység, hűtési mód, hátszög, elhelyezési szög, csúcssugár és mellékél-elhelyezési szög, változatlannak kell maradnia. Hogy ha szerszámanyag minőségének különbségét is kiküszöböljük, a vizsgálatot lehetőleg mindig ugyanazzal a késsel végezzük, különböző homlokszögekre köszörülve. Az eredmény pontosságának növelése érdekében lehetőleg minden mérést két késsel végezzünk. Ügyelni kell még, hogy a teljesítmény-, illetve áramerősségleolvasás mindig a szerszámnak azonos állapotában történjék, — a legcélszerűbb rögtön a kezdetben.

Az éltartam idejének meghatározásánál pedig a kés-eltompulás mértéke kell, hogy mindig azonos legyen, akár meghatározott kopással, akár teljes leégéssel, akár a csorbulás jeleinek kezdetével állapítjuk meg.

Az így kapott 10—12 mérési pont eredményeit két diagrammban rakjuk fel. Mindkettőnél a vízszintes tengelyre a γ homlokszöget, a függőleges tengelyre az egyiknél a talált éltartam-időket, a másiknál a leolvasott teljesítmény-, illetve áramerősség-értékeket visszük fel. A teljesítmény, illetve az áramerősség a főforgácsolási erőre (P_f) az optimum helyét adja.

A legkedvezőbb élkialakítás kérdésének összefoglalásaként megállapíthatjuk, értékét olyan sok tényező befolyásolja, hogy a pontos meghatározás módszere a gyakorlat számára használhatóan még nem áll rendelkezésre. Egyes összefüggések még nem egészen tisztázottak.

Az előadottak alapján hazai vonalon megvizsgálandónak tartom főleg az elhelyezési szög körüli eredmények különbözőségét. Meg kellene állapítani, hogy gyakorlati szempontból a τ mellékél-elhelyezési szög vagy az ε csúcsszög állandó értéken tartása a fontosabb-e?

A teljes tisztázottság esetén is felmerülhet az a kérdés, hogy a gyakorlatban mikor és milyen mértékig van célja a sok befolyásoló tényező figyelembevételének? A felsorolt megállapítások magukkal vonhatják azt is, hogy eddigi módszereinket és gyakorlatunkat felül kell vizsgálnunk helyesség szempontjából.

HOZZÁSZÓLÁSOK

ZDENEK PŘIKRYL

Egyetértek Pogány Tibornak a γ szögre vonatkozó megállapításaival, de megjegyzem, hogy a forgácsolási feltételeket nem lehet hajszálpontosságra meghatározni. A szalag méreteinél is meg kell elégedni átlagos, megközelítő értékekkel. A fínom pontosságú megkülönböztetéseket egyelőre még figyelmen kívül kell hagyni a gyakorlatban. Ilyen például a negatív—pozitív homlokszög-értékek kérdése is. Mi is megpróbáltuk azt, hogy ahol nem sikerült a feladatot megoldani, ott negatív szögeket alkalmaztunk. Ebből azonban az amúgy is nagyon drága anyagok pazarlása következett. Nem gazdaságos a szög-kérdés előtérbe helyezése, ha az a pontosság rovására megy.

A fínom megkülönböztetéseket tehát csak a legszükségesebb esetekben alkalmazzuk, például ha speciális megmunkálásról vagy célszerszám kialakításáról van szó.

Az α szögre értékes tapasztalataink vannak. Az α szögnek 15°—18°-ra növelésével marásnál két-háromszorosára emelkedett az éltartam, tehát kétségtelenül igen jó eredményeket sikerült elérni.

WITOLD BIERNAWSKI

Pogány Tibor előadását nagy örömmel hallgattam és néhány eredménynyel szeretném bővíteni azon kísérletek alapján, amelyeket Szerszámgép Intézetünkben folytattunk. Elsősorban a szerszámra ható dinamikus igénybevételt szeretném megemlíteni. A szerszámok csak nagyon ritkán dolgoznak statikus erők hatása alatt. Azok a kinematikai és dinamikai feltételek, amelyek a működő szerszámra hatnak, megváltoztatják a szerszám munkafeltételeit és szögeit is.

Esztergályozásnál a $T = f(\alpha)$ függvénynek növekvő előtolás mellett csökkenő α értéknél van az optimális értéke (lásd az előadás 2. ábráját).

A lengyel kutatások szerint a hátszög hatása az éltartamra nagyobbmértékű a fúrásnál és a marásnál. Marásnál a görbék fordított irányban tolódnak el!

Ez példa arra, hogy milyen óvatosnak kell lenni minden következtetés levonásakor, mert sokszor találkozunk olyan esettel, hogy a levont következtetés csak egyes konkrét forgácsolási körülményekre érvényes.

Másik példa a dinamikus hatásra a gyalukés. Legyen pl. a fogásmélység 5 mm, az előtolás 1 mm, a forgácsolandó anyag szilárdsága 60 kg/mm², a kés szárkeresztmetszete: $b \times h = 25 \times 40$, a kés kinyulás: $l = 1{,}5\,h = 60$ mm, ekkor $P_f = 1000$ kg.

A késszárkeresztmetszetben keletkező feszültség a befogásnál a nyomatékból, mint statikus igénybevétel $\sigma_{st} \cong 10$ kg/mm². $v_o = 15$ m/perc kezdeti, majd maximumig változó forgácsolási sebesség mellett a dinamikus igénybevétel: $\sigma_d = 120$ kg/mm² is lehet.

A forgácsolásnál tehát feltétlenül tekintetbe kell venni az erők dinamikus hatását. Ez természetesen nemcsak gyalulás közben fordul elő, hanem nagyoló esztergálásnál is, amikor a leválasztott forgács keresztmetszete változik, különösen akkor, ha ezeknek az erőingadozásoknak meghatározott frekvenciájuk

van, mert a dinamikus hatáson kívül a kés még a gép bizonyos rezgését is átveszi.

Ezt a példát azért említettem, hogy érzékeljük, hogy helytelen, ha elméleteinkben csupán a kés statikus munkafeltételeit vesszük tekintetbe. Véleményem szerint itt az ideje, hogy áttérjünk a szerszámokra ható dinamikus munkafeltételek részletes vizsgálatára.

Örömmel hallottam, hogy a magyar szabványok a forgácsolószerszám terelőszögét akkor nevezik pozitívnak, ha a terelőcsúcstól lefelé halad és akkor negatívnak, ha a csúcstól emelkedik. Ez már igen jó lépés előre azért, mert eddig a cseh, lengyel, szovjet és német szabványok azt a szöget nevezték pozitívnak, amely emelkedett. Ez helytelen volt.

Ha hazatérek, megpróbálom ott is átültetni ezt a gyakorlatba.

Pogány jól mutatta be a $\varkappa$ szög befolyását a főforgácsoló erőre, és egyúttal bemutatta Grudov kísérleteit, amelynél ez az erőösszefüggés másként néz ki. Megjegyzem, hogy 1952-ben megjelent Zorev könyve, amely ezt az összefüggést úgy mutatta be, ahogyan Pogány Schlesinger kísérletei alapján ismertette.

Örömmel jelenthetem, hogy saját kísérleteink alapján ugyanolyan összefüggést kaptunk, mint amit az előadó itt bemutatott.

KORDOSS JÓZSEF

A homlokszöggel kapcsolatban vannak tisztázatlan kérdések. Megállapítható, hogy a homlokszög és az éltartósság közti összefüggés jellemzésére gyakran alkalmazott két diagramm: pozitív homlokszögekre vonatkozóan a Gilbert-, negatív homlokszögekre pedig a Larin-féle, nem vonatkozik azonos alapra. Hogy a keményfém-szerszámokra vonatkozóan az éltartósság kérdését ténylegesen összehasonlíthassuk és végleges álláspontot foglalhassunk el, feltétlenül szükséges a kísérletek olyértelmű kiterjesztése, hogy azonos körülmények között, azonos anyagminőség és azonos forgácsolási viszonyok mellett, pusztán csak a homlokszög változtatásával kapjuk meg az éltartósságra vonatkozó összefüggéseinket. Arra az esetre gondolok, amikor egyetlen diagrammban összefoglalva mind pozitív, mind negativ γ-szögre vonatkozóan az éltartósság diagrammját nyerjük. Jelenleg még bizonytalanok vagyunk a tekintetben, hogy milyen természetű a görbe lefolyása. Erre vonatkozólag nincs azonos alapunk. Általában ez a kérdés a forgácsolás sok összefüggő kérdésében még némi bizonytalanságot okoz. Magában a forgácsolóerő vizsgálatának a kérdésében is vannak tisztázatlan problémák.

Hornung Andor előadása során lényegében tisztázta a forgácsolóerő lefolyását. Az általa ismertetett diagrammokat szeretném kiegészíteni. Nevezetesen a forgácsolóerő és a szovjet forgácsolási adatokból forgácsolási sebesség összefüggésére vonatkozóan végzett kísérletek szerint a legkisebb forgácsolóerőt olyan szerszámnál kapták, amelynek $-5°$-os élszalagja és $+20°$-os forgácsszöge van. Ezen túlmenően azonban az is megállapítást nyert, hogy az anyag alakváltozása is hasonló jellegű. Ezt a kérdést azért említem, hogy az alakváltozás és a forgácsoló erők közötti összefüggést kihangsúlyozzam éspedig abból a szempontból, hogy amikor a forgácsolás kérdését tárgyaljuk, az alakváltozás kérdését is nagyon gondosan kell mérlegelni. Az a véleményem, hogy a forgácsolásssal kapcsolatos jelenségeket elsősorban a forgácstőben lejátszódó alak-

változási jelenségek alapján tudjuk elméletileg is megmagyarázni. Javaslom, hogy kutatóink az elméleti mechanika és a fizika anyagát is használják fel.

Ami most már a homlokszög kérdését illeti, csatlakozom ahhoz a javaslathoz, hogy egyelőre inkább a forgácsolóerő szempontját, tehát a teljesítményigényt vegyük alapul a forgácsoló-szerszám szabványjavaslatok kidolgozásánál.

Az elhelyezési szög kérdésénél úgy látom, hogy az az álláspont alakult ki, hogy változásának befolyására vonatkozóan a Schlesinger-féle meggondolás elfogadható. Szeretném azonban hozzáfűzni, hogy Schlesinger és Grudov adatai különböző alapokon nyugszanak. Grudov kísérletei az elhelyezési szög vizsgálata mellett különösen a mellékél szerepének tisztázására irányultak. Kísérleti eredményei azonban nem magyarázhatók pusztán a mellékél változó terhelésének hatásával. Itt lehetnek egyéb szempontok is. Bizonyos tévedés is előfordulhat, ami feltétlenül további vizsgálatot igényel.

SZÉCSY LÁSZLÓ

A legkedvezőbb élkialakítás olyan sok tényezőtől függ, hogy annak értékei *adott körülmények* közötti megmunkálásra — Pogány Tibor szerint — csak kísérletileg volnának meghatározhatók. Ilyen adott körülményekhez való kísérletezés azonban csak különleges esetekben és tömeggyártásban jöhet számításba.

Az általános gyakorlat részére — főleg a késféleségek szempontjából — egyetlen megoldás van: a legkedvezőbb, de kompromisszumos élszög-értékek irányelvkénti rögzítése. Ezt adja a gyakorlatnak a szabvány. Igen nagy horderejű tehát az, hogy a szabvány jó legyen.

A szabványos késeknél 45°, 60°, 75° és 90°-os *elhelyezési szögek* nyernek alkalmazást. A 75° és 90°-nál Grudovnak Schlesingertől eltérő megállapítása szerint nagyobb a főforgácsolóerő, mint a 60°-os elhelyezési szögnél.

A csúcsszög állandó és nem állandó értéken tartása erre nem ad magyarázatot, ellenben elfogadható Kazinczy László levezetése, és így a Schlesinger szerinti csökkenő főforgácsolóerő alapján a 75° és 90°-os kések általános alkalmazása továbbra is jogosultnak tekinthető. Mégis további vizsgálat tárgyává kell tenni a gyakorlat számára a 45°, 60° és 75°, 90°-os kések párhuzamba állítását a főforgácsolóerő, a fajlagos forgácsolási ellenállás és az azonos előtolás melletti élterhelés összefüggésében.

A *mellékél-elhelyezési* szög optimuma az éltartam szempontjából — — Pogány közlése szerint — 10—15° Ez nagyolásnál lehet fontos, simításnál a csúcssugáron túl mellékél-befolyás nem érvényesülhet.

A szabványos késeknél 5, 15, 30 és 45°-os mellékél-elhelyezési szögértékek fordulnak elő. Az 5°-nál kisebb bizonyosan hátrányos; de a 45°-os hátrányát — azonos ε mellett — még nem látom igazoltnak.

Az 5°-os az új szabványban már 8° lesz és — amennyiben a 10—15°-os érték jelentősége kellőképen beigazolást nyer — a 30 és 45°-os szöggel rendelkező kések módosítását lehet javasolni úgy, hogy a főélhez csatlakozó rövid szakaszon 10—15°-os mellékél-elhelyezési szög legyen kialakítva.

A *negatív terelőszöget* a gyakorlat főleg csak a kés csúcsának kimélése érdekében alkalmazza. Megszakított felületnél mellőzhetetlen.

A negatív terelőszög a mellékélnél hasonló szerepet tölt be, mint a homlokél a főélnél az *éltartam és a forgácsoló erő* szempontjából. Ennek megfelelően a

negatív terelőszögnek az éltartamra növelő hatása lehet, ellenben nem értek egyet a forgácsoló erő és terelőszögre közölt összefüggéssel, amely szerint —6°-nál kisebb lenne a főforgácsolóerő, mint 0 érték esetében. Ennek behatóbb megvizsgálása a szabványos értékek szempontjából is igen fontos volna.

A jelenlegi szabvány ugyanis a forgácsolási viszonyoktól függetlenül minden esetre — csak a szilárdság szerint tesz különbséget, — azonosan —3° illetve —5°-t ad.

A készülő új szabvány a változó és a megszakításos terhelésű megmunkálást veszi figyelembe, nyugodt terhelés esetén csak nagyszilárdságú anyag megmunkálásához ad negatív terelő szöget.

E szerint az új szabványban csak a csúcskimélés szempontja fog érvényesülni. Szükségesnek látom ezért a főforgácsolóerő és terelőszög közötti összefüggést is megvizsgálni és eldönteni, hogy *egyenletes terhelés* esetén van-e és milyen viszonyok között van előnye a negatív terelőszög alkalmazásának? Addig a szabványban a főforgácsolóerő figyelembevételét nem látom indokoltnak.

A *hátszög* értéke a szabványban 5°, illetve a lágyabb anyagoknál 6°.

A két érték, *mint változat*, csak a szilárdság szempontját érvényesíti, azt is csak gyenge mértékben, maga az 5 és 6°-os érték pedig a nagy előtolás esetén szükséges kés-szilárdsági követelményeket elégíti ki.

Az új szabványban némileg érvényesülni fog a hátkopásos és a kráteres kopásos megmunkáláshoz fűződő követelmény is: a hátkopásos rideg anyag megmunkálásához kisebb, kráteres kopásos, szívós anyag megmunkálásához nagyobb hátszöget fog adni — a kés-szilárdsági követelmények kielégítésének rovására.

Ezzel szemben a legkedvezőbb hátszög nagyságát még több tényező befolyásolja. *Minden* tényezőt nem lehet figyelembe venni, mert a késféleségnek a késgyártás és kés-ellátás szempontjából nagy a jelentősége, mégis igen hasznos lenne, ha kísérletileg meghatározott *számszerű* értékek segítségével lehetne eldönteni, hogy mikor melyik tényezőt kell és érdemes előnyben részesíteni.

Szívós anyag, nagy szilárdság,	kis előtolás, illetve nagy előtolás,
Szívós anyag, kis szilárdság,	kis előtolás, illetve nagy előtolás,
Szívós anyag,	simítás,
Rideg anyag, nagy keménység,	kis előtolás, illetve nagy előtolás,
Rideg anyag, kis keménység,	kis előtolás, illetve nagy előtolás,
Rideg anyag	simítás

esetekre kellene a további vizsgálatokat kiterjeszteni. A szabvány kísérleti adatok nélkül a tényezők kombinációit nem veheti figyelembe.

A szögértékek között a legfontosabb és jelenleg a legbizonytalanabb a *homlokszög* értéke.

Az ismertetett Boston—Gilbert-diagramm is világosan megmutatja a homlokszög és éltartam közti összefüggést *gyorsacélra*, miszerint minden esetben *szűk* határ közé szorított optimális érték jön számításba.

Ezzel szemben a keményfémre vonatkozó homlokszög-értékeknél egy kis zür-zavar van. Két irányzat áll egymással szemben : a pozitív és a negatív homlokszög irányzata.

A pozitív homlokszög-irányzat értékeinél is hiba van, mert a gyorsacél határozottabb értékeivel szemben sokkal bizonytalanabbak.

A negatív homlokszög alkalmazására vonatkozó irányzat pedig még nem tudott eléggé megerősödni ; egyrészt, mert a negatív homlokszög összefüggései *nem tisztázottak*, másrészt mert hazai viszonylatban a gépek teljesítőképessége és a gép-munkadarab rendszer még nagy területen nem tud a negatív homlokszöghöz fűződő követelményeknek eleget tenni. Ezért a magam részéről az éltartammal szemben a forgácsoló erő figyelembevétele mellett foglalok állást.

Ezt a helyzetet tökrözi vissza a szabvány is, mégpedig a jelenlegi szabványt, mint régi eredetűt, ebből a szempontból már nem is számítva, a készülő, új szabvány, amennyiben az általánosan megmunkálandó anyagokhoz továbbra is pozitív homlokszöget ajánl és csak a 140 kg/mm^2-nél nagyobb szilárdságú acél és a kéregöntés megmunkálására fog negatív homlokszöget tartalmazni. A tervezet szerint az értékek felépítésénél Pogány szempontjai : a hátkopás, a kráteres kopás, az igénybevételi mód, az előtolás és a negatív értékek felé való eltolódás — nem nyernek alkalmazást.

Ezért a Pogány Tibor által levezetett összefüggésekhez számszerű értékek is kellenek és ha a kísérletek szolgáltatni fogják, akkor a szabványt is azoknak figyelembevételével lehet majd újból módosítani.

Jelenleg csak a közölt szempontok figyelembevételét látom indokoltnak, de ki kell hangsúlyoznom, hogy a legsürgősebbnek a Biernawski Witold által ismertetett dinamikus hatást kellene úgy kidolgozni, hogy számszerű szögértékekben figyelembe lehessen venni.

KOMESZ JÁNOS

Az előadó végigvezetett bennünket a szerszámok élszögeire befolyással bíró tényezőkön és befolyásuk jellegét, a legtöbbnél a befolyás mértékét is, szemléltetően ismertette.

Meglepően hat ezért összefoglalásának ez a mondata : »Az eddig elmondottak alapján adott körülmények közötti megmunkálásra a legkedvezőbb élkialakítás oly számos tényezőtől függ, hogy pontos értéke csak kísérletileg határozható meg.«

Ennek a megállapításnak csak az élszögértékek »pontos« jelzője miatt van némi létjogosultsága. Kétségtelen, hogy ha bizonyos esetben a gyártás terjedelme miatt (nagysorozat, tömeggyártás) pontosak akarunk lenni, a pillanatnyilag adott összes körülmények között legkedvezőbb viszonyokat érdemes kikísérletezni. Viszont az is tény, hogy sokszor az egyes, befolyást gyakorló tényezők a munka folyamán is, előre nem látható módon és törvényszerűségek nélkül, változni szoktak. Ez utóbbi körülmény miatt tehát nem szükséges a teljes »pontosságra« törekedni, hanem elegendő a kutatási eredményekből megállapítani olyan élszög irányértékeket, melyek talán nem minden esetben a legeslegjobbak, de megfelelőek. Ezekből kiindulva, könnyen lehet a speciális viszonyokhoz is igazodni.

Erre példa a Szovjetunió Szerszámgépminisztériuma kiadványa, amely az ajánlott élkiképzésre vonatkozóan nem terjedelmes, mégis kimerítő előírást tartalmaz. Ez az esztergályozásnál kiterjed az α, γ, $\varkappa$, τ és λ szögre,

valamint a csúcssugárra és az esetleg alkalmazandó élszalagra a munkadarab anyagának, az előtolás és a fogásmélység változásának, a munkadarab — szerszámgép — szerszámrendszer merevségének és az elérendő kivitelnek a függvényében. Ez a gyakorlatnak teljesen megfelel.

Ugyanígy Nikitin, a nálunk járt tanácsadó is, összefoglaló élszögelőírást adott. Sem az Sz. Sz. M., sem a Nikitin-féle előírás nem bonyolult, hanem egyszerűen alkalmazható. A Nikitin-féle előírásnak az a fő jellemvonása, hogy a másodlagos homlokszöget (γ) végig 15°-nak adja meg az Sz. Sz. M. 8, 12, 14° értékével szemben és a kés homlokfelületén alkalmazott élszalag mellett hátfelületen is alkalmaz elsődleges szalagot.

A Nikitin-féle adatok alapján a Szabványügyi Hivatal megkezdte a keményfémkések szabványainak átdolgozását.

Az előadó által felvetett kérdésekről véleményem a következő:

1. Előnyösebb, ha a mellékél elhelyezési szöge állandó, mert ez esetben azonos előtolás mellett jobb a felületi símaság, az éltartamra kedvező befolyása van, és mivel τ-t nem az egész mellékél hosszában kell állandónak tartani, hanem csak rövid szakaszán, még lapkaanyag-pazarlással sem jár.

2. Nagysorozat-gyártásnál érdemes a speciális adottságokhoz alkalmazkodó élkialakítást kikísérletezni.

SZTANKÓ LAJOS

Két kérdéssel szeretnék foglalkozni.

Az egyik az esztergakés beállítása. Az eddigi mód abban állt, hogy — kivéve a lyukesztergálást — a megmunkálandó darab átmérőjének 1%-ával emeltük a kés csúcsát a központ fölé.

Hogy mennyire fontos a szerszám beállítása, eléggé igazolja az a tény, hogy a késmagasság megváltoztatja mind a hát-, mind a homlokszög értékét.

Amikor Nikitin szerint készítettük el a késeket, sok volt a törés. Bikov annakidején járt nálunk, és láttuk, hogy a kést magasabbra állítja. Amikor mi is így jártunk el a Nikitin-féle késeknél, a törés, ha nem is teljesen, de lényegesen csökkent.

Érdemes volna ezzel a központ fölé állítási értékkel is foglalkozni.

A másik gondolat az, hogy az Sz. Sz. M. eljárásoknál és a gyártási előírásnál nem vesszük figyelembe a megmunkálandó anyag összetételét, hanem kizárólag csak az anyag szilárdságára vagyunk tekintettel. Az volt a tapasztalatunk, hogy ha azonos munkakörülmények között, azonos szilárdságú szénacélt, illetve ötvözött acélt munkáltunk meg, akkor a szerszám éltartama az utóbbinál 25—30%-kal kisebb volt. Szerszámaink szabványosításakor, az élszög-irányérték szabványának módosításakor feltétlenül foglalkoznunk kell ezzel a kérdéssel.

BÉRESI SÁNDOR

A 60—70 kg-os szénacélok, a 200 H_B-t eltérő öntöttvasféleségek és egyéb anyagok megmunkálására negatív élszalagot alkalmaztunk.

Ez azt eredményezte, hogy késfogyasztásunk csökkent. Az élszalag szélességére az előtolásnak legfeljebb egyharmadát állapítottuk meg.

Az előadás további hozzászólói:

HORNUNG ANDOR

OSMAN MIKLÓS

AZ ELSŐ ÉRINTKEZÉSI PONT ELHELYEZKEDÉSÉNEK HATÁSA A MARÓKÉS ÉLTARTÓSSÁGÁRA ÉS MEGHATÁROZÁSA GRAFIKUS MÓDSZEREKKEL

MAKÁDI ANDRÁS

Üzemeinkben egyre szélesebb körben terjed el a korszerű marófejek alkalmazása. A marás gazdaságossága azonban nem kielégítő, mert mind a marófejkések természetes elhasználódása, mind pedig rongálódása ezideig a megengedettnél még nagyobb mérvű. A tanulmány célja annak vizsgálata, hogy mely tényezők befolyásolják döntően a marókés gazdaságos kihasználását, tehát nagy vonalakban ismertetni kívánja a gazdaságos gyorsított marás üzemi előfeltételeit és segédeszközeit.

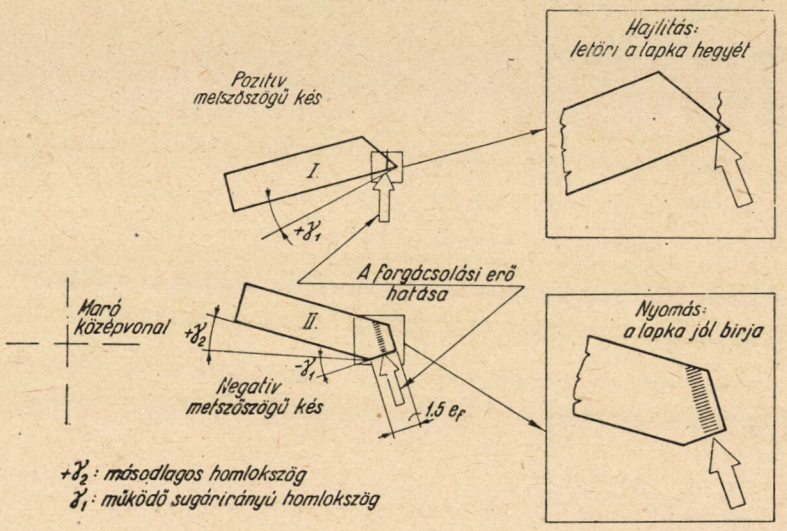
A zsugorított keményfém-lapkák bevezetése után az 1920-as évek végén, illetve az 1930-as évek elején kezdték először alkalmazni a keményfémbetétes marófejeket. Kezdetben azonban csak öntöttvas és általában rövid forgácsot adó anyagok marásához alkalmaztak keményfémet. Az acélok — különösen az ötvözött és nagyszilárdságú anyagok — a technológia akkori fejlettsége mellett nem voltak gazdaságosan megmunkálhatók keményfémbetétes marókkal.

A keményfém ugyanis, mint köztudomású, porkohászati, fémkerámikus termék. Mint ilyen, jó tulajdonságai mellett, sajnos, magán viseli mindazokat a forgácsolás szempontjából kedvezőtlen vonásokat is, amelyek általában jellemzők a fémkerámikus anyagra. Nevezetesen rendkívül nagy keménysége mellett, amelyet magas 800—900 C° hőmérsékleten is megtart, húzó és hajlító erők hatására ridegsége következtében könnyen törik. Természetes tehát, hogy ha a lapkát olyan ütőhatás éri, amely benne húzó feszültséget ébreszt, az ütésnek kitett rész letörik. Már pedig marásnál a szerszám minden fordulatánál ütés éri a kést az anyagba való behatolásakor. Számos sikertelen kisérlet győzte meg a fenti megállapítás helyességéről azokat, akik az 1930-as évek folyamán az általános szabálytól eltérve, kemény vagy szívós acélanyagokat próbáltak keményfémbetétes marófejekkel megmunkálni.

Kézenfekvő volt, hogy először a lapka anyagát próbálták ütésállóvá, szívóssá tenni. Kézenfekvő volt ez a törekvés már csak azért is, mert az 1920-as évek elején előállított öntött keményfémhez képest a zsugorítási eljárás kidolgozása óriási haladást jelentett. Ezzel az eljárással sikerült a lapka szívósságát nagymértékben fokozni anélkül, hogy keménységéből komoly mértékben veszített volna. A kohászati úton való továbbfejlesztésbe vetett remények

azonban csak kis részben váltak valóra. Sikerült ugyan ezen a vonalon is eredményeket elérni, de azokat a felfokozott szívóssági követelményeket, amelyeket a marás technológiai sajátossága megkövetel, egyedül kohászati úton nem tudták biztosítani. A keményfém-lapkák nem voltak elég szívósak ahhoz, hogy a marásnál elkerülhetetlenül fellépő, állandó ütőhatással meg tudjanak birkózni. Az ötvözéssel megfelelően szívóssá alakított keményfém viszont már nem volt eléggé éltartó és alkalmazása nem jelentett volna számottevő teljesítményemelkedést.

A második világháború szerte a világon hatalmas erőfeszítésekre kényszerítette az ipart. Így elsősorban a króm—molibdén—vanádium ötvözetű



1. ábra. Negatív homlokszög esetén csak nyomóigénybevétel ébred a kés élén

páncéllemezek marása került előtérbe, mert tankok és ágyúk páncélzatának és egyes alkatrészeinek gyártásánál ezeket a lemezeket nagy mennyiségben alkalmazták. Ha eddig kívánatos volt a keményfémmel való síkmarás problémájának megoldása, most egyszerre parancsoló szükségességgé vált.

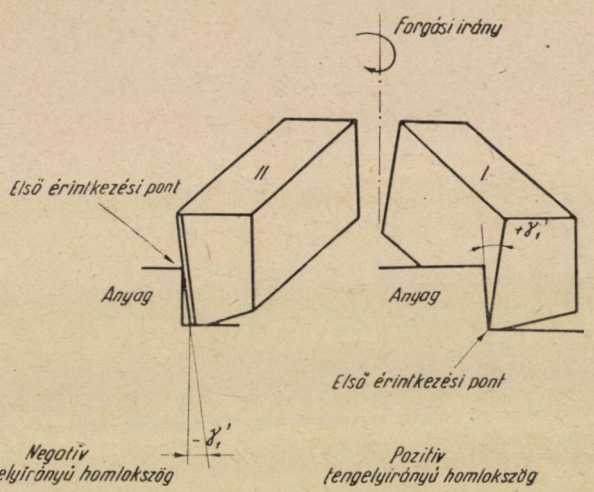
Mivel a probléma kohászati úton való megoldása nem sikerült, a megoldás felé vezető útat technológiai vonalon kellett keresni. Keresni kellett tehát olyan késél-kialakítást, amelynél az ütésállóság mellett a forgácsolás egyéb technológiai feltételei is biztosítva vannak. A kérdés megoldását a negatív homlokszöggel dolgozó marókés kialakítása jelentette. A megoldás elvi lényegét az 1. és a 2. ábra érzékelteti. Az 1. ábra mutatja, hogy a negatív működő sugárirányú homlokszög ($-\gamma_1$) alkalmazása esetén a hajlítás nyomássá alakul át, amit a keményfémlapka strukturális felépítésénél fogva jól bír. A 2. ábra viszont azt mutatja, hogy a negatív tengelyirányú homlokszög ($-\gamma_1'$) alkalmazása következtében az első érintkezés nem a lapka hegyén, hanem a vágóél felső

részén történik. Ennek következtében a kés legérzékenyebb része, a hegye van védve. Számtalan kisérlet és az állandó gyakorlat is azt mutatja, hogy a kés és a megmunkált anyag közötti első érintkezés helyének megválasztása döntő befolyással van nemcsak a marókés ütésekkel szemben való ellenállására, de a két köszörülés közötti élettartam hosszára is.

A negatív homlokszögek alkalmazásának hatása a marásnál kettős :

a) csökkenti a kés és az anyag érintkezésénél fellépő ütőhatást és az első érintkezési pontot a kés hegyéről az élre viszi át, tehát védi a rongálódással szemben a kést.

b) A technológiai értékek megfelelő összehangolása esetén nagyobb vágó-



2. ábra. Negatív tengelyirányú homlokszög esetében az érintkezés a vágóélnek a késhegytől távoleső részén történik

sebességet és előtolást, tehát megfelelő szerszámgép alkalmazása esetén nagyobb abszolut teljesítményt tesz lehetővé, azonban csak a fajlagos forgácsteljesítmény rovására.

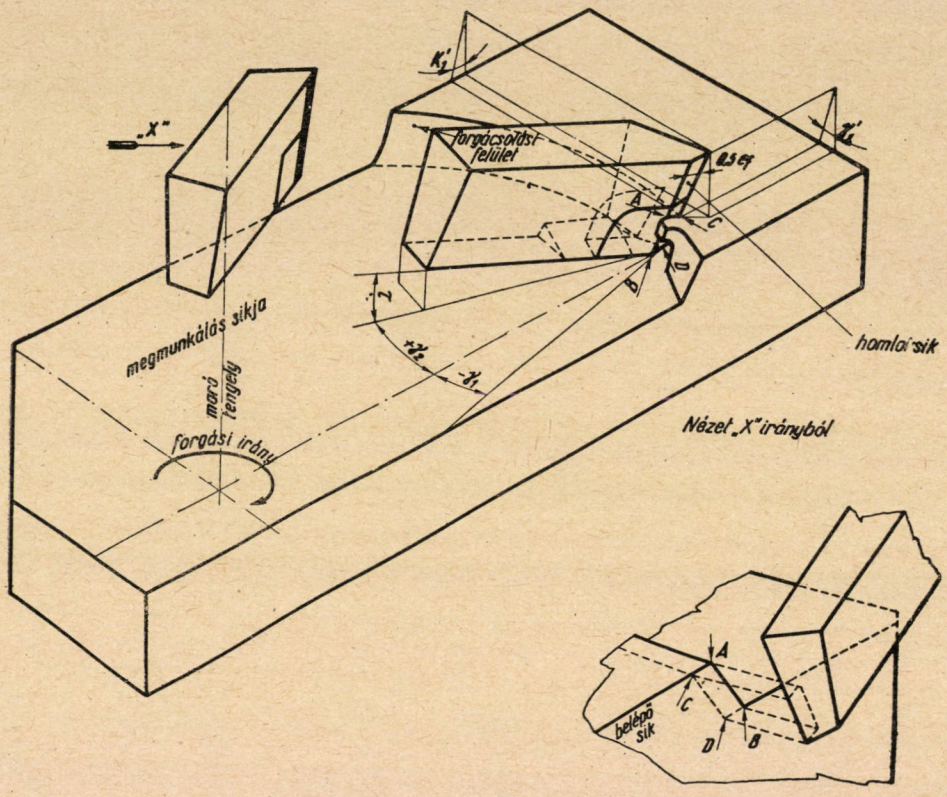
Ha a két szempontot együtt vizsgáljuk, megállapíthatjuk hogy :

a) Viszonylag erős negatív élkiképzés növeli a kés ütéssel szembeni ellenállását, azonban károsan befolyásolja a forgácsképződést. Ez utóbbi káros hatás abban mutatkozik, hogy a fajlagos forgácsteljesítmény erősen csökken, sok energia elvész a kedvezőtlen forgácsképződés miatt és erősen csökken a kés éltartóssága is.

b) Ezzel szemben viszonylag kis negatív vagy éppen pozitív élkiképzés kedvezően alakítja a fajlagos forgácsteljesítményt, viszont a kés ütésre érzékenyebb lesz és a legkisebb, nem várt rendellenesség hatására eltörik.

Az eddigi gyakorlat azt mutatta, hogy lehet olyan munkaviszonyokat teremteni a kés élének helyes kiképzése és a munkadarab belépő síkjának (3. ábra) megfelelő elhelyezése által, amelyeknél :

1. A forgácsolás gazdaságos, mert a negatív élkiképzés ellenére is viszonylag jó hatásfokkal értékesíthető a gépbe vezetett energia.



3. ábra. Marófej-kések vázlata forgácsolás közben, illetve kevéssel a tárgyba való belépés előtt. Az *X* irányból való nézeten jól láthatók az első érintkezés jellegzetes pontjai

2. a forgácsolási teljesítmény nagy, mert a negatív jellegű élkiképzés nagyobb előtolások és vágósebességek alkalmazását teszi lehetővé,

3. a forgácsolás közbeni késrongálódás minimális, mert a munkadarab megfelelő elhelyezésével szabályozzuk az első érintkezési pont helyét.

Az 1. és a 2. követelmény azáltal elégíthető ki, hogy a késeket kettős működő sugárirányú homlokszöggel látjuk el (1. és 3. ábra) és a kések homlokszögeinek megválasztásánál azokat a gyakorlatban jól bevált értékeket alkalmazzuk, amelyek pl. Scsegoljev : Gyorsmarás című könyvében, vagy az Sz. Sz.M. előírásokban megtalálhatók. A γ_1, γ_1' és $\varkappa_1$ szögek legkedvezőbb értékei az egyes megmunkálandó anyagok szerint pontosan ki vannak kísérletezve

és alkalmazásuk eredményre vezet abban az esetben, ha az elsődleges működő sugárirányú homlokszög (γ_1) alatt köszörült élsáv szélessége az előtolásnak kb. másfélszerese.

Az elmondottak elég széles körben ismeretesek, azonban jóval kevésbbé ismerik üzemeink azt, hogy az első érintkezési pont helyes megválasztása milyen lényeges az éltartósság és a kés biztonságos működése szempontjából. Általában az a hiedelem alakult ki, hogy a késél negatív jellegű kiképzésén túl már semmi teendő sem marad hátra, és a negatív homlokszögű kések minden további intézkedés és felügyelet nélkül, egymagukban biztosítják a gazdaságos szerszámkihasználást. Ez a hiedelem — mint a következőkben látni fogjuk — teljesen téves, mert a harmadik követelmény — a rongálódás veszélye nélküli munka — csak abban az esetben teljesül, ha a késél negatív jellegű kialakítása mellett a munkadarab belépő síkjának megfelelő kialakításáról és elhelyezéséről gondoskodunk.

E tanulmány fő célja tehát az, hogy ismertesse az első érintkezési pontnak, mint éltartósságnövelő és a szerszám rongálódásmentes munkáját biztosító tényezőnek szerepét és jelentőségét. Feladata, hogy olyan gyakorlati eszközöket adjon kézbe, amelyeknek segítségével az 1., 2. és 3. pont alatti követelményeket a leggazdaságosabban lehet összehangolni. Ennek a célkitűzésnek megfelelően a teljes kérdést a következő lépésekben fogjuk tárgyalni:

A) milyen tényezőktől függ az első érintkezési pont helye?

B) Az egyes anyagok megmunkálásánál hogyan kell megválasztani az első érintkezési pont helyét? Melyek az előnyös első érintkezési helyek adott anyagnál?

C) Az első érintkezési pont megállapításának elvi kérdései.

D) Az első érintkezési pont megállapításának gyakorlati kivitelezése és a késél behatolási idejének számítása.

E) A fenti kérdésekkel kapcsolatos néhány gyakorlati megállapítás, kísérlet ismertetése.

A továbbiakban feltételezzük, hogy (γ_1 és γ_1') értékeit az irodalmi adatok alapján a különböző anyagokra ismerjük és hogy $\varkappa_1$ értéke is adott a meglévő szerszámon.

A következőkben egyenként fogunk foglalkozni a megjelölt kérdésekkel.

A) Az első érintkezési pont geometriai helyét az alábbi tényezők befolyásolják:

1. A kés működő sugárirányú, és tengelyirányú homlokszögének kialakítása (γ_1, γ_1').

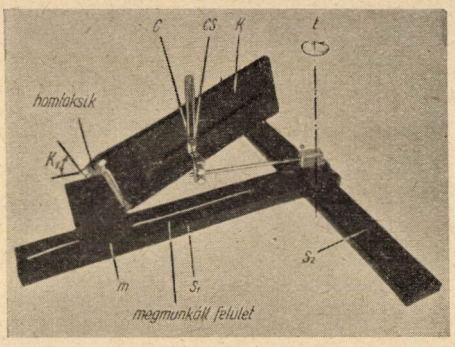
2. A maró tengelyének és a munkadarab belépő síkjának viszonylagos helyzete. (ε belépési szög nagysága.)

3. A késél elhelyezési szöge ($\varkappa_1$).

4. A késél alakja (9. ábra).

A 3. ábrán egy késes fej két kése látható vázlatos ábrázolásban. Az egyik kés éppen forgácsolásban van. Be vannak jelölve a kés technológiai kialakítását jellemző szögek. A másik kés közeledik a munkadarab érintkezési felületéhez, amelyből beütődéskor az A, B, C, D trapéz által meghatározott felületet fogja kimetszeni. A trapéz szélessége azonos a fogankénti előtolással, magassága pedig megegyezik a fogásmélységgel. Vizsgálatainknál a legegyszerűbb betétkésorr-kialakítást fogjuk alkalmazni, ahol a simító él minden lekerekítés vagy átmenőrész nélkül csatlakozik a palástélhez.(9. ábra, *a* típus.) A 3. ábrán mind a metszésben lévő késen, mind a tárgy felé közeledő kés nézetrajzán bejelöltük az előbb említett jellegzetes határoló pontokat.

Az első érintkezés a kés és a munkadarab között igen sokféleképen lehetséges. Történhetik egy pontban és pedig a A, B, C vagy D pontok valamelyikén.



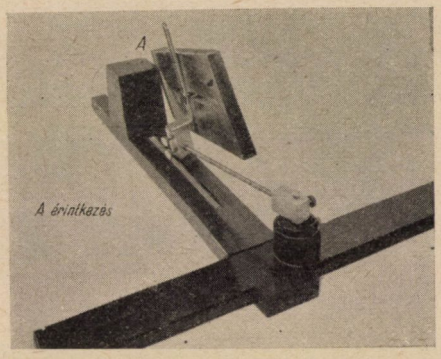
4. ábra. Az első érintkezési pont helyzetének meghatározására alkalmas modell

Történhetik az AB, CD, AC vagy BD egyenesek valamelyike mentén, de történhetik egyszerre a teljes $ABCD$ felületen. Nyilvánvaló, hogy γ_1 és γ_1' homlokszögek kialakításának döntő hatása van az első érintkezési pont helyére. De az ábrából világosan látszik az is, hogy korántsem egyedül a homlokszögek kialakításától függ a munkadarab és a kés első érintkezésének helye. A maró tengelyének távolsága a munkadarab azon oldalától, amelyben a kés behatol az anyagba, ugyanilyen fontos befolyásoló tényező. Szemléltetően vizsgálhatjuk a maróközépvonal eltolódásának hatását a 4. ábrán látható késesfejmodell segítségével.

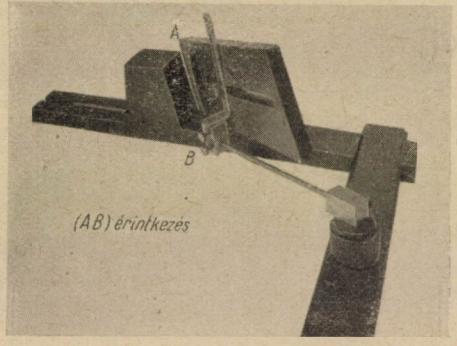
A fából készült modellen a k kés a c csuklórendszer segítségével bármely irányban dönthető és így tetszőleges homlokszögek állíthatók be. Az elhelyezési szög ($\varkappa_1$) változtatása azáltal történik, hogy a kést a *cs* csavar körül elfordítjuk. A maró tengelyét a t tengely jelképezi, amely körül a kés elforgatható. Az m munkadarab helyzetét azáltal változtatjuk, hogy az s_2 sínt az s_1 alapsinen tetszőleges irányban elmozdítjuk. Az m munkadarab előre vagy hátra elmozgatható az s_1 alapsinen és szükség szerint tetszőleges alakú darabra cserélhető ki.

Az első érintkezési pont helyzetének vizsgálatánál a következő jelzéseket fogjuk alkalmazni:

A pontszerű érintkezést annak a pontnak betűjelével adjuk meg, amelyben az első érintkezés megtörtént. (Pl. *A* érintkezés azt jelenti, hogy a kés *A*-val jelzett pontja érintkezett először az anyaggal.) Ha az érintkezés vonal mentén történt, akkor zárójelben adjuk meg a két jellemző pontot. (Pl. *AB*



5. ábra. Ha a belépő sík a maró tengelyén megy keresztül, negatív működő sugárirányú és tengelyirányú homlokszögek esetében az első érintkezés az *A* pontban történik



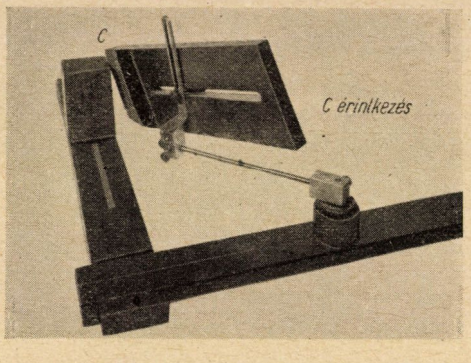
6. ábra. Ha a maró tengelyet az előtolásra merőlegesen elmozdítjuk, az első érintkezés helye a *B* pontba tolódik el

érintkezés azt jelenti, hogy a kés az *AB* él mentén hatolt az anyagba.) Ha egész felületen egyszerre érintkezett a kés az anyaggal, akkor így jelöljük: *(ABCD)*.

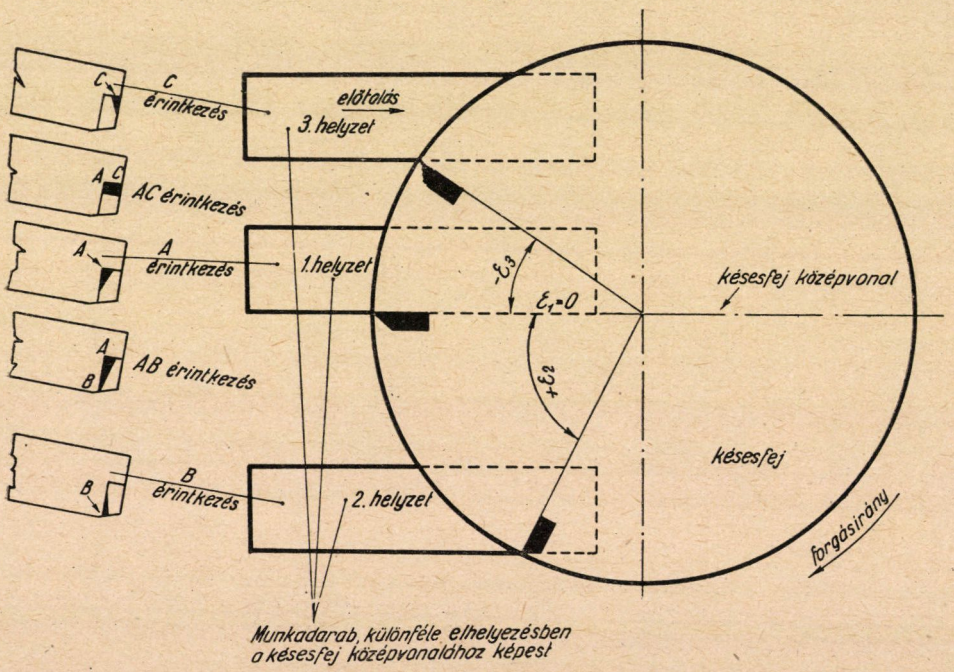
Tiszta pontszerűnek vesszük azt az érintkezést, ahol a kés éle a munkadarab oldalával az érintkezés pillanatában legalább 3—5° szöget zár be.

Az 5. ábrán a famodellt úgy állítottuk be, hogy az u. n. belépő sík átmegy a *t* marótengelyen. (Lásd 8. ábra 1. helyzet.) Ebben az esetben adott 75° elhelyezési szög és állandó élkiképzés mellett a beállított $\gamma_1 = -10°$ és $\gamma_1' = -10°$

értékek határozott *A* érintkezést biztosítanak. Ha azonban az összes felsorolt értékek változatlanul hagyása mellett a maró középvonalát a 6. ábrának megfelelően eltoljuk (8. ábra 2. helyzete), az *A* érintkezés kifejezetten *B* érintkezés felé tolódik el.



7. *ábra.* A marótengely ellentétes irányú elmozdulása a *C* pontban fog első érintkezést eredményezni



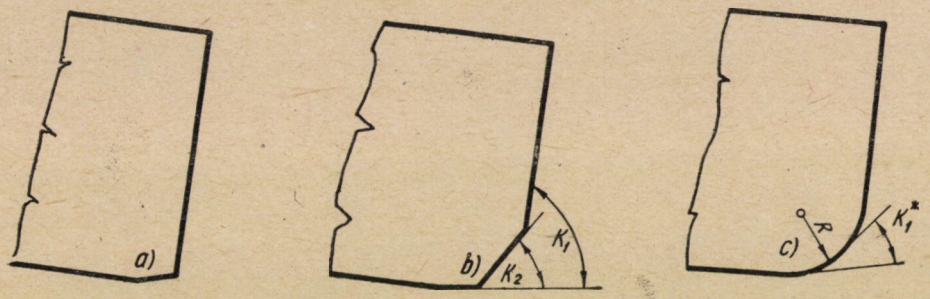
8. *ábra.* Az első érintkezési pont helyzete megváltozik, ha a maró tengelyét az előtolásra merőleges irányban elmozdítjuk

Toljuk el most a *B* érintkezésből ellenkező értelemben a maró tengelyét fokozatosan a 7. ábrán látható helyzetbe. A tengely eltolása közben a *B* érintkezés elhagyása után fokozatosan *(AB)*, majd ismét *A*, utána *(AC)* érintkezés

következik be és a 7. ábrán látható véghelyzetben (megfelel a 8. ábra 3. helyzetének) a C pontban fogja a kés először az anyagot érinteni. Az érintkezések változásának lefolyását a 8. ábra érzékelteti.

Rendkívül fontos tehát, hogy a marótengely és a munkadarab viszonylagos helyzetét is számításba vegyük, mert enélkül teljesen hamis elképzelésünk lesz a negatív homlokszögű kések helyes alkalmazásáról.

Már közvetlenül a szemléletből adódik, hogy $\varkappa_1$ elhelyezési szög változása esetén a viszonyok megváltoznak és azonos jellegű érintkezések különféle $\varkappa_1$ mellett még azonos γ_1 és γ_1' esetén is különböző munkadarab-elhelyezés, tehát különböző belépési szög mellett következnek be. $\varkappa_1$ matematikai befolyását a későbbiekben fogjuk látni.

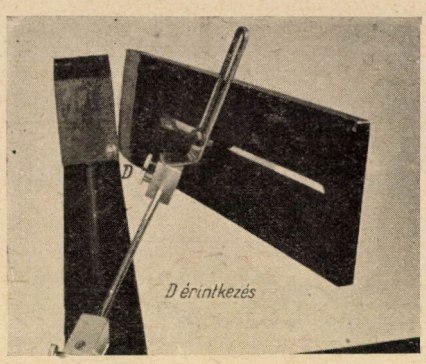


9. ábra. Különféle élkialakítások

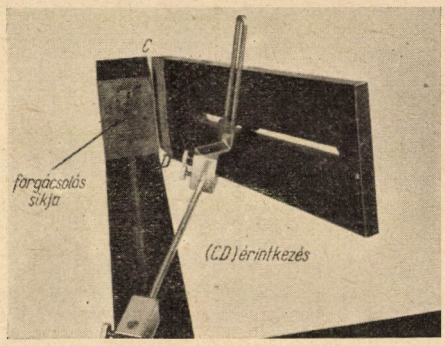
Nyilvánvaló, hogy az él alakja is befolyással van az első érintkezésre. A 9. ábrán látható különféle alakú vágóélek a többi tényezők azonossága mellett sem adnak azonos első érintkezési pontot.

Megjegyezzük még, hogy a soron következő vizsgálatoknál feltételeztük, hogy a megmunkálás síkja és a belépő sík egymásra merőlegesek. Matematikailag éppen ilyen jól megfogható a kérdés akkor is, ha ez az eset nem áll ugyan fenn, de az érintkezés síkja, a belépő sík, valóban geometriai értelemben véve síknak tekinthető. Teljesen bizonytalanná válik azonban minden számítás, ha a belépő sík nem sík, hanem valamilyen teljesen durva szabálytalan felület. (Pl. rosszul sikerült öntés élei, vagy autogénnel levágott lemez, lásd 30. ábra). Ilyen esetben a számítás elveszti reális alapját. Ez is olyan pont, amelyet a gyakorlatban rendesen nem vesznek tekintetbe. Az ilyen darabokon végzett gyorsmarási kísérletek eredménye azután a rengeteg késtörés.

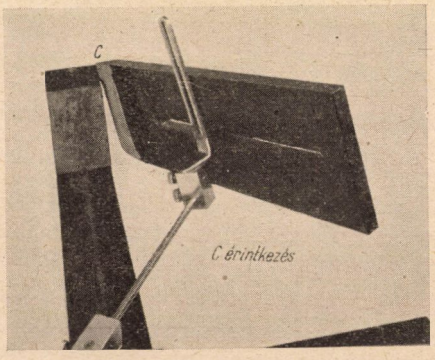
B) Az összes lehetséges első érintkezéseket a 10—16. ábrasorozat ismerteti. Öntöttvas, valamint általában nem kemény, rövid forgácsot adó anyag megmunkálásánál a 12. ábrán látható C első érintkezésre kell törekednünk. A negatív tengelyirányú homlokszög következtében ugyanis a késhegy már védve van az ütések ellen, viszont a forgácsképződés a pozitív működő sugárirányú homlokszög alkalmazása miatt igen kedvezően alakul. A viszonylag lágyabb anyagban pozitív működő sugárirányú homlokszög kialakítása ellenére sem kell félni a késhegy kicsorbulásától.



10. ábra. D érintkezés. Rossz megmunkálási viszonyok; a késhegy könnyen letörik. Ez a fajta első érintkezés kerülendő

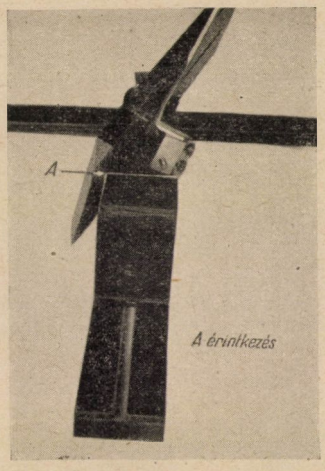


1. ábra. (*CD*) érintkezés. A felütődési erő nagy, az éltartam kicsi, a törési veszély még mindig fennáll. Gépkímélés szempontjából is kerülendő

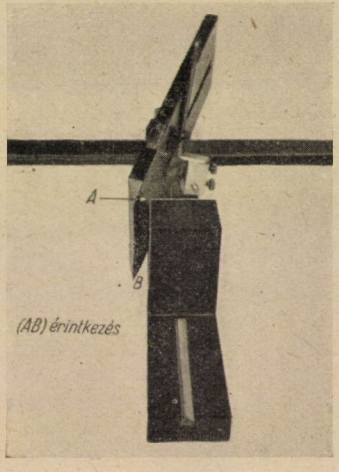


12. ábra. C érintkezés. A legalkalmasabb első érintkezés öntöttvas és általában lágy, rövid forgácsot adó anyagok megmunkálásához. A késhegy törés ellen védett, a negatív tengelyirányú és a pozitív sugárirányú homlokszögek kombinációja kedvező forgácsolási viszonyokat teremt

Acél megmunkálásánál a legjobb eredményeket a 13. ábrán bemutatott *A* első érintkezés esetében érhetjük el. A belépősík lehetőleg a marótengelyen menjen keresztül, vagy ahhoz közel essék. Lágyabb acéloknál — egészen 70 kg/mm² szakító szilárdságig — az alkalmazható vágósebesség is olyan nagy, hogy tömörödésmentesen kedvező forgácsleválasztás válik lehetővé. Nagyobb szilárdságú acél megmunkálásánál viszont a negatív homlokszögek



13. ábra. A érintkezés. Negatív sugárirányú és tengelyirányú homlokszögek együttes alkalmazásának eredménye. Az acél megmunkálásánál a legkedvezőbb első érintkezést biztosítja



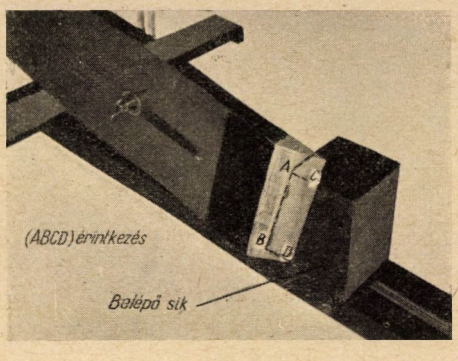
14. ábra. (*AB*) érintkezés. A behatolási idő rövidsége miatt szerszám- és géprongálódási veszély áll fenn.

megfelelő megválasztásával nagy üzembiztonság érhető el anélkül, hogy a fajlagos forgácsolási teljesítmény nagyobb mértékben csökkenne.

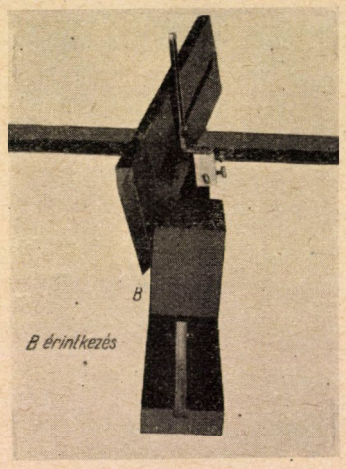
A maró biztonságos üzemét legjobban a vonalmenti, de különösen a teljes működő homlokélen egyszerre történő (*ABCD*) felületi első érintkezés veszélyezteti. Feltétlenül el kell kerülni az ilyen jellegű első érintkezést, mert ilyen esetekben — de különösen (*ABCD*) érintkezésnél — a marókés igen gyorsan hatol be az anyagba és a rövid behatolási idő következtében fellépő igen nagy, ütésszerű erőhatás hamar megrongálja a gépet és a szerszámot.

C) A következőkben az első érintkezési pont kikeresésének geometriai módszerével fogunk foglalkozni.

A 17. ábrán a 4. ábrán látható famodell forgácsolási viszonyait egyszerűsített formában látjuk. Jól felismerhető az *m* munkadarab, valamint a kés hom-



15. ábra. (*ABCD*) felületen történő első érintkezés. Ilyen jellegű érintkezésnél nagy felütődési erők lépnek fel, amelyek rongálják a szerszámot és a gépet. Feltétlenül kerülendő!



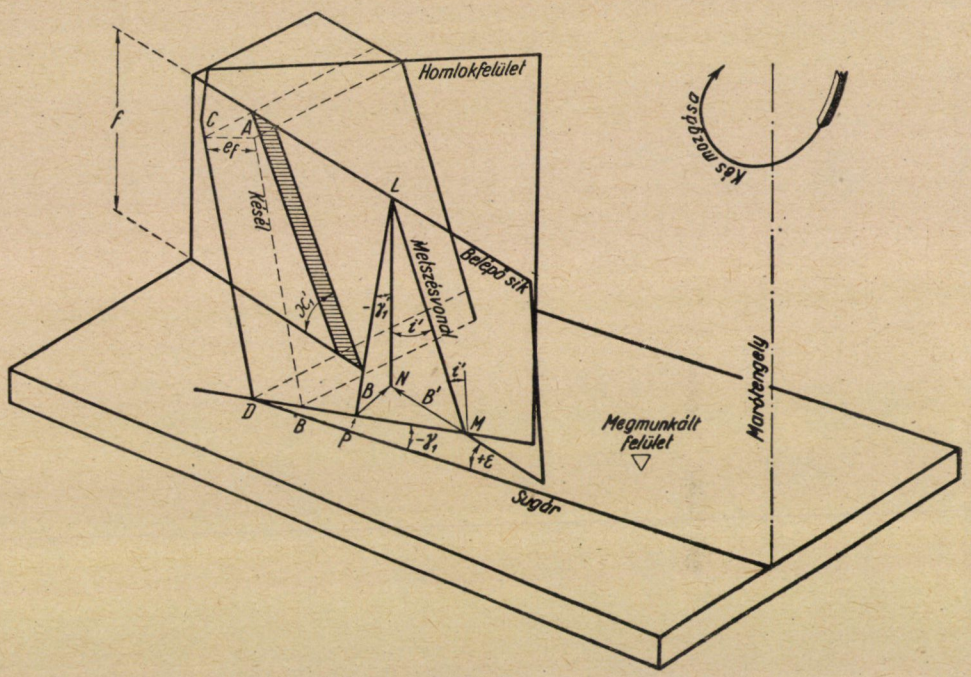
16. ábra. B érintkezés. Alkalmazása a gyakorlatban kerülendő, mert gyenge éltartamot és késcsorbulást eredményezhet

loksíkja, vagyis az a sík, amelyet az *A*, *B*, *C*, és *D* jellegzetes érintkezési pontok meghatároznak. A munkadarab azon felületét, amellyel a marókés elsőízben érintkezik, és amely a korábban mondottak értelmében merőleges a megmunkálás síkjára, belépő síknak fogjuk nevezni. (Lásd a 15. ábrát is.) A 17. ábra a kést közvetlenül a belépést megelőző helyzetben ábrázolja. A korábban mondottak értelmében a forgácskeresztmetszetet az (*ABCD*) parallelogramm

fogja megadni. A parallelogramm f magasssága megfelel a fogásmélységnek, a szélessége pedig azonos a fogankénti előtolással (e_f).

Ez a forgácskeresztmetszet azonban nem egyszerre, egy pillanatban alakul ki, hanem fokozatosan az alatt az idő alatt, amíg az első érintkezés megtörténte után a kés teljes egészében bele nem hatol az anyagba.

A 10—16. ábrák bármelyikén is jól érzékelhető, hogy a homloksík és a belépő sík metszik egymást. A 17. ábrán ez a metszésvonal az LM egyenes.



17. ábra. Marókés vázlatos képe közvetlenül a belépés előtti időpontban. (Kronenberg után.)

A kés működése közben a belépő sík helyzete állandó, ezzel szemben a homloksík a késsel együtt állandóan változtatja helyzetét. Ennek következtében természetesen az LM egyenes helyzete is állandóan változik. Ha a kés a maró körmozgása közben a munkadarab felé halad, akkor az LM egyenes a forgácskeresztmetszet felé mozog. Tételezzük fel, hogy a kést a belépés pillanatától már csak differenciálisan kis idő választja el. Ekkor jó közelítéssel feltételezhető, hogy ettől a pillanattól a belépésig a mozgás már egyenesvonalú. Ez azt jelenti hogy ezen differenciálisan kis idő alatt a szerszám oly értelemben mozog, ahogyan azt a 17. ábrán látható szaggatott vonalak mutatják.

A 17. ábrán a következő jelöléseket találhatjuk:

ε = belépési szög (értelmezését lásd pl. a 8. ábrán);

i' az a szög, amelyet a metszésvonal bezár egy, a maró tengelyével párhuzamos és a belépő síkban fekvő egyenessel;

$\varkappa_1'$ az a szög, amelyet a forgácsolási felület bezár egy, a maró tengelyére merőleges és a belépő síkban fekvő egyenessel;

v a vágósebesség;

v a metszésvonal mozgási sebessége.

Az ábrán mind a működő sugárirányú homlokszöget, mind a tengelyirányú homlokszöget negatívra választottuk és így a várakozásnak megfelelően az ábra is azt mutatja, hogy az első érintkezés a kés és a munkadarab között A-ban fog megtörténni. Ha ugyanis az A, B, C, D pontokat összekötjük a munkadarabbal, látjuk, hogy az A pont van legközelebb a munkadarabhoz. Az alatt, amíg az $ABCD$ perallelogramm differenciálisan kis útját megteszi a belépésig, az LM egyenes is mozog a munkadarab, pontosabban az A első érintkezési pont felé és az első érintkezés megtörténtével egyidőben érkezik az LM egyenes L pontja az A ponthoz. Ha történetesen pozitív működő sugárirányú homlokszöget választottunk volna, akkor a metszésvonal M pontja érkezett volna először a parallelogramm B pontjába.

Tehát az első érintkezési pont a forgácskeresztmetszetnek azon pontja, amelyben az LM *egyenes a forgácskeresztmetszetet elsőízben érinti.* Ebből a meggondolásból lehet azokat az összefüggéseket levezetni, amelyek segítségével matematikai, illetve geometriai úton határozhatjuk meg az első érintkezési pont helyét.

Látjuk tehát, hogy az első érintkezési pont elhelyezkedésére döntő befolyással bír az LM egyenes helyzete és mozgásiránya.

Az ismertetett elvi megállapításokból vezethetők le azok a matematikai összefüggések, amelyeknek segítségével egyértelműen ki lehet számítani a maró beállítása és működése szempontjából fontos adatokat. A számítás analitikus úton való elvégzése azonban a gyakorlat számára túl hosszadalmas, mert gyakran próbálgatással kell a legmegfelelőbb szögkombinációt kiválasztani. Ezért a 18. és 19. ábrák ismertetik azokat a Kronenberg által készített nomogrammokat, amelyek segítségével a legfontosabb jellemzőket, nevezetesen az első érintkezés helyét és a jelző vonal hajlásszögét meg lehet állapítani. A nomogrammok kezelése egyszerű, a berajzolt példából könnyen megérthető.

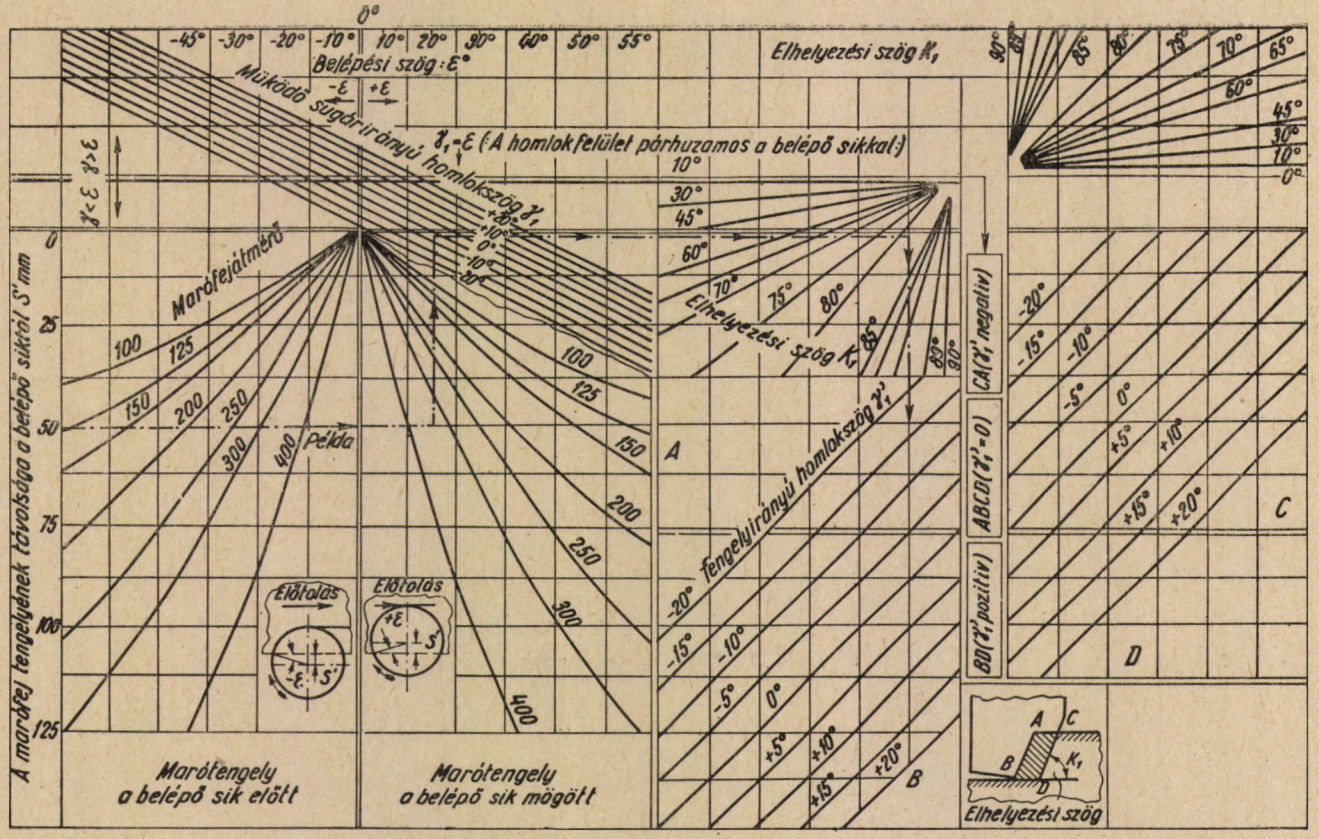
A 18. ábrában berajzolt példa alapját a következő adatok képezik:

A maróátmérő 330 mm, $\gamma_1 = -10^0$, $\gamma_1' = -10^0$, $\varkappa_1' = 80^0$. A maró tengelye a megmunkált felületen belül van elhelyezve úgy, hogy távolsága a megmunkált felülettől $s' = 50$ mm.

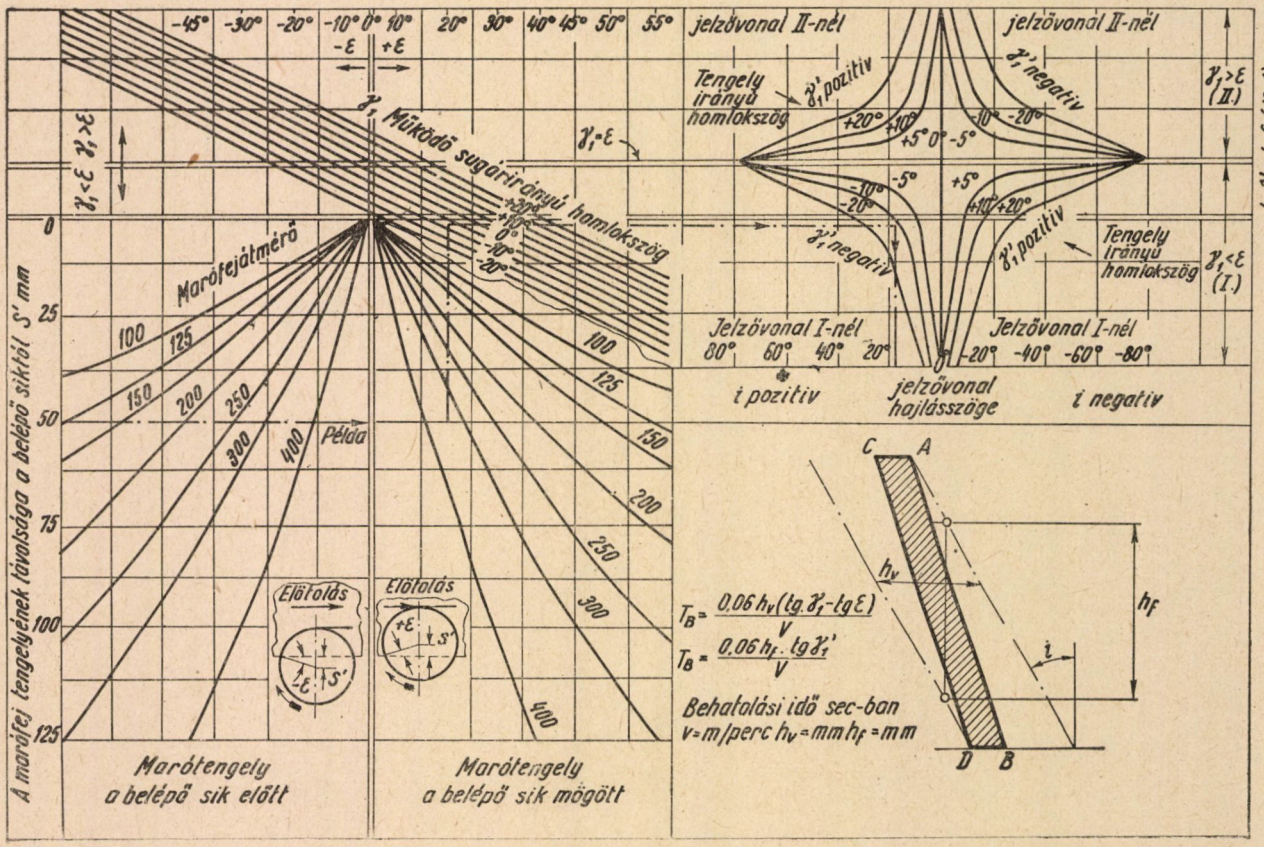
A példa megoldásánál s'-ből indulunk ki. Megkeressük az induló vízszintes egyenes metszéspontját a »marótengely a belépő sík mögött« mezőben a 330 mm maróátmérőnek megfelelő nomogrammvonallal (300 és 400 mm között), innen függélyes irányban megkeressük a $\gamma_1 = -10^0$-nak megfelelő metszéket, majd innét tovább vízszintes irányban haladva, elérjük a $\varkappa_1 = 80^0$-nak megfelelő ferde egyenest. Innét ismét függélyes irányban haladva, a $\gamma_1 = -10^0$-os ferde egyenesen megkapjuk azt a pontot, amely mutatja, hogy az érintkezés az A pontban fog bekövetkezni. (Ez a metszéspont, amely az ábrán az A-val jelölt mezőben fekszik, külön jelölve nincsen.)

A fenti eljárás akkor vezet közvetlen eredményre, ha a kés elhelyezési szöge az él teljes hosszában azonos és sem másodlagos elhelyezési szöget, sem pedig lekerekítést nem alkalmazunk a kés hegye körül. Abban az esetben, ha a kés egyenes élét a 9/*b* ábrán látható módon megtörjük, akkor a következőkben ismertetett grafikus megoldás segítségével kell a pontosabb vizsgálatot elvégezni.

A 20. ábrán látható grafikus megoldás segítségével nem csupán az első érintkezési pontot tudjuk még a legbonyolultabb élkiképzés mellett is könnyen



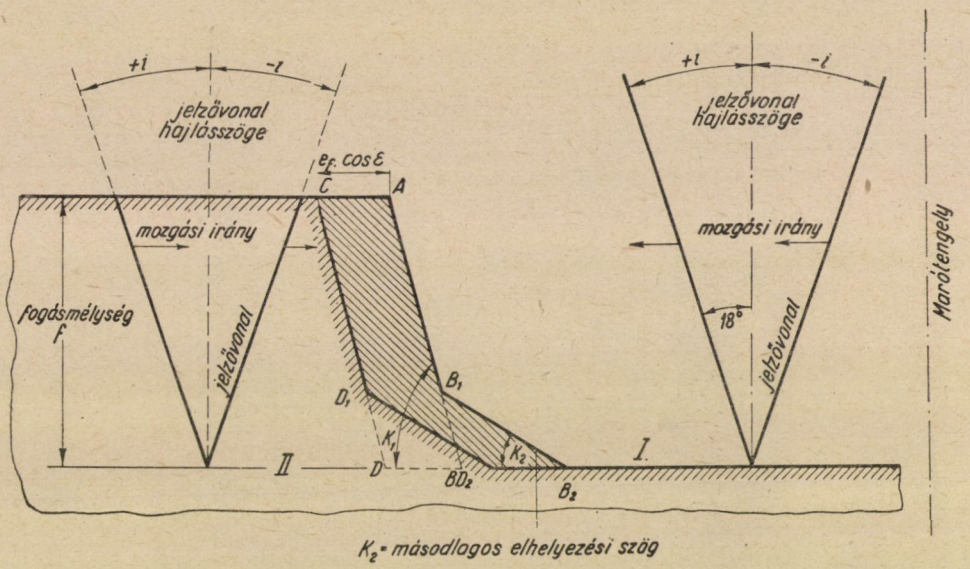
18. ábra. Nomogramm az első érintkezési pont megállapítására az egész él mentén állandó elhelyezési szög esetében. (Kronenberg után.)



19. ábra. Nomogramm a jelzővonal hajlásszögének megállapítására az egész él mentén állandó elhelyezési szög esetében. (Kronenberg után.)

és gyorsan kikeresni, hanem pontról-pontra követhetjük a kés behatolását az anyagba és így figyelemmel kísérhetjük a forgácsképződés alakulását is.

Először is a rendelkezésre álló kiinduló értékek alapján a 19. ábra nomogrammjának a segítségével megállapítjuk a jelzővonal hajlásszögét. Ezután felrajzoljuk a 20 ábrán látható módon a tényleges értékek figyelembevételével a kés-behatolás képét. Ismert adatok: a fogásmélység (f), a fogankénti előtolás (e_f), a kés belépési szöge (ε), az elhelyezési szög ($\varkappa_1$) és a lesarkítás szöge ($\varkappa_2$). A számszerű adatok alapján kinagyítva felrajzolható a forgácskeresztmetszet az érintkezés pillanatában. Ezután felrajzoljuk a jelzővonalat. Ha



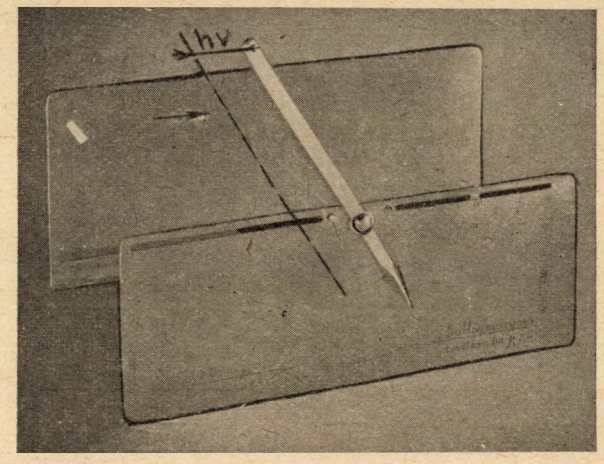
20. ábra. Az első érintkezési pont megállapítása rajzos ábra segítségével, bonyolultabb alakú élkialakítás esetén. (Kronenberg után.)

$\gamma_1 < \varepsilon$, akkor a jelzővonalat a késesfej tengelye és a forgács-keresztmetszet közé rajzoljuk fel. (I. eset). Ha $\gamma_1 > \varepsilon$, akkor a jelzővonal a II. helyzetbe kerül. Tehát a késesfej-tengely és a jelzővonal ábrája közbefogja a forgácskeresztmetszetet. Most a jelzővonalat önmagával párhuzamosan a forgácskeresztmetszet ábrája felé mozgatjuk. Az a pont, melyet a forgácskeresztmetszeten a jelzővonal először érint, a késél első érintkezési pontja. Ha most tovább mozgatjuk a jelzővonalat a forgácskeresztmetszet felé, látjuk a késél behatolását az anyagba és vizsgálhatjuk a forgácsképződést. A 20. ábrán látható példában az I. esetben $i = +\,18°$-nak adódott. Ebben az esetben a példán látható élkiképzés mellett először háromszögletű forgács keletkezik, amelynek alapja (B_2D_2) egyenes. Ezután kialakul A-ból kiindulva a tulajdonképeni főforgács. A két — kezdetben független — forgács akkor egyesül, amikor a forgácsképződés D_1-ben találkozik.

A $\varkappa_1$ szög lényegében a $\varkappa_1'$ vetülete abban a síkban, amely merőleges a megmunkált felületre és átmegy a késesfej tengelyét a késéllel összekötő sugáron.

A fenti rajzos megoldás mellett további egyszerűsítést nyújt az első érintkezési pont megállapítására a 21. ábrán látható egyszerű segédlet. Az eljárás lényegileg ugyanaz, mint az előbb leírt rajzos megoldásnál, csak az értékeket rajzolás mellőzésével, közvetlenül a lemezsablon és a mutató segítségével állíthatjuk be és az eredményt közvetlenül leolvashatjuk.

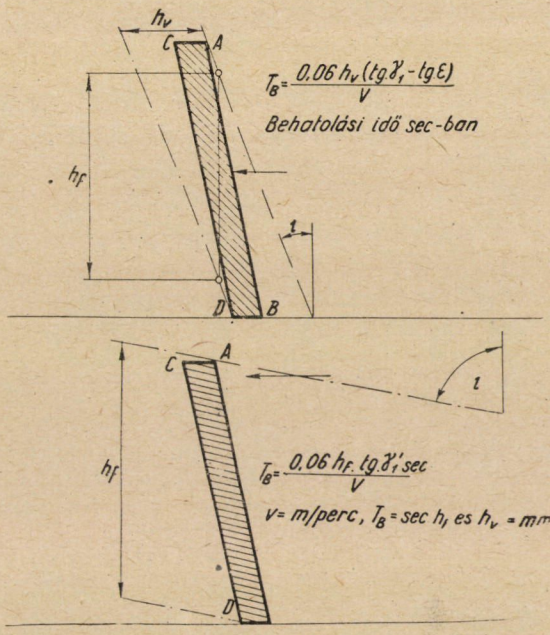
A segédlet a *t* testből, az *o* mutatókarból és az *s* késprofilsablonból áll. A mutatót a szögbeosztás segítségével a jelzővonal hajlásszögének (*i*) megfelelő értékre állítjuk be. A késprofilsablon tízszeres nagyításban készült, tehát a teljes magas-



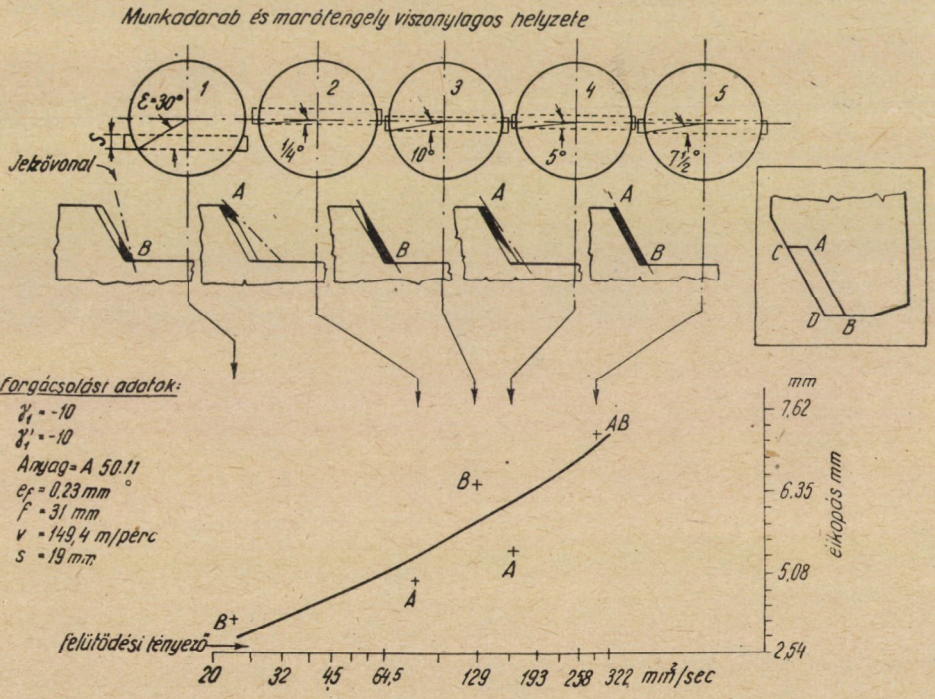
21. ábra. Sablon az első érintkezési pont helyének megállapítására

ság az alapvonaltól mérve 8 mm fogásmélységnek felel meg. A sablonba a megfelelő késprofilt berajzoljuk. A késprofil-sablonon látható vízszintes beosztásra megfelelő léptékben fel lehet mérni a fogankénti előtolást és be lehet rajzolni rajztűvel a forgácsvastagságnak megfelelő értéket. Ha mindez megtörtént, akkor a sablont a beállított mutató felé toljuk. A sablonon fel van tüntetve a maró tengelyét jelképező vonal és fel van tüntetve az is, hogy adott elhelyezkedés mellett (I. vagy II. eset) milyen értelemben kell a sablont mozgatni. A mutató éle és a sablonon berajzolt forgácskeresztmetszet közötti érintkezés határozza meg az első érintkezési pontot és teszi érzékelhetővé a korábban elmondottak szerint a forgács-alakulást.

Mint már korábban is említettük, a behatolási idő alakulása szintén fontos a marókés éltartama szempontjából. Mennél gyorsabban hatol be a kés éle az anyagba, annál nagyobb a felütődéskor keletkező erő. Nagy felütődési erő esetében az éltartam csökken, esetleg a kés megrongálódik. A 13. ábra érdekesen mutatja, hogy a behatolási idő változásától függően, milyen nagy mértékben változik a felütődési erő, illetve az élkopás.



22. *ábra.* Összefüggések a behatolási idő számítására



23. *ábra.* A behatolási idő nagyságának hatása a felütődési tényező és az élkopás alakulására (Kronenberg kísérleti adatai.)

A behatolási időt a 24. ábrán megadott és Kronenbergtől származó összefüggések segítségével számíthatjuk. A számítás leegyszerűsítéséhez jó segítséget nyujt a 21. ábrán ismertetett segédlet.

E. F. W. Lucht végzett kísérleteket annak megállapítására, hogy a munkadarab belépő síkjának és a marófej középvonalának egymáshoz viszonyított helyzete — tehát az ε szög nagysága — milyen mértékben befolyásolja az első érintkezési pont elhelyezkedését, illetve ennek folyományaképen a kés éltartósságát.

A kísérletsorozat eredményeit szemléltetően mutatja a 24. ábra. Az ábra kiértékeléseként a következőket mondhatjuk:

a) A legnagyobb éltartósággal akkor dolgozott a szerszám, amikor a kés belépése a munkadarabba $\varepsilon = +20°$ és $\varepsilon = -10°$ értékek között történt. Az 5. ábra is világosan érzékelteti, hogy ebben az esetben tiszta A érintkezés van, ami a legkedvezőbb az acél megmunkálásánál.

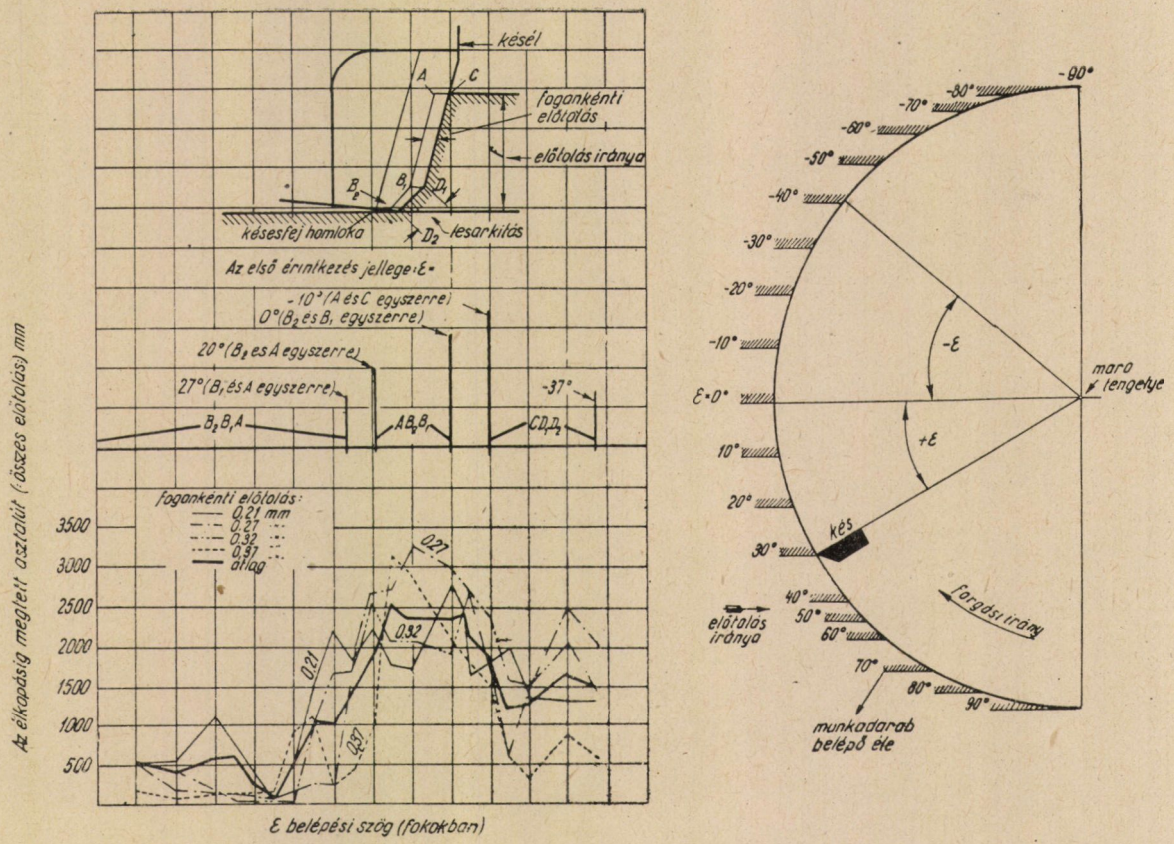
b) A leghosszabb éltartósságot és a legegyenletesebb eredményeket a 0,27 mm forgankénti előtolás adja, feltéve, hogy a munkadarab belépő éle az $\varepsilon = +20°$ és $\varepsilon = -10°$ által megszabott határok között van beállítva. Mind kisebb, mind nagyobb előtolás alkalmazása mellett az eredmények kedvezőtlenebbek és nem állandók. Ha ugyanis az előtolás túl kicsi, az A érintkezés nem tiszta az (AC) távolság túl kis értéke miatt. Nincs tiszta határozott vágás és a kés surlódik az anyagban. Ha viszont az előtolás túl nagy, a fellépő erős ütések fejtenek ki kedvezőtlen hatást az éltartósságra.

c) 0,21 mm forgankénti előtolás mellett kisebb ugyan az éltartam az *a)* pontban megadott belépési szögek mellett, azonban az éltartam-csökkenés nem olyan erős akkor, ha a belépő élt az $\varepsilon = +20°$ és $\varepsilon = -10°$ által megszabott sávból bármely irányban kimozdítjuk.

d) 0,37 mm forgankénti előtolás mellett majdnem olyan legnagyobb éltartamot kapunk, mint 0,27 mm mellett, azonban az ábra világosan mutatja, hogy ez a legnagyobb éltartam csak igen szűk határon belül, $\varepsilon = +15°$-ra korlátozott.

e) Ha most azt a tartományt vizsgáljuk, ahol ε értéke $+90°$-tól $+25°$-ig változik, látjuk, hogy a maró élettartósága lényegesen kisebb, mint az $\varepsilon = +20°$ és $-10°$ között lévő helyzetekben volt. Ez a körülmény nyilvánvalóan annak tulajdonítható, hogy a késél első érintkezési pontja a belépő sík eltolása következtében a B pontba tolódott el. Érdekes volt megfigyelni azt is a kések rongálódási jellegének vizsgálatánál, hogy míg az $\varepsilon = +20°$ és $-10°$ által bezárt tartományban az elkopott kés tovább való használata még hosszú ideig lehetséges volt és változás csupán a gép energiaszükségletének növekedésében mutatkozott, addig az utóbbi esetben a kés eltompulását közvetlenül a késhegy, illetve a 45°-os letörés kitöredezése követte.

f) A 24. ábrából látható az is, hogy $\varepsilon = 90° - +25°$-os belépési szög mellett a 0,21 mm-es forgankénti előtoláskor adódott a leghosszabb éltartam. Ebből az tűnik ki, hogy ilyen belépő élelhelyezés mellett a viszonylag kisebb előtolás jobb éltartamot ad.



24. ábra. Az élkopásig megtett késút változása a belépési szög függvényében. (Lucht kísérleti eredményei.)

g) Az ábra vizsgálásánál feltűnik az is, hogy az $\varepsilon = 90° - + 25°$ belépési szögek mellett a diagramm szabályos lefolyását az $\varepsilon = 45°$-os és $\varepsilon = 27°$-os helyzetben jól felismerhető törés zavarja meg. Mindkét helyen erősen csökken az éltartósság. Az $\varepsilon = 27°$-os belépési szög mellett az első érintkezés a teljes belső él mentén ($A\ B_1\ B_2$) egyszerre történik, tehát a fellépő erős ütőhatásnak tulajdonítható az éltartamcsökkenés.

Ezzel szemben arra, hogy $\varepsilon = 45°$ belépési szög mellett kapjuk minden esetben az abszolut értelemben vett legkisebb éltartamot, közvetlen magyarázatot nem tudunk adni, mert $\varepsilon = 45°$ mellett semilyen jellegzetes első érintkezési pontváltozás nincs és a következtetések szerint az $\varepsilon > 45°$ esetben az éltartamnak tovább kellene csökkennie.

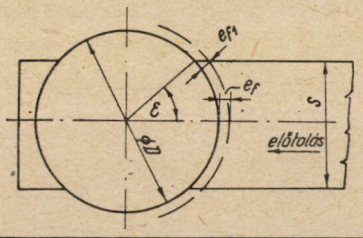
További kisérletek, amelyeket szélesebb hasábok megmunkálásával folytattak, azt mutatták, hogy az $\varepsilon = 45°$-os belépés melletti feltünő éltartamcsökkenés megszűnt, sőt az éltartam az eredeti érték többszörösére emelkedett annak ellenére, hogy ilyen körülmények között a kés által leforgácsolt anyagmennyiség megnövekedett. Ez azt jelentheti, hogy nem csupán a kés belépési szöge, hanem a kilépési pont elhelyezkedése is hatással van az élettartamra. Lehetséges az is, hogy a késesfej és a lendítő tömeg összehangolása a munkadarabbal és a géppel szintén befolyásolja a kedvező éltartamok elhelyezkedését azáltal, hogy elhangolja a gép, a munkadarab és a késesfej által alkotott rezgőrendszerek eredő rezgésének helyét és nagyságát. Mindez azonban már olyan kérdés, amely kívül esik a tanulmány keretein.

h) A 25. ábra és az ábra mellett közölt táblázat, valamint a 8. ábra mutatja, hogy egyrészt $\varepsilon = 90°$ esetében a kezdeti forgácsvastagság nulla, másrészt a kés útja az anyagban a leghosszabb. Mindkét körülmény kedvezőtlenül befolyásolja az éltartamot és igazolja, hogy ε-t lehetőleg kicsire kell választani.

A tapasztalat szerint a keményfém-lapka kitöredezése nem következik be akkor, ha a forgácsolásnál fellépő eredő erő a lapka belseje felé mutat. A 26. ábra érzékelteti az eredő erő és a hátszög kölcsönös helyzetét. A 27. ábra mutatja az összefüggést az eredő erő iránya (2) és a belépési szög (ε) között. Ismét csak azt látjuk, hogy a viszonyok akkor alakulnak kedvezően, ha a belépési szöget kicsire vesszük. Így tudunk csak a késél elgyengítésének és kitöredezésének veszélye nélkül nagy hátszöget alkalmazni és ezzel biztosítani a kedvező hátkopási viszonyok kialakulását.

i) A korábbi meggondolások mind arra az esetre érvényesek, ha a munkadarab belépő oldala geometriai pontosságú sík és merőleges a megmunkált felületre. Gyakran előfordul azonban, hogy ez a felület nem sík és nem is merőleges a megmunkált felületre, hanem pl. olyan alakú, mint ahogyan azt a 28. ábra mutatja. Ilyen esetben 75°-os elhelyezési szög esetén nyilvánvalóan a kés hegye éri először az anyagot, ami a kés rongálódására vezethet (28. ábra *a* képe). Ezért célszerű ilyenkor az elhelyezési szöget csökkenteni a 28/b. ábrán látható módon egészen 45°-ig.

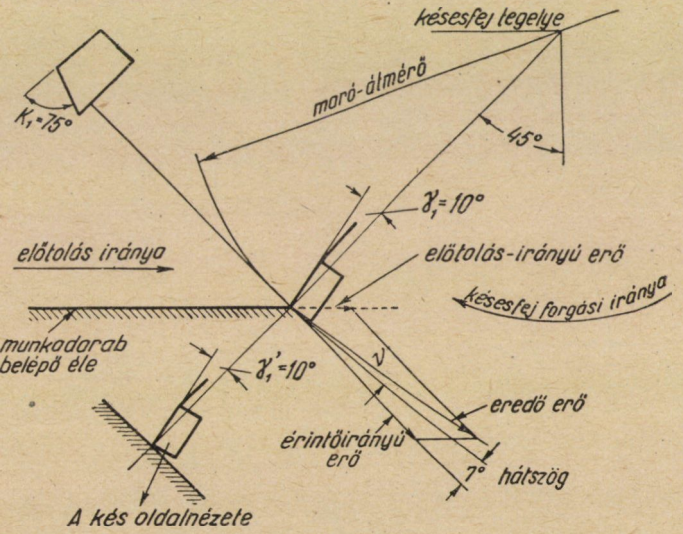
Érdekes azonban annak vizsgálata is, hogy a $\varkappa_1$ elhelyezési szög csökkenése mellett milyen hatása van a belépési szög változásának az éltartósság nagyságára. Ennek a kérdésnek a megvizsgálására végrehajtott kisérlet-sorozat eredményeit



$\frac{S}{D}$ - *tárgyszélesség / maróátmérő*
$\varepsilon°$ *belépési szög*
e_{f_1} *a metszés kezdetekor adódó forgács-vastagság - a fogankénti előtolás százalékában kifejezve*

$\frac{S}{D}$	$\varepsilon°$	e_{f_1} %	$\frac{S}{D}$	$\varepsilon°$	e_{f_1} %	$\frac{S}{D}$	$\varepsilon°$	e_{f_1} %
1.00	90°	0	0,70	44°	71	0,35	20°	94
0,98	78°	20	0,65	40°	76	0,30	17°	95
0,95	71°	32	0,60	37°	80	0,25	14°	97
0,90	64°	44	0,55	33°	83	0,20	11°	98
0,85	58°	53	0,50	30°	87	0,15	8°	99
0,80	53°	60	0,45	27°	89	0,10	16°	99
0,75	48°	66	0,40	23°	92			

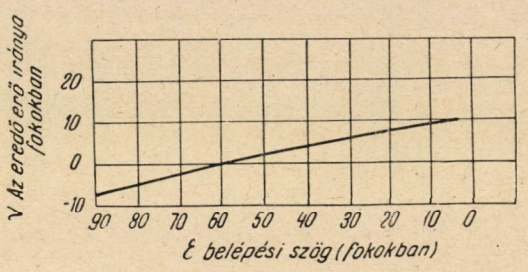
25. ábra. A forgács vastagsága a belépés pillanatában az ε belépési szög nagyságától függ



26. ábra. Az eredő erő elhelyezkedése a kés hátához képest

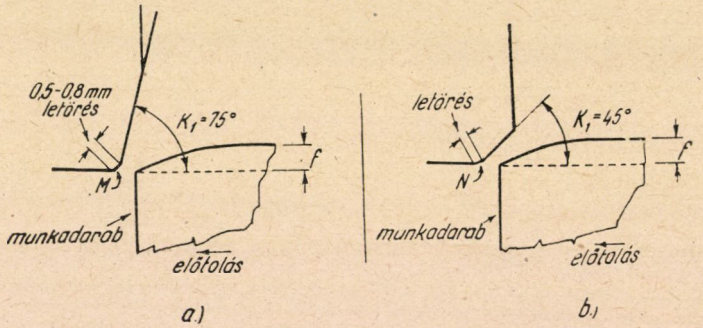
a 29. ábrában láthatjuk. 75°-, 65°-, 55°- és 45°-os elhelyezési szögek mellett a különböző belépési szögek esetén kiadódó élet tartamok a függőleges skálán olvashatók le. A kisérleti eredményeket a következők szerint értékelhetjük:

Csökkenő $\varkappa_1$ elhelyezési szög mellett a legnagyobb éltartam értéke kb. 50—60 %-kal csökken, azonban jóval kisebb lesz az éltartamnak ε-tól való



27. ábra. Az eredő erő elhelyezkedése függ a belépési szögtől

függése. Különösen feltűnő ez $\varkappa_1 = 45°$ elhelyezési szög esetében, amikor gyakorlatilag azt mondhatjuk, hogy az éltartam a kisérleti bizonytalanságokokozta ingadozásoktól eltekintve, független ε-tól. $\varkappa_1 = 65°$ és $\varkappa_1 = 55°$ esetében a szóródás nagyobb. Mindhárom esetben ismét ott látjuk a 40°-os belépési szög környékén a kritikus legkisebb éltartamértéket. Látjuk tehát, hogy olyankor,



28. ábra. Az elhelyezési szög növelése lehetővé teszi szabálytalan belépő síkú darabok késtörés-mentes, gazdaságos megmunkálását

amikor széles felületeket munkálunk meg, tehát $\varepsilon = 90°$, vagy amikor a belépő felület alakja kedvezőtlen, célszerű a $\varkappa_1 = 45°$ elhelyezésű szögű kés alkalmazása. Ilyenkor, ha nem is kimagaslóan jó, de elfogadható és állandó átlageredményeket kapunk az éltartam szempontjából.

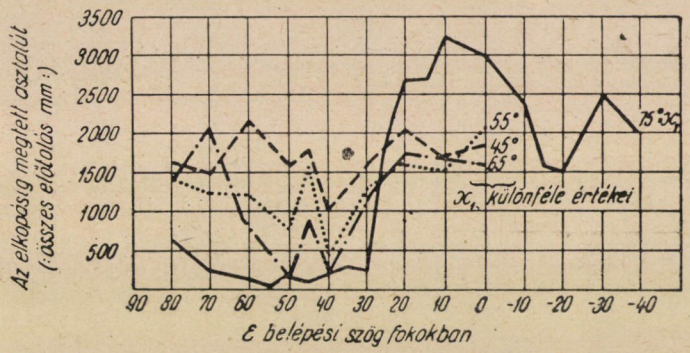
j) Az elmondottak alapján össszefoglalásképen az alábbi gyakorlati szabályok megtartását ajánlhatjuk:

1. Tömegszerű munka gyorsmarásánál $\varkappa_1 = 75°$ elhelyezési szögű késeket alkalmazzunk. Másodlagos elhelyezési szöget ($\varkappa_2$) ne alkalmazzunk, legfeljebb

a kés hegyét törjük le 0,5—0,8 mm-es, 45°-os sarkitással vagy körívvel, ha a késhegy kitöredezése vagy csorbulása miatt szükségessé válik.

2. A közölt nomogrammok és sablon segítségével keressük ki az anyagnak megfelelően előírt érintkezési pontot. Ügyeljünk, hogy az első érintkezés tiszta pontszerű legyen acélnál A, öntöttvasnál és más rövid forgácsot adó anyagnál pedig C pontban.

3. A különféle anyagokra előírt γ_1 és γ_1', valamint $\varkappa_1 = 75°$ mellett a munkadarabot úgy helyezzük el, hogy $\varepsilon \cong 20°$ legyen. A munkadarab belépő oldalán ilyenkor a marónak tekintélyes túlnyúlása van. Elfogadható eredmények adódnak addig, amíg a maróátmérő/munkadarab-szélesség viszony az $^5/_3$ arányt nem éri el. További munkadarab-szélesség növelés nem engedhető meg.



29. ábra. Az éltartam változása ε függvényében különböző elhelyezési szögeknél (Luch kísérleti eredményei.)

Ilyen arány mellett is úgy kell a darabot beállítani, hogy a kilépő oldalon a marónak túlnyúlása ne legyen.

4. Nagy teljesítményű marásnál tehát nagy forgánkénti előtolás alkalmazásánál különösen nagy gonddal válasszuk ki ε értékét, mert nagy forgánkénti előtolások mellett a kedvező alkalom a legkedvezőbb ε-nak csak igen szűk körére korlátozódik.

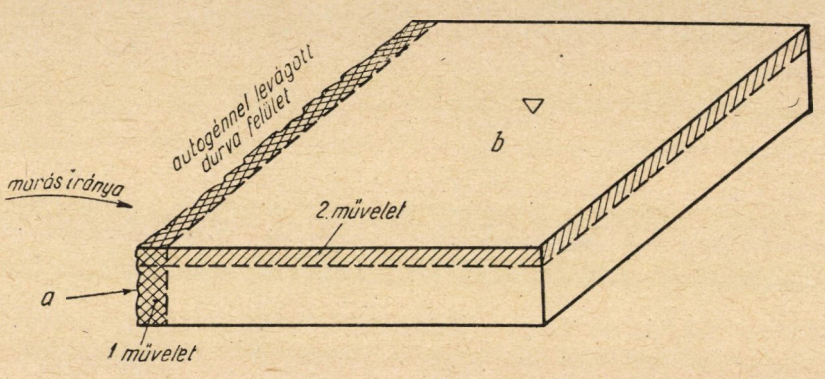
5. Ha nem kerülhető el, hogy a maró $\varepsilon = 90°$ és $\varepsilon = 20°$ között hatoljon be az anyagba, ha a munkadarab bekezdő felülete nincs pontosan síkkal határolva, vagy ez a sík nem merőleges a megmunkált felületre, $\varkappa_1 = 45°$-os késes alkalmazása ajánlható. Ugyanígy kiképzett kés alkalmazható darabos munkáknál is, ahol ε értéke állandóan változik és a bekezdő felületek kiképzése is nagyon változó lehet.

6. Ugyancsak 45°-os elhelyezési szög alkalmazása ajánlható akkor is, ha erősen tagolt és könnyen letöredező élű munkadarabokat kell megmunkálni.

7. Ügyeljünk a munkadarab belépő síkjának a kiképzésére. Különösen megszívlelendő ez a tanács tömegmunka esetében. Az előírásszerű késélkiképzés mellett is csak akkor érhető el gazdaságos éltartam, ha ügyelünk az első érint-

kezési pont helyes megválasztására. De hiába a legjobb élkiképzés mellett még a legkedvezőbb maróbeállítás is, ha a munkadarab belépő oldala annyira egyenlőtlen, hogy az első érintkezés bizonytalanná válik. Pl. ha a 30. ábrán látható autogénnel levágott lemez két oldalát a rajzon megjelölt szaggatott vonalig le kell munkálni, először az autogénnel levágott, durva, esetleg edződött *a* oldalt munkáljuk le (esetleg gyalugépen) és csak azután végezzük el a *b* felület síkmarását.

8. Ha úgy találjuk, hogy a kések adott beállításnál látszólag minden indok mélkül, hamar elkopnak, vagy kitöredeznek, az ok rendesen abban keresendő, hogy az első érintkezés nem a kedvező pontban, hanem vonal vagy felület mentén történt. (Feltéve természetesen, hogy a kés minősége kifogástalan, az anyag keménysége egyenletes, a gép jól karbantartott, a késélkiképzés



30. ábra. Szabálytalan belépő síkú anyag megmunkálása

és a vágósebesség az adott anyaghoz előírt és az első érintkezés már eleve nem helytelen ponton történt). Ha a vizsgálat nem igazolná a vonal vagy sík mentén történő első érintkezést, akkor a *g)* pont utolsó bekezdésében leírt jelenséggel állunk szemben. A hiba megszüntetése a belépési szögnek, a maró tömegének vagy átmérőjének megváltoztatásától, esetleg a munkadarab más gépre való felfogásától várható. Rezgési jelenségek fellépése esetén jó eredményre vezethet a vágósebesség megváltoztatása is.

9. Ne feledjük, hogy a keményfém-betétes marófejekkel végzett síkmarás technológiailag még nem kiforrott terület. Az elmondott, elméletileg és gyakorlatilag is alátámasztott szabályok tehát irányelveknek tekintendők, nem pedig előírásoknak. Az egyéni kisérletezés és megfigyelés elengedhetetlenül szükséges állandóan jó eredmények eléréséhez.

A forgácsolás, mint technológiai művelet még a legjobban felkutatott területeken is tartogat meglepetéseket. Nagyon sok meglepetésre kell elkészülnünk a késes fejekkel történő síkmarás kapcsán, mert ez a terület — mint említettük — még egyáltalán nem tekinthető feltártnak és a már elvégzett kísérletek eredményei inkább csak irányvonalat, támpontot adnak a további

kisérletezésre. E tanulmány célja is ennek megfelelően kettős: egyrészt összefoglalja mindazokat a tényezőket, amelyek a késes fejek gazdaságos felhasználását eddigi ismereteink szerint befolyásolják, másrészt az egyes tényezők egymásra való hatását mutatja be. Miután a *D* pontban egyszerű eszközt ismertettünk az egymásra ható tényezők számszerű értékeinek megállapítására, nincsen akadálya annak, hogy az érdeklődők a megadott alapgondolat szerint ellenőrizzék napi problémáikat és további kutatásokat végezzenek ezen az érdekes, sok váratlan fordulatot igérő és nagy teljesítménynövelést kilátásba helyező területen.

IRODALOM

G. A. Prejsz: Fémek gyorsvágása. (Népszava kiadó.)

Scsegoljev: Gyorsmarás. (Népszava kiadó.)

M. Kronenberg: Analysis of Initial Contact of Milling Cutter and Work in Relation to Tool Life. (Transactions of the A. S. M. E. 1946. április.)

F. V. Lucht: Some Effects of Work Positioning when Face-Milling Steel. (Transactions of the A. S. M. E. 1946. február, 151—160. o.)

Brödner: Zerspannung und Werkstoff (2. kiadás.)

Opitz-Kob: Neuere Erkenntnisse bei der Zerspannung mit Hartmetall und negativen Schnittwinkeln. (Wirtschaftliche Fertigung und Forschung.)

HOZZÁSZÓLÁSOK

HORST BERTHOLD

Az ábrában a szögek megjelölésében vannak különbségek az európai szögmegjelölési szokásokkal kapcsolatban. A homlokszögnél (γ) az amerikai szabvány nem a késélre merőlegesen veszi a homlokszög irányát, hanem a szerszám haladásának irányában méri. Ezzel kepcsolatban éltérések .vannak és itt bizonyos összeegyeztetést kell a jövőben létrehozni a hazai és az európai szabványokkal kapcsolatban. Szintén meg kell jegyeznem, hogy az érintkezési pontokon az A B C D jelek helyett a nemzetközi megjelölés a Szovjetunióban, az amerikai forrásoknál egyértelműen az UTSV jelzés. Igen sok mérést végez-, tem és ugyanazokat az eredményeket találtam, amelyeket különben Makádi András itt említett és amelyek a nemzetközi szakirodalomból ismeretesek. Ennek értelmében az éltartam a belépési ponttól igen nagy mértékben függ. Ha a belépés az A pontnál, illetve nemzetközi jelöléssel az U pontnál történik, a legnagyobb éltartamot kapjuk, ellenben a gép igen erős ütéseket szenved. (A Kelet-Németországban végzett méréseknél előfordult, hogy a marógép főorsója eltört.) A tapasztalat szerint a C és a B érintkezésénél bizonyos mértékig kisebb éltartamot kapunk, ellenben a gép teljesítményfelvétele, amely az A érintkezésnél nagyobb és az ütések, amelyeket a gépnek fel kell venni, kisebbek, úgyhogy a munka szempontjából a C és B érintkezésnél még mindig megnyugtató értékeket kapunk. A D érintkezésnél, vagyis amikor a lapkák külső csúcsa érintkezik a munkadarabbal, olyan kicsi az éltartam értéke, hogy ezzel a kérdéssel gyakorlatilag nem igen érdemes foglalkozni.

A gyorsmarásnál nem a hátkopással határozták meg az éltartam kritériumát. Nem a hátkopás — mint ezt általában a szovjet szakirodalom alapján nálunk is ismerjük — hanem a kráterosodás mélységével határozzák meg az éltartamot.

Mivel az éltartamot a krátermélységgel határozták meg, a végzett kísérletek értelmében azt az összefüggést találtuk, hogyha $\gamma = +10°$ és $-30°$ között vizsgáltuk az értékeket, akkor $-10°$-os γ-nál találtuk a krátermélységre legkedvezőbb értéket, amely igen jól megegyezik a Makádi által említett értékkel. Azonkívül meghatároztuk még azt az összefüggést is, amely a behatolás idő és a krátermélység között van. Ugy találtuk, hogy a behatolási idő növekedésével a krátermélység jelentősen csökken.

WITOLD BIERNAWSKI

Makádi András előadásából világosan kiderült, hogy milyen nagy befolyást gyakorolnak a dinamikus körülmények a forgácsoló szerszám éltartamára. Ha mindazt a tényezőt számításba akarjuk venin, amely a nehéz körülmények között dolgozó forgácsoló szerszám éltartamát befolyásolja — amilyen szerszám pl. a marófej is — feltétlenül szólnunk kell a forgácsolószerszám forgácsoló felületeinek és forgácsoló élének a símaságáról. Ezeknek a felületeknek a símasága nem közvetlen, hanem közvetett úton befolyásolja a szerszám éltartamát. Érthető ez, különösen ha meggondoljuk azt, hogyha a hátlap és a homloklap síma, akkor ezeknek a felületeknek a metsződésében szintén egy majdnem egyenes vonalat kapunk. Magának az élvonalnak az egyenessége és símasága igen lényeges a forgácsoló szerszám éltartama

szempontjából, nemcsak marófejjel történő munka esetében, hanem a forgácsolás összes válfajainál. Megmunkálás közben a szerszámél egyenetlenségeit a megmunkált anyag részecskéi töltik ki. Ha ezek a részecskék kitöltik a forgácsoló él hézagait, akkor a sugárirányú erő hatására ékelő hatást fejtenek ki és szétroncsolják a forgácsoló élt.

Ezért arra kell törekedni, hogy a forgácsoló szerszámok élei símák legyenek.

Egy példát említek, hogy miként befolyásolja az él simasága a szerszám termelékenységét. A krakkói Szerszámgép és Fémmegmunkálási Intézetben nagysebességű menetmarógépet készítettek, amely örvénylő maróeljárással dolgozik.

Ebben a nagysebességű menetmarófejben négy kés van, amelyek a munkadarabot megmunkálják. Az első kísérlet alkalmával M 3-as menetet martak 35 mm-es átmérővel. A menet hossza 40 mm volt. Most 600 mm hosszú trapézmeneteket munkálnak meg a gyárakban. Az első kísérletekkor 4—6 db. ilyen, 35 mm átmérőjű és 40 mm hosszú menetet tudtak megmunkálni. Azután, hogy elkezdték a kések fínom fenését, 60—80 ilyen menetet tudnak a késekkel megmunkálni. Ezeknél a forgácsolási sebesség 280 m, az acél szakítószilárdsága pedig 45—47 kg/mm^2 volt. A rudanyag fordulatszáma percenkint 24. Itt természetesen ellenirányú marást alkalmaznak. A kések fenését nem öntöttvason, hanem közönséges lágyacélból készített tárcsán végzik. A tárcsa vízszintes tengely körül forog. Átmérője 300 mm, percenkénti fordulatszáma 10. Csiszolóanyagként bórkarbidot használtak, most pedig karborundumot használnak. Fontos, hogy a karborundum nagyon tiszta legyen. A szemcsefinomság 140—280-g terjed. Fontos, hogy a simítás elején a tárcsa forgási iránya olyan legyen, hogy a pasztát a forgácsoló él alá vigye, a simítás befejezésekor pedig ellenkezőleg, rávigye a forgácsoló élre. A teljes fenési idő 60—80 mp-ig terjed.

Még egy igen fontos megjegyzésem volna:

Tükrösítéskor a kést olyan késtartóba kell befogni, amellyel biztosítva van annak a lehetősége, hogy rúgóval, egyenletes erővel lehessen a kést a tárcsához szorítani. Az ilyen rúgós késtartót a keményfémkések közönséges élezéséhez is használják. A felületi símaság igen jó lesz, de csak a következő feltételekkel: a köszörülési sebesség ne 25—30 m/mp legyen, hanem a 8—12-t ne haladja meg. A szerszámot a tárcsához nyomó erőnek legfeljebb 9 kg/cm^2-nek szabad lennie.

Ilyen feltételekkel érik el a legkedvezőbb élezési termelékenységet. Így érik el a leválasztott keményfém és az elhasználandó kőmennyiség közötti legkedvezőbb viszonyt. Ez a megmunkálás oly kis hőmérsékleten folyik, hogy az anyagon semmiféle repedés nem keletkezik. Ezekhez a repedés-vizsgálatokhoz elektrolítikus maratási eljárást használnak, amely a visszamaradó repedéseket egészen pontosan kimutatja.

Befejezésül hangsúlyozom, hogy minden egyes gyárban megvan a lehetősége annak, hogy ilyen fenőgépet készítsenek, bármilyen kiöregedett gép igénybevételével. Lengyelországban házi úton már készítettek ilyen fenőgépeket.

SIMONYI IMRE

Négy pontban kívánok az előadáshoz hozzászólni:

1. Először az előadás témájának és ezen keresztül a gyorsmarási technológiának a *jelentőségével* kívánok foglalkozni.

Szerszámgépparkunknak kb. 12%-a marógép és 33%-a esztergaszerű gép. E különböző százalékok ellenére gyorsmarás szempontjából a *marógépek jelentősége közel jön az esztergaszerű gépekéhez* az alábbi okokból:

a) A gyorsforgácsolás bevezetésének idején (mai gépparkunk megoszlása akkor alakult ki) az esztergapadokon nagy százalékban *már keményfém-technológiával álltunk szemben, míg a marógépeken gyorsacéltechnológiával.* Ezek szerint a marógépeken a termelékenység fokozásának a jelentősége jóval nagyobb volt: kb. 3—6-szoros.

b) A marógépeken a gépi főidő időrészesedése Bikov szerint 75%, míg esztergákon csak 60%.

c) Költség szempontjából tekintve, a szerszám drágább.

Ezt a nagyobb perspektivát láttuk meg két évvel ezelőtt a Nehézipari Minisztériumban, amikor megrendeztük a Láng-gyárban az első gyorsmarási tapasztalatcserét. Most örömmel regisztráljuk, hogy a Láng-gyári jó tapasztalatok kezdenek a többi gyárakban is komoly mértékben elterjedni.

Helyes volt az előadó témaválasztása, mert tudjuk, hogy üzemeinkben a szerszámfogyasztás *jelentős hányada nem a természetes kopásból*, hanem törésből adódik és ez a tanulmány súlypontilag éppen a törések okainak feltárására és kiküszöbölésére irányul.

A tanulmány továbbá annál időszerűbb, mivel a legújabb szovjet *keramikus, üvegszerű szerszámok* nagy termelékenységük mellett még ridegebbek, mint a jelenlegi keményfémek és így a törésveszély leküzdése esetén válnak igazán üzemi termelő eszközökké.

Egyik közvetlen jelentősége az előadásnak abban is megnyilvánul, hogy segíteni fog üzemeinkben az *A és B lapkaminőségek harcában.* Tudjuk, hogy az A minőség kb. 50%-kal termelékenyebb, mint a B, de éppen a törésveszély miatt gyakran csak B minőséget használunk.

Jelentőségét végül abban is kiemelném, hogy hivatva van *tévedéseket kiküszöbölni.* Példának említem, hogy kb. egy éve került hozzám egy újítás, amely jóakaratú, de téves alapelgondolásból kiindulva, +90°-os belépési szöget javasolt, éppen nagy éltartam elérése céljából. Akkor rámutattam Scsegoljev: Gyorsmarás c. könyvének ezt cáfoló tételére (magyar kiadásban 136. old.). Most Makádi András előadása részletesebben adja a megokolást.

2. Nemcsak a marógépeken, hanem az esztergaszerű gépeken is nagyszámú üzemeinkben a szerszámtörés. Ezért szükségesnek látszik, hogy terjesszük ki ezt a tanulmányt *egyélű szerszámokra* is, mivel ezeknél a működési viszonyok egyszerűbbek. Hogy erre szükség van, sok eset bizonyítja és tudjuk is, hogy az egyélű szerszámok gyakran dolgoznak magszakításos felületeken, továbbá a mindenkori munkakezdés is megszakítást, ütést jelent. Kiemelek egy esetet, amely a MÁVAG-ban történt. Egyik munkásunk keménykérgű acélöntvény megmunkálásán egy teljes napot kínlódott eredmény nélkül és végül a gyorsforgácsoló brigád az itt elhangzottakhoz hasonló elgondolással találta meg a megoldást.

3. Az első érintkezési pont kérdése szorosan összefügg a szélességi fogásvételek számával. Ha ebben a kérdésben már kezdetben dönteni tudunk, lényegesen könnyebb lesz az előadásban kifejtett szempontok szerint az *optimális variáns* kiválasztása. Ezért felhívom a figyelmet arra a technológiai tételre, hogy széles felületek síkmarásánál a kis lóerőteljesítmény esetén nem

gazdaságos a teljes felületet átfogó, nagy átmérőjű maró alkalmazása, mert csökkentett előtolással és vágósebességgel kellene dolgozni. Ezt Scsegoljev is világosan kifejti fentemlített könyvében. *Gazdaságosabb inkább kisebb átmérőjű maróval a munkadarabot több keskenyebb sávon*, egymás után megmunkálni, természetesen mindig teljes teljesítménykihasználással. Ez utóbbi variáns használata esetén a munka hamarabb lesz kész. A fenti tételt mind az elmélet, mind a gyakorlat igazolja, és tudatos, eddiginél gyakoribb alkalmazása hasznosan támaszthatja alá az optimális »első pont« kiválasztását.

4. Bár az előadás a gyakorlati részre is komoly súlyt helyez, mégis felhívom a figyelmet, hogy a marási szélesség és átmérő viszony: B/D *értékeinek részletesebb taglalása* lenne szükséges. Már az a közölt tény, hogy a belépési szög $+20°$ és $-10°$ közötti értékei adnak optimális éltartamot, arra mutat, hogy az eddig szokásos $B/D = 0{,}41 - 0{,}7$ értékek közül a gazdaságosak az alsó határ felé tolódnak. Üzemeinkben, különösen egyes munkacsoportokra vonatkoztatva, igen jó gyakorlati kulcsszám a B/D viszony, úgyhogy szükségesnek látnám az *eredményeknek erre a kulcsszámra való részletesebb vetítését.*

BITTVAI NÁNDOR

A gyorsmarás úgy válhat valóban üzemszerűen gazdaságossá, ha nemcsak a megmunkálási idővel takarékoskodunk, hanem a keményfémmel is. Tapasztaltuk, hogy berezeg a gép is, és a hajtómű fogaskerekei élesen ütődnek, rezegnek a késnek az anyagba való helytelen behatolása miatt. Ha helyesen választjuk meg az első érintkezési pontot, a kés éltartama hosszabb lesz, egyenletesebben dolgozik, a felület simábbá válik.

Nézzük meg most, milyen egyéb feladatokat kell megoldani a gyorsmarás üzemszerű alkalmazásánál olyan üzemben, ahol egyedi gyártás folyik.

A gyorsmegmunkálás alapkövetelménye a szerszám pontos elkészítése mellett annak gondos, szakszerű tárolása és kezelése. Nagy gondot kell fordítani arra, hogy a szerszámok üzemi használata és kezelése előírásszerű legyen. Legtöbb üzem ismeri már a nagyteljesítményű szerszám szerkezetét és el is készíti, csak használni nem tudja gazdaságosan. A kezdeti ismereteken túlmenően meg kell magyarázni a munkásoknak, hogy ez a korszerű szerszám csak a forgácsolási szabályok pontos megtartása esetén jelent több elvégzett munkát. Az olyan üzemben, ahol az öntöttvastól az ötvözött acélokig, az alumíniumig, stb. a legkülönbözőbb anyagok kerülnek megmunkálásra, igen nagy figyelemmel kell foglalkozni az oktatással.

A Láng-gyárban bevezetett típus: a radiálisan elhelyezett kések. A késeket külön élezik és a fejbehelyezés egyszerű és pontos készülékkel történik. A marócsere valóban csak pár percig tart. Szükséges volna azonban a kések utánköszörülése akkor, amikor már felfogtuk a marógépre. Olyan készülékre volna szükség, ami időben nem jelentene nagyobb kiesést és könnyen kezelhető volna. Ezzel az utánköszörüléssel kiküszöbölhető lenne a fejnek a legkisebb ütése is és meghosszabítaná az éltartamot, egyenletessé tenné a késesfej munkáját és jobb minőségű felületet is nyernénk. Tömeggyártó üzemeinkben használnak ilyen készüléket, de egyedi gyártó üzem részére szükség volna olyanra, ami könnyebben, gyorsabban lenne üzembe helyezhető.

ZOLTAI GYULA

Igen fontos a szerszámok helyes használatának a biztosítása. A munkásokat oktatni kell arra is, hogy a nagyteljesítményű szerszámokkal, mint aminő a marófej is, nagyon gondosan kell bánni. Meg kell magyarázni nekik a forgácsolási szabályok megtartásának fontosságát. Ezzel kapcsolatban nem kell hangsúlyoznom annak jelentőségét, hogy a munkásokkal műveleti utasításokon közölnünk kell a forgácsolási technológiai adatokat.

Rá kell mutatnom arra is, hogy nagysorozat-gyártás és tömegmunka esetén mennyire fontos, hogy a munkavégzés előtt munkatanulmányokat és próbamarást végezzünk abból a célból, hogy megállapíthassuk a helyes eljárást.

Gondoskodni kell továbbá a szerszámok, a szerszámkopások, rongálódások, élezések nyilvántartásáról, a helyes statisztika összeállításáról, hogy mindenkor ellenőrizhessük a munka menetét és gazdaságosságát. Ellenőrizni kell az üzem- és a művezetés munkáját, ki kell nyomozni a kés-törések okát stb.

Ez alkalommal rá szeretnék mutatni azokra az eredményekre, amelyeket üzemünkben, a Láng Gépgyárban, a gyorsmarás bevezetésével kapcsolatban szükségesnek mutatkozott, műszaki szervezési intézkedések eredményességét kutató statisztikai vizsgálódások hoztak.

Már előljáróban meg kell állapítanom, hogy e vizsgálódások minden kétséget kizáróan igazolták azt, hogy a gyorsmarás alkalmazásánál a szerszám jó kialakítása mellett mennyire szükséges a helyes szervezés, az oktatás és az ellenőrzés, miként arra Bittvai Nándor is rámutatott hozzászólásában.

A vizsgálódásokat a mult év első felében, féléven keresztül végeztük.

E félév alatt a megmunkálásra került munkadarabok anyagminőség szerint a következő megoszlást mutatták:

Öntöttvas	35%
Kemény acélöntés, és erősen ötvözött nagyszilárdságú acél	20%
Ötvözetlen szerkezeti acél	45%

A gyártás jellege szerint a munkadarabok a következő megoszlásban kerültek megmunkálásra:

Egyedi gyártásban	60%
Kissorozat-gyártásban	40%

Ezek az adatok azt mutatják, hogy a munkakörülmények meglehetősen kedvezőtlenek voltak, aminek következtében szó sem lehetett előzetes munkatanulmányok végzéséről, és a megmunkálás technológiai adatai sem voltak előzetesen központilag megállapíthatók.

A munka ütemét valamely műhelyben általánosságban a percenkénti előtolás adatai jellemzik. Eltekintve az egyes munkadaraboknál elkerülhetetlenül jelentkező szóródástól, a műhelyben nagy általánosságban a következő percenkénti előtolásokkal dolgoztak:

Öntöttvasnál	250—350 mm/perc
Kemény acélöntésnél és erős ötvözésű nagy szilárdságú acélnál	150—250 »
Szerkezeti acélnál	300—480 »

A munkások megoszlása a következő volt:

Szakmunkás	30%
Átképzős és tanuló	70%

A félév folyamán összesen 25 marófej volt üzemben. Ezek különböző átmérőjűek, de azonos szerkezetűek voltak, azonos késekkel felszerelve.

A marófejekre összesen felszerelt kések száma 174 volt.

A marófejekkel a munkások a félév folyamán összesen 11 000 munkaórát dolgoztak. Ebből 5500 óra volt a forgácsolási idő.

A félév folyamán a munkások összesen 757 kést használtak el 34 822 Ft értékben (a lapka árát, a munkabér- és rezsiköltséget figyelembevéve).

A marókéseket elhasználódás szempontjából a következő három csoportba soroltuk:

a) normális kopású kések, amelyeknél 14 vagy több élezést lehetett végezni,

b) közepesen elhasznált kések, amelyeknél a csorbulásra és a törésre való tekintettel 14-nél kevesebb, de 6-nál több élezést lehetett végezni.

c) rongált kések, amelyeknél 6-nál kevesebb élezést lehetett csak végezni.

Az elhasznált kések darabszáma és a rongálódási kár a fenti csoportosítás szerint a következő megoszlást mutatta:

	Kések száma	Rongálódási kár
a) Normális kopású kések:	290	—
b) Közepesen elhasznált kések:	260	4700 Ft
c) Rongált kések:	207	7650 »
Összesen:	757	12350 Ft

Eszerint a rongálódás miatt a 757 kés 34 822 Ft-nyi összértékéből 12 350 Ft veszett kárba.

A rongált kések száma (207 db) az elhasznált összes kések számának 28,5%-át és a rongálódások értéke (7650 Ft) az összes rongálódási érték 62%-át képviselte.

Kérdés: mi az oka a rongálódásnak?

Megállapítottuk, hogy a munkás a megmunkálás során legnagyobbrészt valamilyen jelentékeny technológiai hibát követett el. A helytelen alkalmazás miatt legnagyobbrészt az egész késkészlet, vagy legalábbis nagyrésze olyan mértékű károsodást szenvedett, hogy tovább használni már nem lehetett.

A statisztikai adatok tükrében a rongálódások oka a rongálódási kár összértékében (7650 Ft) kifejezve, a következő képet mutatta:

A hibás munkamódszer és a rongálódás oka:	Kár az össz-rongálódás Ft-értékének százalékában
1. A munkás gyorsmenettel állt a munkához, de túl későn kapcsolt ki Ennek oka: gyakorlatlanság, gondatlanság	5%
2. A munkás tévedésből gyorsmenettel hatolt bele az anyagba. Ennek oka: felelőtlenség, gondatlanság	15%
3. A munkás hátrafelé forgatta a marót és így vett fogást. Ennek oka: figyelmetlenség, gondatlanság	25%
4. A munkás túl mély fogást vett és emiatt a kés szára is beleért az anyagba. Ennek oka: gyakorlatlanság, figyelmetlenség	20%
5. A munkás a munkadarabot nem fogta fel megfelelőképen és emiatt a munkadarab marás közben elmozdult. Ennek oka: gyakorlatlanság, gondatlanság, rossz munkakörülmények	15%

6. A gép valamelyik csúszófelülete (asztal, mellgerenda stb.) nem volt eléggé rögzítve és emiatt a maró elkapta az anyagot. 5%
Ennek oka: nagyobb részben figyelmetlenség, kisebb részben géphiba 5%
7. A munkás hibáján kívüli okok: géphiba, anyaghiba, forrasztási hiba, kísérletezés stb.
Ezeket oktatással és ellenőrzéssel sem lehetett volna kiküszöbölni 15%

A felsorakoztatott adatokból látható, hogy gyárunkban a mult év első felében a rongálódásoknak legalább is a 60%-a elkerülhető lett volna, ha a munkásokat a helyes technológiára és munkamódszerre előre megfelelően oktattuk és munkájukat szervezetszerűen ellenőriztük volna. Ezek az adatok igazolják azt a megállapításomat, hogy a legjobban kialakított marófej üzemszerű, gazdaságos munkavégzését is csak akkor biztosíthatjuk, ha gondoskodunk arról, hogy a munkásokat megfelelően oktassák, és a munkavégzés állandóan, szervezetszerűen ellenőrzés alatt álljon.

Statisztikai felvételeink eredményeiből különféle mutatók számíthatók, amelyekből tájékozódást nyerhetünk a marófejek kihasználására, a marófejenkinti átlagos késszámra, a késfelhasználásra, a késszükségletre, a késenkinti átlagos élezések számára, és a rongálódásokra vonatkozólag. Ezek nyomtatásban megjelentek, és így az érdeklődők ebben a tekintetben is tájékozódást nyerhetnek. Hangsúlyozni szeretném, hogy e mutatók segítségével minden üzem érdekes következtetéseket nyerhet a marókések kihasználására és utánpótlására vonatkozólag akkor, ha marófejeket rendszeresen tart üzemben, vagyis rátér a rendszeres, üzemszerű gyorsmarás alkalmazására.

Befejezésül annyit kívánok megemlíteni, hogy az olyan kényes és sokoldalúan használható szerszámoknál, mint aminők a marófejek, a gazdaságos szerszámfelhasználás elméleti megállapítása igen bonyolult feladat. A gazdaságos szerszámfelhasználás elméleti értéke ugyanis sok tényezőtől függ. Ezek nagy általánosságban két csoportba sorolhatók:

a) A késsel kapcsolatos tényezők (a késre forrasztott lapka mérete, a kés előállítási költségei).

b) Az üzemi adottságok (a munkák és munkagépek jellege, az élezési idő, az üzem szervezettsége, az üzemi terv stb.).

E meggondolások szerint tehát a marófejek gazdaságos felhasználására egyelőre aligha lehet minden üzemre egyaránt érvényes szerszámfelhasználási előírást kidolgozni.

A LEFEJTŐMARÓK FEJLŐDÉSÉNEK JELENLEGI ÁLLÁSA

SASI NAGY ISTVÁN

A fogaskerekek gyártásának minősége és termelékenysége befolyással van a gépek teljesítményére és gépgyártásunk kapacitásának növelésére. Mindkét feltétel kielégítésére korszerű jó gépek és az eddigieknél nagyobb teljesítményű szerszámok szükségesek.

A lefejtőmarókkal történő fogmarási módszer már 60 éve ismeretes. A módszer alapja a lefejtőeljárás. A fogazószerszám csavarvonal mentén kiképzett fogas profilból áll. Mind a szerszám, mind a munkadarab forog, mégpedig úgy, hogy a munkadarabnak az osztókörön a menetszámmal szorzott csavaremelkedés mértékével kell továbbforognia azalatt, míg a lefejtőmaró egy fordulatot tesz. Az eljárás tulajdonképen megegyezik a fogasléccel történő, generáló lefejtő eljárással. Különbség azonban az, hogy a fogaslécprofilnak folyamatos csigamenetprofil felel meg. Ez a profil végtelen sok, egymást követő és csavarvonalon elhelyezkedő fogaslécprofilból áll (1. ábra).

Mielőtt megismerkednénk az ujabb és korszerűbb lefejtőmaró-konstrukciókkal, tekintsük át azokat a csiga-(csavar)típusokat, melyeknek elvén a lefejtőmarók profilozása és számítása felépül.

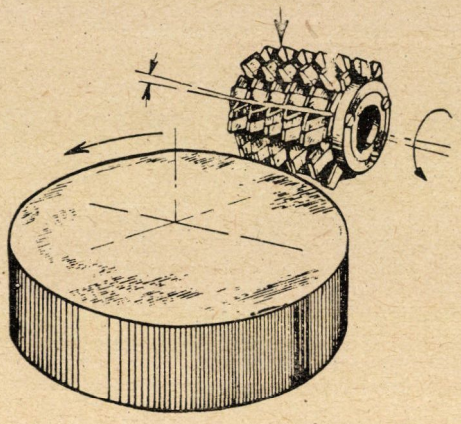
A csiga- (csavar-) felület úgy keletkezik, hogy csavarvonal mentén egy egyenes vonalat mozgatunk tova. Az első, ilyen típusú felületnél az egyenes meghatározott szög alatt metszi a csiga tengelyét.

Az így keletkezett csavarfelület az archimedesi csavar. Ennek jellemzője tehát az, hogy a felület egyenes alkotója a csavar tengelyén halad át. A fenti elnevezésüket azért kapták ezek a csigák, mert ha a tengelyükre merőleges síkkal metsszük, akkor a metszetben archimedesi csavarvonalat kapunk (2/a ábra).

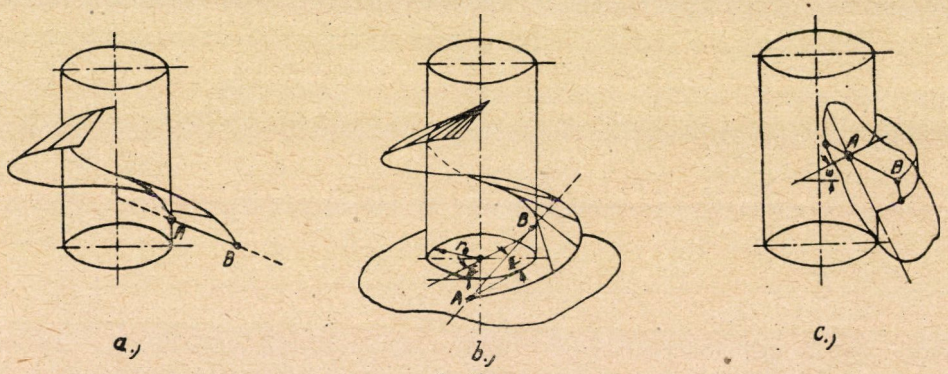
A második típusú csavarfelület úgy keletkezik, hogy egy alaphengeren elhelyezett csavarvonal mentén a hengerhez érintőlegesen egyenest húzunk, a csavaremelkedés szögével megegyezően és ezt az egyenest a csavarvonal mentén elmozgatjuk. Az így keletkezett felület evolvens felület. Ha ezt a csavarfelületet a tengelyre merőleges síkkal metsszük, evolvens görbét kapunk. Az irodalomban ezt a csavarfelületet lefejthető csavarfelületnek nevezik (2/b ábra).

A harmadik típusú csavarfelület olyan csavarfelület, amelynél normálmetszetben egyenes profilt kapunk, míg a tengelyre merőleges síkkal való metszetben nyújtott evolvens képződik (2/c ábra).

A fentiek alapján a következő három csavartípusból képezhetünk lefejtő marókat :



1. ábra



2. ábra

1. Archimedesi (tengelymetszetben egyenes profilú) lefejtőmarók.
2. Evolvens profilú lefejtőmarók.
3. Normálmetszetben egyenes profilú lefejtőmarók.

Hogy a fenti három típus közül melyiket használjuk, azt az üzemi feltételek és a fogaskerekek gyártásának jellegzetességei határozzák meg.

A közönséges lefejtőmarókkal történő fogmarás esetén (jelen esetben a profilkorrekció-nélküli lefejtőmaróra gondolok) a maró foga egyidejűleg választja le a forgácsot a fejkörön lévő vágóélével és a fog oldalprofilja mentén. Ennek eredménye az, hogy a forgácsot igen hosszú vágóéllel választja le. A forgácsolás folyamata közben a fog oldalától a külső felületre való átmenetben a forgácsolás nem történik normális körülmények között, hanem a forgács

tömörödik vagy széttöredezik. Ennél a forgácsolásnál felesleges teljesítményt fogyasztunk a forgács tömörítésére és felaprítására. A szerszám éltartóssága is erősen csökken.

A kitűzött cél az, hogy a forgács minél több részből tevődjék össze a profil mentén, azaz a marófog fején levő vágóél által leválasztott forgács ne legyen kapcsolatban a maró oldalsó vágóéleivel leválasztott forgáccsal.

Az ilyen forgácsképződést a Szovjetunióban szerkesztett nagyteljesítményű maróval érték el. A jelenleg használatban levő, szokásos lefejtőmaróknál a marófogaknak a fogaskerekek marásánál egyenlőtlen terhelése van, a fogazandó fogaskeréktest viszonylagos helyzete szerint. A maró szélső fogai annyira túl vannak terhelve, hogy a következő fogak alig, vagy egyáltalán nem is vesznek részt a forgácsolásban. Csupán 1,5—2 menet fogai veszik fel a tulajdonképeni terhelést, pedig ez a maró hasznos éleinek csak kicsiny hányadát képezi. A leválasztott forgács legnagyobb része a marófogak külső éleit terheli, mert ezek jelentősen vastagabb forgácsot szednek le, mint a belső élek, azonkívül az egyes fogak által leszedett forgácsok vastagsága egyenlőtlen. Mint láttuk, a belépő fogak terhelése a legnagyobb, míg a középső profilt kialakító fogak csak igen vékony forgácsot választanak le. Ebből láthatjuk, hogy az egyenlőtlen terhelések következtében a maró fogainak az éle egyenlőtlenül kopik és míg az egyes részeken még éles fogak vannak, addig máshol már elkopott a szerszámunk. A lefejtőmarót nem tudjuk gazdaságosan kihasználni, hiszen ujra kell élezni az egyenlőtlen kopás következtében.

A lefejtőmarók forgácsolási folyamatának elemzése a fogak terhelésére vonatkozólag új lehetőségeket tárt fel. Nemcsak az elméletileg kedvező élkiképzés, hanem a forgácsolási kerület és az előtolás növelése által is emelhetjük a fogmarás teljesítőképességét.

A már jelzett nagyteljesítményű lefejtőmarónál a szovjet tervezők kiküszöbölték az egyenlőtlen forgácsolási viszonyokat. Az a forgács, melyet a maró fogainak külső kerületeivel választunk le, határozott körvonalú sávokat képez. A forgácssávoknak vastagsága gyakorlatilag teljesen egyforma marad a forgácsolás kezdetén és befejezéskor egyaránt. Ennél a típusnál az ellenirányú marásnál a fogaknak az anyagba való belépésekor a forgács képződése csak annyiban tér el az egyirányú marásnál észlelttől, hogy a maró fogai jobban kihegyesedő forgácsokat választanak le. Ha a maró fogainak az anyagba való belépési iránya a munkadarab külső felületéről történik (azaz, ha egyirányú marásról van szó), akkor a fogak sokkal nagyobb dinamikus terhelésre vannak igénybevéve. Ha a belépés irányát megváltoztatjuk, azaz a fogláb irányából forgácsolunk (ellenirányú marásról van szó), a maró fogai sokkal kisebb ütéseket kapnak, aminek következménye a jobban kihegyesedő forgács.

A Szovjetunióban több forgácsolási kisérletet végeztek teljesen hasonló körülmények között a jelenleg is szokásos lefejtőmarókkal és a helyesbített nagyteljesítményű lefejtőmarókkal. Ezek eredménye az volt, hogy az elsőnél

a marófogak által leválasztott fémréteg egyenlőtlen vastagságú, míg a másodiknál a forgácsvastagság teljesen egyenlő. A fogmarógép teljesítményének kihasználása szempontjából ezeket a marókat igen gazdaságosan lehet felhasználni. A jelenleg szokásos lefejtőmarók konstrukciós szempontból feloszthatók fogaskerék- és csigakerék-lefejtőmarókra, azonkívül bordástengely-lefejtőmarókra és különböző, a kerületen egyenlő osztással bíró, egyenes vagy görbe profillal rendelkező alakzatok marására alkalmas lefejtőmarókra.

Vizsgáljuk meg először a szokásos fogaskerék-lefejtőmarókat. A marók konstrukciós adatainak meghatározása számítással történik. Az osztóhengeren felvesszük a csavarvonalat, amely a tulajdonképpeni csavarfelület osztóvonalának felel meg.

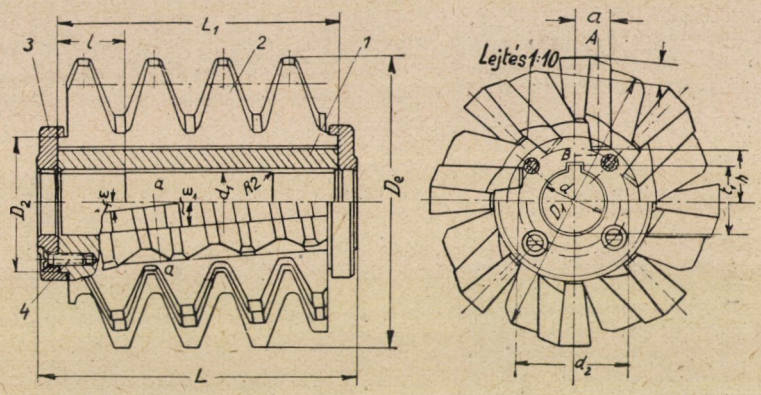
Az így keletkezett csavarvonalra merőlegesen húzott vonal adja a forgácsteret képező horony elméleti irányát. A felállított háromszögekből a trigonometria szabályaival magállapíthatjuk azokat az összefüggéseket, amelyek a marók szerkesztéséhez szükségesek. Azonkívül, ha megrajzoljuk a normálmetszetet, ebben a metszetben meghatározhatjuk a maró fogainak konstrukciós adatait is. A fogaskerék-lefejtőmaróknál olyan csavarfelületet használunk általában, amelynél normálmetszetben egyenesvonalú profilt kapunk. Igen fontos a maróprofil ellenőrzése. Ellenőrzést kétféleképen végezhetünk: vagy a normál-metszetben, vagy a tengely-metszetben. Ha helyesebb eredményt akarunk elérni, akkor a tengelymenti ellenőrzést használjuk, azonban ebben az esetben a normálmetszetben kiszámított maróprofilt transzformálni kell a tengely-metszetre. Lényeges még a maró külső átmérőjének meghatározása is. A maró külső átmérője nagyon befolyásolja a megmunkálandó fogaskerekek pontosságát. Minél nagyobb a külső átmérő, annál pontosabb fogaskerekeket tudunk készíteni. A hiba a görbültség csökkentésével kisebb lesz. A marók átmérőjének megnövelése pontosság szempontjából helyes ugyan, azonban a gazdaságosság szempontjait figyelembe véve, a tömör marókra vonatkozólag helytelen. A pontosan köszörült profilú lefejtőmarókat u. i. általában gyorsacélból készítik és az átmérő-megnövelés a gyorsacél pazarlására vezetne. Ezenkívül a maró átmérőjének megválasztásánál figyelemmel kell lenni még az elkészítendő fogaskerekek rendeltetésére is. Ez a maró hosszának megválasztására is vonatkozik.

A homlokkerék-lefejtőmarókat háromféle kivitelben készítik: nagyoló, csiszoló (köszörülési ráhagyásos) és végül simító (készre megmunkáló). A nagyoló lefejtőmarókat kevésbbé pontosan készítik, gyakran köszörületlen kivitelben. A menet bekezdésének számát 2—3-ra veszik, hogy a termelékenységet növeljék. A bekezdések számának ilymódon történő növelésével azt érjük el, hogy a marandó fogaskerék fordulatszáma is megnő. Azonban figyelemmel kell lenni arra is, hogy a megnövekedett emelkedési szög hatására romlanak a forgácsolási feltételek a profil oldalain és ebből kifolyólag az előtolást kell csökkenteni.

A csiszoló lefejtőmaróknál már csak egy bekezdésű marókat célszerű alkalmazni.

A simító lefejtőmarók az előbbiekhez viszonyítva, sokkal pontosabb tűrésekkel készülnek és a profil pontossága céljából átmérőjüket megnövelik, így a már említett nagy görbületi sugarak miatt a profil torzulásai elenyészőek lesznek.

A nagyoló lefejtőmarókat hátraesztergált és a simítókat hátraköszörült kivitelben készítik. A hátraesztergálás, illetve hátraköszörülés értékének megválasztásánál figyelemmel kell lenni arra is, hogy a marókat többször utána fogják élezni, ezért a számított osztóhenger-átmérőt az új és az újraköszörült marók osztóhenger-átmérője között kell felvenni.



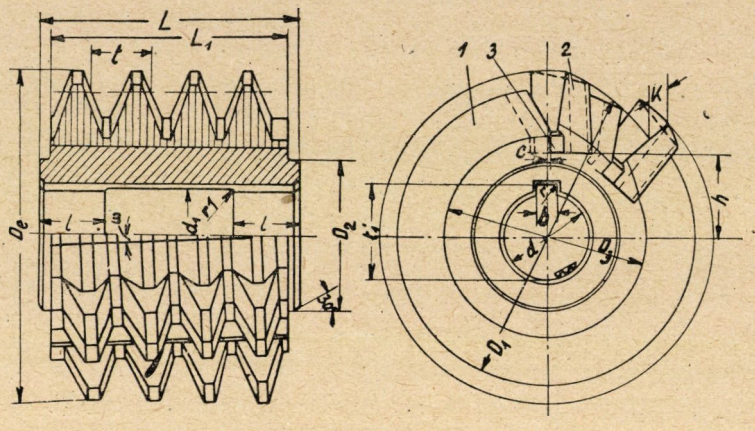
3. ábra

A gazdaságosság szempontjait figyelembevéve, a fogaskerék-lefejtőmarók sokféle kialakítását ismerjük. Röviden összefoglalva ismertetem itt a legújabb típusú szovjet marókonstrukciókat. Az egyiknél betétkéseket (fésűket) alkalmaznak. A vágórész tulajdonképen maga ez a fogaslécfésű, amelyet gyorsacélból készítenek, a törzs pedig szerkezeti acélból készül. Ebbe a törzsbe a fésüskés részére a középpont felé szűkülő hornyokat marnak, amelyekbe besajtolják a gyorsacél-késeket (fésüket). A homlokfelületen a rögzítés úgy történik, hogy a leesztergált hengeres peremre melegen oldalgyűrűket húznak fel. A kihült gyűrűk összezsugorodása folytán az abroncshoz hasonlóan szorítják össze a fésüskéseket. A gyűrűket ezenkívül még biztosításképen a törzs homlokfelületéhez csavarozzák. Ez a konstrukció biztos és jó rögzítést szolgáltat, azonban a késeket törés esetén cserélni nem lehet. A fenti marókonstrukciót általában 10-es modulusnál nagyobb lefejtőmaró esetén alkalmazzák (3. ábra).

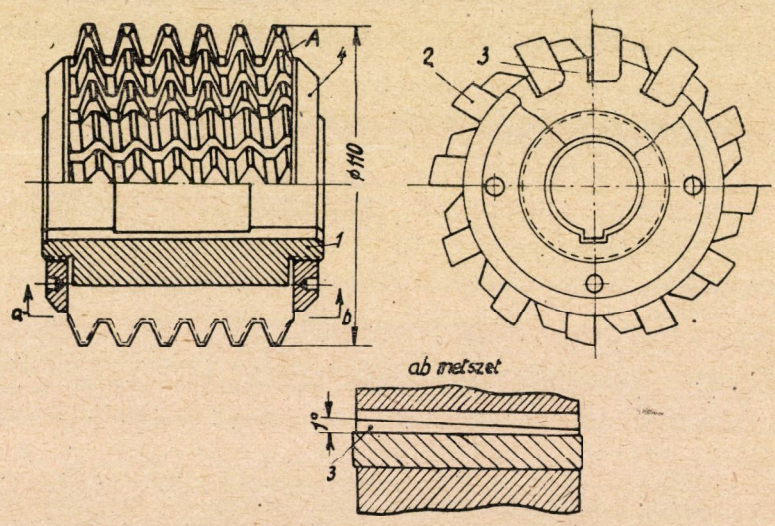
Más, hasonló betétkéses lefejtőmaró kivitelnél, amelyet általában 5—9 modulusig használnak, — a fésüskések hátán bordázás van, úgyszintén a törzs hornyaiban is radiális irányban. A horonyba helyezett késeket lapos ékekkel

rögzítjük úgy, hogy a homlokoldal felől helyezzük be azokat. Ez a konstrukció szintén nehézkes a kések cseréjére nézve.

A késeket a törzzsel együtt kell megmunkálni (4. ábra).



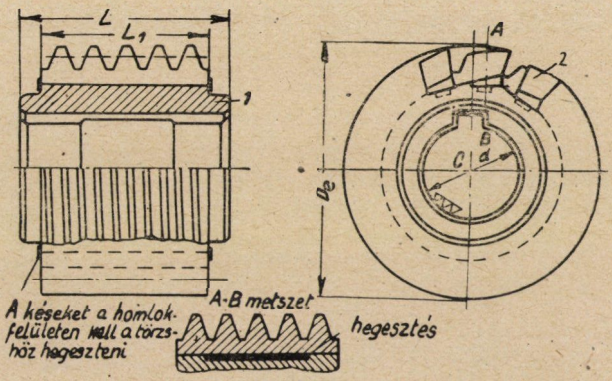
4. ábra



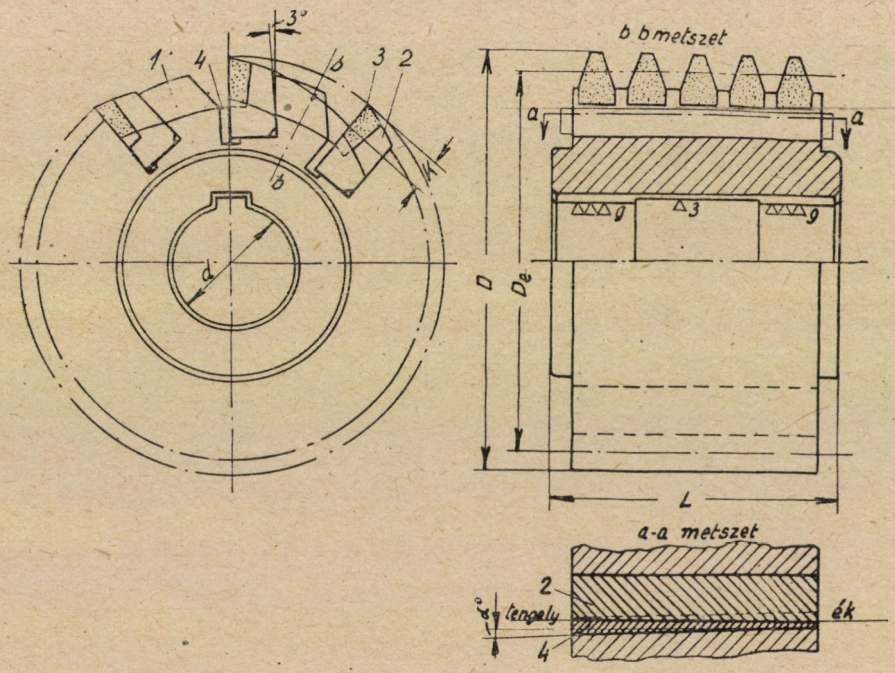
5. ábra

A következő és legelterjedtebben használt betétkéses lefejtőmarótípus, amelyet a gépjárműiparban használnak és amely típus szerint bordástengely-lefejtőmarókat is készítenek, ugyancsak gyorsacélfésűnek a hornyokban történő ékes rögzítésével készül. A tengelymenti mozgás ellen a fésűket gyűrűk biztosítják. A gyűrűket csavarokkal rögzítik. A kések cserélhetők (5. ábra).

A fent felsorolt jellegzetes lefejtőmaró-konstrukciókon kívül számos másféle mechanikus rögzítésű létezik. A mechanikus rögzítésen kívül a fésűket forrasztás útján is rögzíthetjük a törzshöz. Az egyik ilyen marónál a gyors-



6. ábra

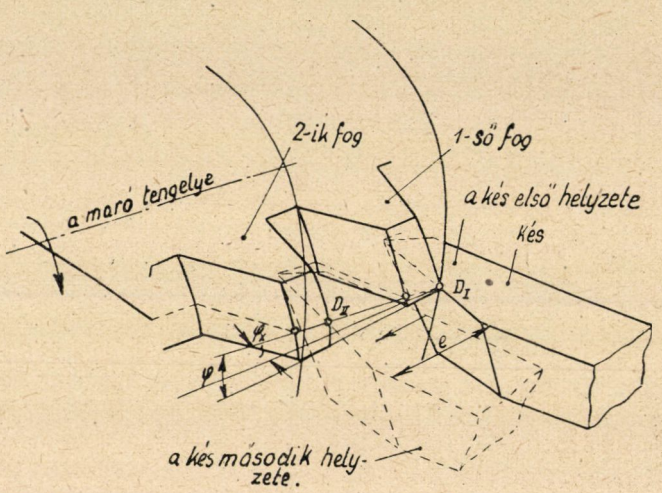


7. ábra

acélkéseket behelyezzük a törzs hornyaiba, előzőleg azonban a hornyokban kiképzett mélyedésekben réz-nikkel-lemezeket helyezünk el, amelyek olvadáspontja (1150 C°) közel áll a gyorsacélkések edzési hőfokához. A késeket a törzsbe helyezzük és azután kis fémcseppel a törzshöz erősítjük. Majd a lefejtőmarót hőkezeljük. Az edzésnél, amit sófürdőben végzünk, a kések alatti hornyokban

lévő forrasztólemezek elolvadnak és a kés és a törzs közötti hézagot a kapillaritás törvényei szerint kitöltik és a kést a törzshöz forrasztják. A maró további megmunkálása, tehát a furat köszörülése, az élezés és a profil köszörülése a megeresztés után történik (6. ábra).

Fésüsbetétkéses lefejtőmarókul főleg nagyobb átmérőjű és nagyobb modulú szerszámokat alkalmazhatunk. Vigyázni kell arra is, hogy a maró emelkedési szöge túl nagy ne legyen, u. i. a betétkések elkészítése csak egyenes kivitelben történhet. Nagyobb emelkedésnél a maró fogainak követniök kell a horonycsavarvonal irányát, amelyet ebben az esetben egyenes betétkéssel már nem helyettesíthetünk. Az ilyen esetekben fogaslécprofil helyett egyenkénti



8. ábra

betétfogakat alkalmaznak. Ezekre vonatkozólag többféle típus alakult ki és főleg 20-asnál nagyobb modulussal rendelkező fogaskerekeknél alkalmazzák.

Mind a Szovjetunióban, mind másutt komoly eredményeket értek el a lefejtőmarók törzsébe helyezett keményfémlapkás megoldásokkal. Ezek a marók az utóbbi időben elterjedt gyors fogaskerékmarás fejlődésével alakultak ki (7. ábra). Alkalmazásuk nagy termelékenységet adhat. Az előzőekben ismertetett betétkéses lefejtőmarótípusok fontosabb konstrukciós elemeit ugyanúgy számítjuk ki, mint a tömör lefejtőmarókat. Azonban eltérhetnek a külső átmérő, a furat és a fésűk meghatározása szempontjából a tömör lefejtőmaróktól és ennek okából ezeket a marókat természetes nagyságukban kell megszerkeszteni.

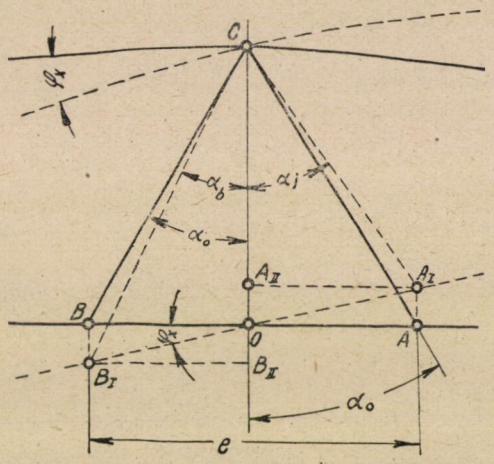
Az eddig ismertetett fogaskerék-lefejtőmarókon kívül igen elterjedtek a csigakerék-lefejtőmarók is. A csigakerék-lefejtőmaróknál az archimedesi csavar-típusú marókat alkalmazzák. Ennek az az oka, hogy a csavar (csiga-) hajtásban a csigakerék és a csiga kapcsolódásakor a csiga tengelymetszete fogaslécprofilú, tehát trapézmenetnek megfelelő. A csigakerék-lefejtőmarók

profilja tengelymetszetben egyenes vonalú és elkészítésük egyszerűbb a fogaskerék-lefejtőmarókhoz viszonyítva. A maró tervezésénél ugyanazokat a konstrukciós elemeket kell kiszámítani, mint a fogaskerék-lefejtőmaróknál, viszont figyelembe kell venni azt, hogy a tengelymeneti profil jobb és baloldali szögértékei nem egyenlők. Ezt a korrekciós számítást feltétlenül el kell végezni (8., 9. ábra).

A csigakerék marásának két típusát különböztetjük meg:

az egyik a radiális, vagy sugárirányú előtolással történő marás, másik a tangenciális, vagy tengelyirányú előtolással történő marás.

Az első esetben a maró előtolása a munkadarabra sugárirányban történik olymódon, hogy a munkadarab és a marótengely távolsága változik a meg-



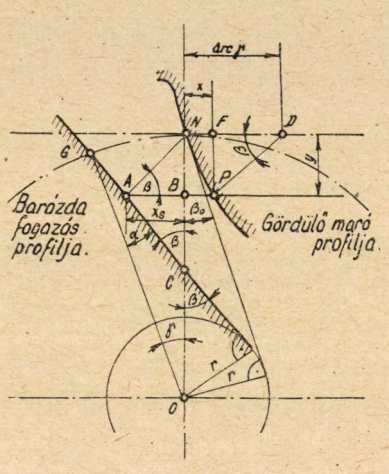
9. ábra

munkálás alatt. A sugárirányú előtolásnál azonban előfordulhat, hogy a csigakeréken a profil oldalrészei lemetsződnek. A csigakerék gyengülésének oka abban rejlik, hogy a lefejtőmarón az emelkedési szög a fejátmérőtől befelé növekszik és sugárirányú előtolásnál a csigakeréken a foghézagokat először a lefejtőmarók külső átmérőjével forgácsoljuk, ezek pedig később a csiga belülfekvő szelvényrészeivel fognak kapcsolódni. Az oldalrészek ezen lemetszése különösen akkor jelentkezik, amikor a csiga erősen körül van fogva, vagy ha nagy emelkedési szögű. Ez a helyzet a globoidális csigáknál, ahol a csigakerék megmunkálását csak ütőkéssel tudjuk elvégezni.

A másik esetben, a tengelyirányú előtolásnál, a munkadarab és a maró közötti tengelytávolság állandó marad, a maró pedig saját tengelye mentén halad előre. Ezeket a marókat bekezdő kúppal látják el. A második csigakerékmarási eljárás sokkal pontosabb és ezért az első típusú eljárást csak akkor alkalmazzák, ha a marógépen nincs lehetőség tengelyirányú előtolás adására. A csigakerekek ezen második típusú lefejtőmarásánál a szerszám kezdeti

helyzetben már annyira be van mélyülve a csigakerékbe, mint ahogyan a csiga működés közben, természetesen hozzászámítva a megfelelő lábhézagot, illetve a fejhézagot. Ezért a profil lemetsződése nem következhetik be. A csigakerékmarókat mind feltűzhető, mind tömör száras kivitelben készítik. Száras marókat főleg csak akkor készítenek, ha a maró méretei miatt a furatot nem lehet bennük elkészíteni. Természetesen a gazdaságosság szem előtt tartásával a fogaskerék-lefejtőmaróknál ismertetett betétkéses kivitelben is készíthetik ezeket a marókat. A tömör száras kivitelnél pedig a gyorsacél lefejtőmarótesthez a szárrészt tompahegesztéssel illesztik.

A fogaskerék- és csigakerék-lefejtőmarókon kívül elterjedten használják a lefejtő marót egyenes profilú barázdafogazásnál, hornyos tengelynél pár-



10. ábra

huzamos ékpályával, hornyos tengelynél radiális ékpályával, fűrészfogazásnál, továbbá a kör kerületén egyenlő távolságban ismétlődő, illetve visszatérő fogformáknál.

Az ilyen lefejtőmaró normálmetszetben lévő evolvens profiljának meghatározását szerkesztéssel, leginkább 50-szeres nagyításban készítik el, így még elég pontos szerszámkiképzést kapunk, azonban a legkisebb pontatlanság már érezhető hibákat okoz. Kis méreteknél minden baj nélkül alkalmazható ez az eljárás, azonban növekvő átmérő esetén nehézségek mutatkoznak. A szerkesztés tulajdonképen a Reuleaux-féle evolvens fogprofilszerkesztésen alapszik.

Analitikai számítási eljárással sokkal pontosabban tudjuk meghatározni az evolvens profilt. A számítási eljárásra többféle módszert ismerünk, azonban mindenütt egy koordináta rendszerben az egyes pontok x és y koordinátáit kell meghatározni (10. ábra).

Az ilyen módon számított maróprofil elkészítése sablon szerint történik. A szerszám élét mérőmikroszkóp alatt, koordináta-mérő eljárással ellenőrzik.

Az oldalprofilokat ezeknél a lefejtőmaróknál abban az esetben, ha számításunk nagy csavaremelkedésre vezet, helyesbítenünk kell. Általában, ha az emelkedés 4—5° alatt van, akkor erre a helyesbítésre nincs szükség. A számításnál a maró-átmérőt lehetőleg úgy kell megválasztanunk, hogy a csavaremelkedés szöge ezen értékek alatt legyen. Amennyiben gazdaságossági okok nagyobb átmérőt nem engednek meg és a csavaremelkedés szöge a fent jelzett értékeket meghaladja, a maró profilját számítással helyesbíteni kell. Helyesbítéssel kell elkészíteni a sablont, amely a hátraesztergáló kés profilját hivatott meghatározni.

Az ismertetett lefejtőmaró-típusok elkészítése hátraesztergálással történik. A simító lefejtőmarókat hátraköszörülik. A marókat a fog homlokfelületén élezik. Ez az élezés igen fontos, minthogy ezzel kell biztosítanunk a marók forgácsolóélének geometriáját.

Az élezést feltétlenül tányéralakú köszörűkorong kúpos oldalával kell elvégezni. A sík oldallal történő élezés nem helyes, mert ez a horony kiszélesedésére vezet. Minthogy a maró homlokfelületének meghatározott emelkedésű csavarfelületnek kell lennie, az élezésnél biztosítani kell azt, hogy a köszörűkő is ezen a csavarfelületen mozogjon. Az élezést különböző speciális és egyszerű köszörűgépeken szokták elvégezni. Az élezésnél hibákat észlelhetünk, melyek befolyásolhatják a vágandó fogaskerék profiljának pontosságát. Ezek a hibák a következők lehetnek:

1. A marófogak egyenlőtlen osztása, amely a marófogak ütésére vezethet és ebből kifolyólag a fogaskerék is pontatlan lesz.

2. A homlokélnek a radiális iránytól való eltérése a fogprofil torzulását idézheti elő. Az egyik oldala homorú, a másik pedig domború lesz.

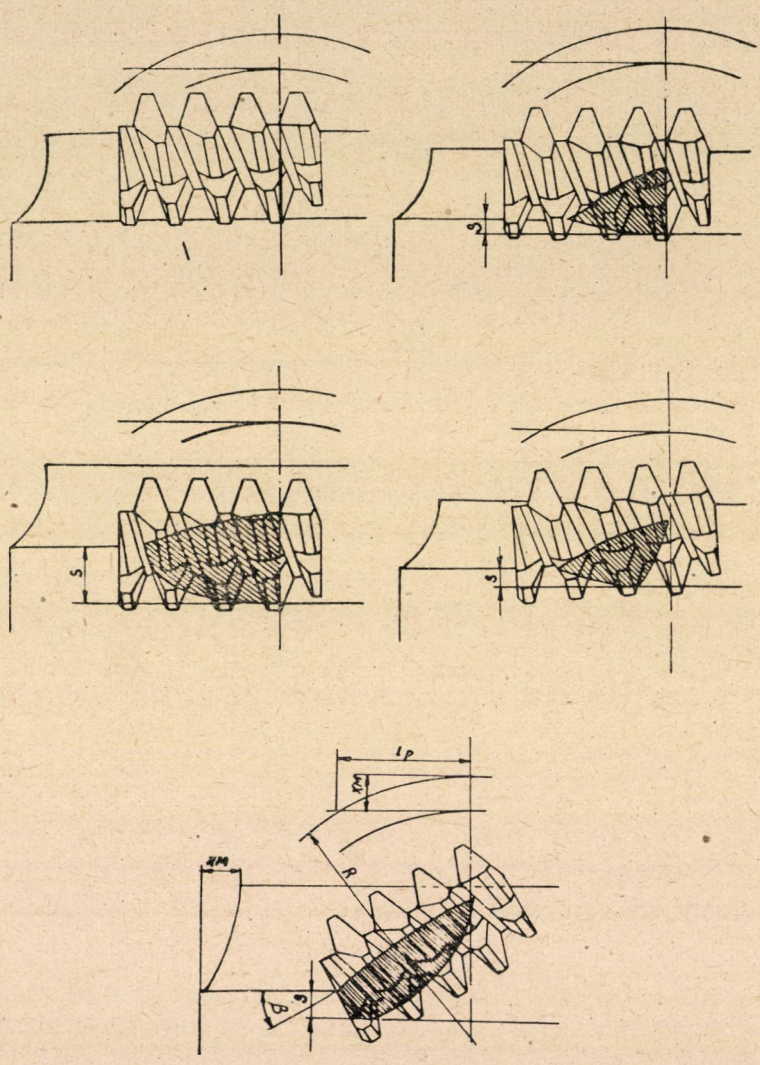
3. A csavarvonal-emelkedés mértékének az elméleti, számított értékektől való eltérése a maró kúposságát idézi elő, ami szintén torz fogaskerék-profilt eredményez.

E hibákat az ujraélezés után nem szabad megengedni és éppen ezért az újraélezést követően szigorúan ellenőrizni kell a maró konstrukciós elemeit.

A szokásos lefejtőmarók röviden tárgyalt típusai után tekintsük át azokat a módszereket, amelyek új, nagyteljesítményű lefejtőmarók kialakítására vezettek.

Ha megvizsgáljuk a fogmarás műveletét, megállapíthatjuk, hogy a lefejtőmarók fogának tetejével metsszük ki az egész fog magasságát a marófogtető szélességében. A többi, még a foghézagban elhelyezkedő anyagot az oldalélek szedik le. Ez az anyagmennyiség azonban az egész leforgácsolandó foghézagnak csak kis hányadát teszi ki. Ha tehát számításba vesszük azt, hogy az oldalsó forgácsolóélek mérete lényegesen hosszabb, mint a fogfejen lévő forgácsolóél hossza, akkor nyilvánvaló, hogy az oldalélek hosszegységére sokkal kevesebb leforgácsolandó anyag esik, mint a fogfejen lévő forgácsolóél hosszegységére Ezért racionális üzemi körülmények között lehetségessé válik, hogy a maró

fogainak csak a fogfejen lévő forgácsoló éleire vonatkozó számításokat végezzük el. Az oldalforgácsolóélek munkáját figyelmen kívül hagyjuk. Ez a felismerés az alapja tulajdonképen a következőkben ismertetendő lefejtőmarók konstrukciójának.



11. ábra

A lefejtőmarók fogai tengelyirányban egyenlőtlenül terheltek. A maró fogainak terhelését az egyes fogak által leválasztott forgácsvastagsággal határozhatjuk meg. A forgácsvastagság elosztása a maró fogain függ az érintkezési mező jellegétől és méretétől.

Az érintkezési mezőn azt a területet értjük, amely a marófogak fejfelülete és a megmunkálandó fogaskerék foglábainak érintkezési felületein képződik, ha a marót hengernek képzeljük, mely egy másik hengerrel, a megmunkálandó fogaskerékkel áthatást képez. Az alapvető elemek, amelyek az érintkezési mezők nagyságára hatnak: a marás mélysége, a fogaskerék egy fordulatára eső előtolás, a maró beállítási szöge, a marófogfej sugara és a megmunkálandó fogaskerék fejkörének sugara (11. ábra).

Az így meghatározott érintkezési mező határoló görbéit szerkesztéssel és számítással tudjuk megállapítani.

A teljesítmény növelésének egyik módja a fogaskerék egy fordulata alatt történő előtolás növelése, amely által növekszik a forgácsvastagság is. Azonkívül az előtolás növelésével a forgácsolásban tényleg résztvevő marófogak száma is megnő, mert a munkába bekapcsolódnak a középtől távolabbra eső marófogak is. Azzal azonban, hogy az előtolást megnöveljük és a kisebb előtolásnál kihasználatlan fogakat is bekapcsoljuk a munkába, az egyes marófogak terhelésének egyenlőtlensége még nem csökken.

A marófogak egyenlőtlen terhelésének megszüntetése céljából a marófogak nagyságát változtatjuk meg. Ha meghatározzuk az érintkezési mező és az előtolás értékeivel a legnagyobb forgácsvastagságot, melyet a fognak ennél a megadott előtolásnál le kell szednie, akkor az egyes marófogak szükséges, és egymástól eltérő fogmagasságát könnyűszerrel megállapíthatjuk.

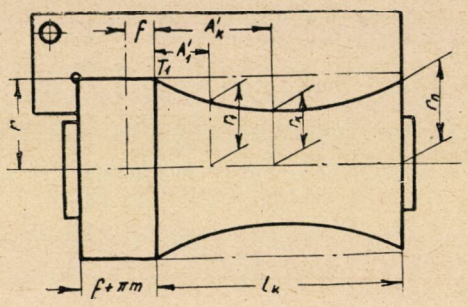
A terhelés egyenletes elosztása céljából a marófogak hosszának megváltoztatását a középső fognál kell kezdeni, hogy ez a fog a teljes fogmélységet forgácsolja ki. A kilépő marófogakat meg kell rövidíteni, viszont a belépő fogakat meg kell hosszabítani, mert ellenkező esetben ezek a fogak nem érnék el a munkadarabot. A marófogak hosszának változása parabolához hasonló görbe szerint történik. Az így kialakított maró fogai azonos vastagságú forgácsokat szednek le.

A lefejtőmaró palást-görbéjét közelítőleg parabolának, de ellipszisnek és más görbének is vehetjük, sőt még ferde egyenesnek is, amely esetben kúpos marót kapunk. A görbe meghatározásánál azonban a forgács vastagságának változására figyelemmel kell lennünk, hogy egy megengedhető határon belül maradjon. Természetesen ezen görbének az ideális és kiszámítható görbéhez való közelítésének mértéke befolyásolja a maró termelékenységét és szerkezeti tulajdonságait. Azonban a különbség oly kicsi, hogy a gyakorlatban nem bír jelentőséggel.

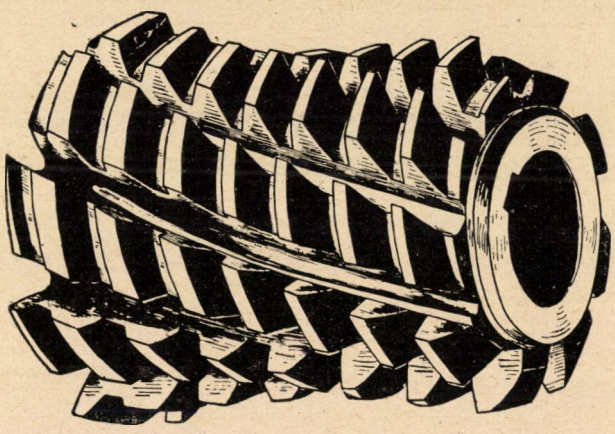
Figyelemmel kell lenni még arra is, hogy az előtolás növelésével a fogaskerék egy fordulata alatt leszedendő legnagyobb forgácsmennyiség miatt a szükséges működő fogszám megnövekszik és ennek következtében a maró szerkezeti hosszát is meg kell növelni. Szükséges, hogy a maró hossza a kapcsolóvonalnál ne legyen rövidebb. A vázlatosan ismertetett lefejtőmaró készítésére

vonatkozó számítási és szerkesztési adatokat Szidorenko részletesen tárgyalja (12/a, b ábra).

Ilyen nagyteljesítményű lefejtő marókat, amelyeket egyenes- és ferdefogazású fogaskerék ellenirányú marással való megmunkálásánál alkalmazunk,



a)



b)

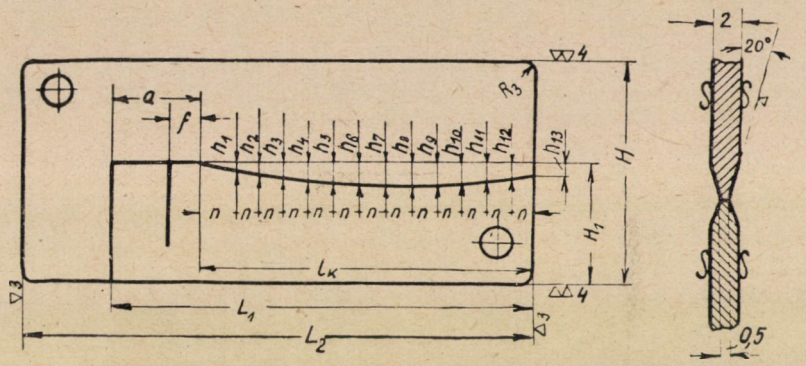
12. ábra

a legtöbb esetben a szokásos lefejtőmarókból is készíthetünk, a maró felületének megfelelő görbe felületté való kialakításával. Kívánt görbe profil elérésének leggazdaságosabb módszere a fogaknak másoló eljárással történő köszörülése. Az ehhez szükséges berendezést a hátraesztergálópadon helyezzük el, azonban a marókat könnyen átköszörülhetjük sablonok és megfelelő profilúra készített köszörűkövek segítségével. A küszörűkövet a maró hornyainak emelkedési szögébe állítják és vízszintes síkba helyezett sablon szerint alakítják (13. ábra).

A köszörülés után a maró hátraköszörült részét legömbölyítik a fogfejnek megfelelő rádiusszal. Ezután a maró fogainak fején alapjelölést rajzolnak be, hogy a marót a munkadarab középpontjához képest megfelelő módon beállíthassuk. Sok esetben a szokásos lefejtőmarókat nagyteljesítményű marókká átköszörülni nem lehet, ilyenkor speciális marót kell készíteni.

Miután ez a nagyteljesítményű lefejtőmaró csak meghatározott fogszámú munkadarabok marására alkalmas, olyan számozást kap, amely megfelel a munkadarab átfogott fogainak számával. Több bekezdésű lefejtőmaróknál a palástgörbe sablonjának más koordinátái lesznek. Ha ezeket a többbekezdésű marókat akarjuk átalakítni nagyteljesítményű lefejtőmarókká, akkor minden egyes esetben meg kell szerkeszteni a görbét. Ezek a marók lényegesen rövidebbek a szokásos lefejtőmaróknál. Ennek következtében gyorsacélban megtakarítást érhetünk el.

Ezeket az ismertetett nagyteljesítményű marókat általában nagyoló megmunkáláshoz alkalmazzák. A fogak simító marásánál is alkalmaznak olyan lefejtőmarókat, amelyeknél az eddigi simító lefejtő maróknál nagyobb



13. ábra

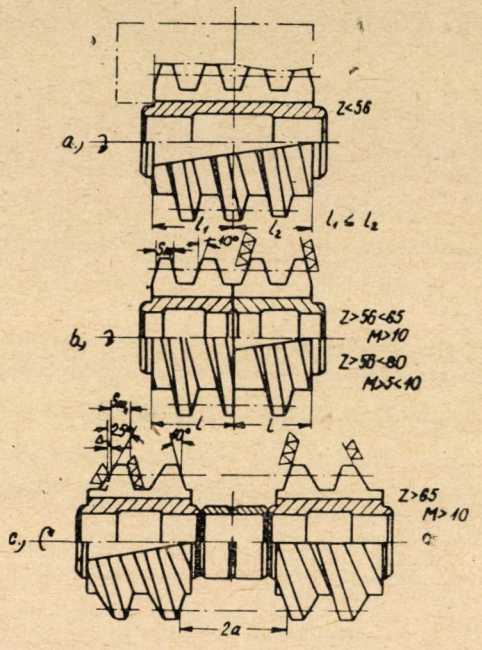
teljesítményt érhetünk el. Ezek a marók az u. n. változó profilszögű lefejtőmarók. Ismeretes, hogy α kapcsoló szögű fogaskereket olyan lefejtőmaróval is készíthetünk, amelynek α_1 profilszöge nem egyenlő α-val. Egy feltételt kell csak kielégíteni és pedig azt, hogy a fogasléc alaposztása egyenlő legyen a munkadarab alaposztásával.

Sok esetben a marófog profilszöge még 0 is lehet. Gyakorlatilag a 0 profilszögű marók vizsgálata a csökkentett profilszöggel dolgozó marók munkájának elemzésére használható. Ezen csökkentett profilszögű lefejtőmaróknál leválasztott forgácsoknál azt tapasztaljuk, hogy elmaradnak a tűalakú forgácsok, amelyek jellemzőek a nehézkes forgácsképződésre és amelyek a szokásos lefejtőmarókkal való megmunkálásnál mutatkoznak. E simító lefejtőmarókat különböző kivitelben készítik. A kivitelt minden esetben a megmunkálandó munkadarab fogszáma határozza meg. Így pl. 56 fognál kisebb fogszámú fogaskerekek marására egydarabból készített lefejtőmarókat használnak. 10° profilszöggel, a nagyteljesítményű lefejtőmarók szerint végzett korrekciónak a fogfejre való rámunkálásával (14/a. ábra). Az 56—65 fogszámú fogaskerekek megmunkálásához ugyancsak 10° profilszög mellett osztott marókat használnak (14/b. ábra). Míg a 75 fogszámnál nagyobb fogaskerekek marásához szintén

10° profilszög mellett, osztott és távolságtartó gyűrűkkel ellátott lefejtőmarókat használnak (14/c. ábra).

Az ilyen távolságtartó gyűrűkkel ellátott lefejtőmarók egyetemesnek is nevezhetők, u. i. ezekkel tetszőleges fogszámú fogaskereket is marhatunk, ha megfelelő távolságtartó hüvelyt alkalmazunk. A távolságtartó gyűrű hosszát számítással határozzák meg.

Ha összehasonlítjuk a lefejtőmarókkal történő fogazást a többi fogazási eljárással, akkor azt tapasztaljuk, hogy gazdaságosság és teljesítmény szem-



14. ábra

pontjából ezek, különösen az utóbb ismertetett marókat véve figyelembe, sokkal jobbak.

Lefejtőmarásnál kiküszöbölhetjük, illetve csökkenthetjük a szerszámfogak által okozott dinamikus hatásokat, amelyek a felület finomságára hatnak és melyek fésűskésekkel, valamint a fogazó körkésekkel történő fogaskerékgyártásban majdnem kiküszöbölhetetlenek.

Lefejtőmarásnál a forgácsolási teljesítmény növelésére és a dinamikus hatások csökkentésére több módszert alkalmazunk. Ezek a következők: a marók horonyszámát úgy kell megválasztani, hogy a maró homloklapján a két fog között bezárt (φ) középponti szög kisebb legyen a kapcsoló szögnél (α). A másik módszer abban áll, hogy a marót lehetőleg úgy készítsük el, hogy a forgácstér hornyai a maró menete felé hajoljanak, ezáltal a maró fogai a munkadarabbal fokozatosan kerülnek érintkezésbe, azaz a hornyok és a mene-

tek közötti szög nem 90°. A marófognak megfelelő homlokszöget kell adni. Az oldal- és a homlokél munkáját továbbá úgy kell megosztani, hogy ne U-alakú forgácsot szedjenek le az egyes fogak, hanem a forgács szabadon válhasson le.

Az összehasonlítás a többi fogazószerszámokkal azt mutatja, hogy a lefejtőmaróknál és különösen a nagyteljesítményű lefejtőmaróknál még az egyszerűbb lefejtőmarógépek termelékenységét is emelhetjük. A nagyteljesítményű marók az iparban egyre nagyobb teret hódítanak. Sajnos, hazánkban ezzel a kérdéssel még nem igen foglalkoznak és hazai gyártmányú nagyteljesítményű lefejtőmarót nem lehet találni gyárainkban.

IRODALOM

Szidorenko: Progresszivnoje zubofrezerovanije. (Progresszív fogmarás. Moszkva, 1951.)
Alexejev, Arsinov, Szmolnyikov: Raszvjet i konsztruirovanije rezsuscsevo insztrumenta. (Forgácsoló szerszámok számítása és szerkesztése.)
Finkelnburg: Werkzeuge für spanabhebendes Formen.
Filatov: A fogmarás fejlesztésének útja. (Gép, 1951. november.)
Sasi Nagy István: Lefejtőmarók és üregelő szerszámok. (Mérnöki Továbbképző Intézeti előadás.)

HOZZÁSZÓLÁSOK

VARGA ISTVÁN ZOLTÁN

Az előadó megemlítette, hogy jelenleg Magyarországon a harmadik típusú gen ráló maróval történik a fogazás, melynél normálmetszetben egyenes a profil. Nálunk a DIMÁVAG-ban is így történik a gyártás. Ezzel kapcsolatban az a bizonytalanság él bennem a szerszámkészítés oldaláról, hogy ezzel a móddal nem képezünk helyes evolvens fogalakot. Ha az ilyen típusú marókat csak nagyolásra és csiszolási, ráhagyásos eljárásnál alkalmazzuk, akkor erről nem kell külön beszélni. A bizonytalansági érzés azonban akkor keletkezik bennünk, ha készremunkáló generáló marókról van szó. Helyes fogaskerekeket ugyanis csak abban az esetben tudunk gyártani, ha ugyanaz a generáló maró szabványos lécprofilt képes előállítani. Már pedig, ha úgy képzeljük a homlokfogaskereket készremunkáló generáló marót, hogy az élekre nem tekintünk, tehát ha u. n. folytatólagos hosszszelvényű csigának tekintjük, akkor a homlokfogaskerék egy fogasléccel fog együttműködni és az érintkezés nem a csiga normálmetszetében fog történni, egyenes vonal mentén, hanem az érintkezés vonala rajta lesz a fogaslléc ferde oldalán, amely bár síkbeli vonal, de nem a csiga normálmetszetében elhelyezkedő egyenes.

A problémát nem tudjuk az esztergapadon megoldani, mert a szerszámot képtelenek vagyunk úgy beállítani, hogy ugyanakkor a forgácsolási követelményeknek is eleget tegyen. A kérdés, amelyet a Kongresszus elé szeretnék hozni, ezen a ponton marad nyitott. Tekintettel ugyanis arra, hogy nagypontosságú homlokfogaskereket akarunk készíteni, ezeket nem készíthetjük a harmadik típusú maróval, hanem csak a második típusúval. Ennek pedig ilymódon nehéz az előállítása és felmerül a kérdés, hogy mi lesz a módja a gyakorlati élet számára.

Felkérem a Kongresszust, hogy foglalkozzék ezzel a kérdéssel, hogy a harmadik típusú marónál, amikor a normálmetszetben egyenesélű a szerszám, olyan fogaskereket lehessen vele gyártani, hogy még a gyártási tűrésen belül maradjon a hiba. Erre vonatkozólag közöljünk számszerű értékeket tartalmazó ismertetést abból a célból, hogy a szerszámszerkesztő ne maradjon bizonytalanságban a gyártás tekintetében. Ezzel kapcsolatban megemlítem, hogy mint alapcsigát, amelynek nincsenek vágóélei és hátraesztergált része, végtelenül egyszerű lenne előállítani pl. fésűs késsel.

A másik kérdés, amellyel foglalkozni szeretnék, szerszám-anyagtakarékossági vonatkozású. Tudvalevő, hogy a csigahajtásnál a csiga tengelymetszetben szabályos trapézalakú. Az természetes, hogy a csigamarónak a csigakerék tengelymetszetében kell egyenesélű profillal rendelkeznie. Amikor a csigamaró kopik, a homlokfelület utánköszörülése folytán átmérőcsökkenés történik. A nagyon csökkent átmérő már nem alkalmazható csigakerék-megmunkáláshoz, mert már helytelenül fog érintkezni. A csigát ezért minden esetben illeszteni kell. Ha a szabványosításra és a raktárra való gyártásra gondolunk, meg kell állapítani bizonyos tűréshatárt, ameddig még beszerelhető az előre gyártott csiga. Amikor azonban már úgy elkopott a csigamaró, hogy ezen tűrési határon kívül esik, akkor egyszerűen félre kell tenni, mert már helytelen átmérőt eredményez.

Ha a csigahajtásnál fokozatosan áttérnénk arra a megoldásra, hogy a csigahajtás méretezésénél a szabványprofilt nem a tengely metszetben helyez-

nénk el, tehát nem archimedesi csigát esztergálnánk, hanem evolvens csigát, akkor ennek az lenne a következménye, hogy a csigakereket munkáló csigamarót, miután átmérője a megengedett határ alá csökkent, nem kellene eldobni, hanem fel lehetne használni homlokfogaskerekek gyártásához. Mit jelent ez? Azt, hogy a csigakerekeket is minden esetben a ferde fogazású kerék méretezésének megfelelően kellene számítani, ugyanakkor ugyanúgy megnövekednék homlokmetszetében a vastagság. Sok érv szólhat e mellett és ez ellen is.

A harmadik kérdés, amelyről ugyancsak szólnunk kell, a csigamarók átmérőjének szabványosítása. Feltétlenül szükséges volna, hogy az ajánlott szabvány megjelenjék. Erre többek között a következők miatt lenne szükség:

Ha nincsenek úgynevezett tengelytáv-kötöttségek, akkor a gépszerkesztő vagy a gyakorlati megoldást nézi és a szerszámszerkesztéshez alkalmazkodik vagy a raktáron lévő csigamaróhoz. Előfordulhat, hogy a gyártmányszerkesztő nem támaszkodhatik ilyen műhelyadatokra, hanem saját magának kell a csiga átmérőjét meghatároznia, mikor erre talán csupán néhány csigakerék gyártásához lesz szükség.

Ennek kiküszöbölése érdekében, szerszámtakarékossági szempontból javaslom, hogy az egyes modulusokhoz tartozó, egy-kétbekezdésű csigamaróknál állapítsunk meg két-három átmérőméretet.

SZENICZEI LAJOS

A homlokkerék-lefejtő marók legelső problémája nem is annyira a maró szerszámok kialakítása, hanem ezek felhasználása.

A probléma alaposabb vizsgálata folyamán a szakemberek riadtan eszméltek arra, hogy a kb. 20 esztendőn át egyedül helyesnek tartott lefejtő megmunkálás csődbe jutott és legalább is a fogaskeréktestek nagyolására új eljárásokat kellett kidolgozniok.

Mi volt ennek az oka? A lefejtő elv részletes elemzésénél kiderült, hogy a teljes legördítés útja nagyon hosszú és a tényleges lefejtés ezen útnak csak csekély töredéke. Ugyanígy aránylik a teljes legördítés ideje a tényleges lefejtés idejéhez.

A németek úgy próbálták meggyorsítani a lefejtést, hogy igen nagy átmérőjű marókat készítettek. Ezeket éveken át használták is, de nekünk, magyaroknak, erről tudomásunk nem volt és csak a háború után közzétett BIOS-reportokból értesültünk róla. Bár ezeket a nagyobb átmérőjű marókat nagyobb furattal lehetett ellátni és így a tüskét nagyobb nyomatékkal terhelni, aminek következtében teljesítményük emelkedett is, a további elemzés megmutatta, hogy az átmérő növelése azonos vágósebesség esetén csökkenti a teljesítményt, tehát a németek-választotta út nem jól járható.

A szovjet technika más irányban indult el és Filatov kifejlesztette a progressz néven ismert marót, amelyet Sasi Nagy István részletesen ismertetett. Kétségtelen, hogy evvel a maróval a fogaskeréktestek nagyolását jobban meg lehet gyorsítani, mint a BIOS-marókkal. Megjegyzem, hogy ezeket a marókat már kb. egy esztendeje több ízben ismertette a magyar szaksajtó, de ennek ellenére legjobb tudomásom szerint nem történt kísérlet a progresszmaró hazai gyártására.

Az evvel a maróval elért eredmények jók ugyan, de a forgácsoló technológia több ágában elért teljesítményekhez viszonyítva az elmaradás még mindig jelentékeny. Véleményem szerint a progressz-maró is csak egy mérföldköve a fejlődésnek, de ma már talán nem is korszerű.

A lefejtő elv megbukott. A leggyorsabb lefejtés ideje is legalább négyszerese annak az időnek, amit más, korszerű eljárással el lehet érni. Különösen súlyos akadálya a lefejtés gyorsításának az a rettegett *U*-alakú forgács, amelyet a lefejtőmarók leszednek. A progressz-maróval ugyan már *L*-alakú forgácsot kapunk, azaz sikerült az *U* egyik szárát elhagyni és ezért a progressz-maró értékes lépés előre, de mégsem a végső megoldás.

Fejlett ipari országokból érkező hírek arra mutatnak, hogy a nagyolásban visszatérnek a profilmarás elvére. A nagy átmérőjű, sűrű fogú és nem hátraköszörült, tehát sokkal olcsóbb trapézmaró vágósebessége majdnem határtalanul emelhető. Ezenkívül a trapézmaró még kis fogszámoknál is kiforgácsolja a fogárok 90 %-át, tehát nincs szükség kényes és drága profilmarók készítésére. A trapézmaró ráhagyását azután, ami az egész kiforgácsolandó mennyiségnek 4—10 %-a, a simító, lefejtő maró szedi le.

A szovjet szakirodalomból látjuk, hogy a szovjet autógyárak most térnek át erre a módszerre és a ZIS autógyár a legújabb típusú 5A32 lefejtőmarógépét úgy alakította át, hogy profilmarásra is alkalmas legyen. A németországi Pfauter és Lorenz fogazógépgyárak is legújabb lefejtő marógépeiket úgy készítették, hogy egyaránt alkalmasak lefejtésre és profilmarásra. Arról ugyanis nincs szó, hogy a fogaskerekek nagyolását vízszintes marógépeken, osztófejjel végezzük, mert az osztás pontatlansága miatt ez nem lehetne termelékeny.

Ugyanezen az úton jár az amerikai Shear Speed foggyalugép is, amelyen tömeggyártásban a kerekek valamennyi fogát egyidejűleg profilgyalulják.

A német Klingelnberg-cég újabban olyan két késfejes marógépeket hoz forgalomba, amelyek mind a nagyolást, mind a simítást profilozással végzik el.

De ugyanez a fejlődés vonala a kúpkerekek gyártásánál is. Az említett Klingelnberg-cég nagyoló félautomatákat hoz forgalomba, amelyek osztással dolgoznak. Hazánk iparában is dolgozik már egy ilyen gép és olyan termelékeny, hogy három lefejtő marógépet el tud látni simító munkával.

Az amerikai autóiparban a bolygókerekeket igen nagy átmérőjű profilmaró tárcsákkal üregelik (Revex, Revacycle), sőt legújabban a Gleason-gyár a tányérkerekeket is osztó eljárással, tüneményes gyorsasággal üregeli (Formate).

A német Heidenreich és Harbeck fogazógép-gyár, amelynek kúpfogazó gépei precizitásukról közismertek, legújabban olyan típust hozott piacra, amelyik a lefejtő elvet beszúró módszerrel kombinálja és ezzel a lefejtés idejét igen jelentékenyen rövidíti.

Összefoglalva tehát látható, hogy a fejlődés iránya mellőzi a lefejtő nagyolást. Tehát a homlokkerék lefejtő maró kialakításánál kizárólag a simítás szempontjait kell figyelembe venni. Valószínű azonban, hogy a lefejtő marók itt is háttérbe fognak szorulni a hántolással szemben.

A csigakerék lefejtő marók kialakításánál a probléma egészen más. Csigakerekeknél a profilozó marás egyelőre nem jöhet szóba és a rendszerint bronzból vagy könnyűfémekből készülő csigakoszorúk marásánál erre nincs is szükség. Itt a marók kialakításának kérdése vár inkább tisztázásra, mert az egész világ szakirodalmában igen jelentős a fogalomzavar.

E fogalomzavarnak az alábbi sajátos és érdekes oka van.

A csavarfelület geometriai elemzése rávezet bennünket arra, hogy a csavarfelületet három tényező definiálja. Ezek :

S az emelkedés,

k a torokhenger sugara,
ψ az alkotó szöge.

Mivel a technikai csiga és így a csigamaró is tulajdonképen csavarfelület, kézenfekvőnek látszik, hogy azt is három tényező határozza meg. Ezek:

S az emelkedés,
q az átmérő-hányados,
α a kapcsolószög.

Az analógia teljesnek látszik, de elfelejtkeznek arról, hogy a q átmérőhányadosra azért van szükség, mert a technikai csiga felületeit határolni kell, ami a geometriai csavarfelületnél nem szükséges. Ennek következtében az átmérőhányados, mint *negyedik* tényező jelenik meg és a torokhengerátmérő megadását nem teszi feleslegessé. Bár a szakirodalomban a torokhenger fogalma sokszor felmerül, ennek ellenére a csigamaróval való vonatkoztatásban pontosan nincs meghatározva.

Idevágó vizsgálataim alapján állítom, hogy a lefejtő maró pontos meghatározása céljából a torokhenger sugarára is szükség van, sőt arra az összefüggésre is, amelyik a csavarfelület ψ alkotószögét és a technikai csiga α kapcsolószögét hozza kapcsolatba. E két szög közötti összefüggés most először publikált és általam levezetett formulája a következő:

$$\operatorname{tg} \psi = \operatorname{tg} \gamma \sqrt{c^2 + \frac{\operatorname{tg}^2 \alpha}{\sin^2 \gamma}},$$

ahol γ a csigamaró emelkedési szöge az osztóhengeren és

$$c = \frac{k}{r_a}, \quad \text{ahol} \quad 0 \leq c \leq 1.$$

A korszerű szakirodalom pontosan definiálja azt, hogy az a háromféle csiga, amiről Sasi Nagy beszélt, melyik osztályba tartozik. Ha ugyanis $c = 0$, akkor a csiga *archimedesi*, ha $c = 1$, akkor a csiga *involut* (evolvens). Minden más esetben, amikor $0 < c < 1$, a csigát a külföldi irodalom *konvolut* csigának nevezi. Az a csiga tehát, amelyet döntött késsel készítenek, minden esetben konvolut csiga.

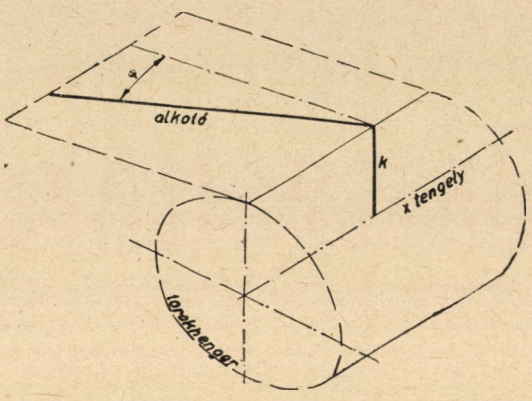
Hangsúlyozom, hogy mindaddig, míg a csigamarók meghatározásánál a kritériumok közé a torokhenger sugarát nem veszik be és az alkotó szögét a kapcsolószöggel a fenti képlet szerint összefüggésbe nem hozzák, a jelenlegi fogalomzavar fennmarad. Ellenkező esetben minden összefüggés világos és tiszta és Varga kartársunknak sem lennének ilyen kérdései, amelyeket itt most előterjesztett.

Néhány tárgyi tévedést legyen szabad helyreigazítanom. Archimedesi csiga csak papiroson van, a gyakorlatban nincs, még akkor sem, ha a most ismertetett szögkorrekciókat alkalmazzuk.

Archimedesi csigát ugyanis csak úgy gyárthatunk, ha az esztergakés nincsen döntve, ez pedig csak egészen kicsiny emelkedésű csigák esetében lehetséges.

Rá kell itt még mutatnom arra, hogy a most elsőízben ismertetett összefüggések különösen fontosak akkor, ha a csigakoszorút — egyedi vagy kis-

sorozat-gyártásban — egyenesélű ütőkéssel kívánjuk szabatosan lefejteni. De még nagysorozat-gyártásnál is, amint ismeretes, ha súlyt helyezünk a csiga és csigakerék egymástól független cserélhetőségére a lefejtőmarók átmérőjének csökkenése miatt, ami az utánélezések következménye, kénytelenek vagyunk az utolsó simítást kalibrált ütőkéssel végezni, tehát az ismertetett összefüggéseknek ez esetben is jó hasznát vesszük.



KÉKVÖLGYI KÁROLY GYŐZŐ

Hasonló meggondolások alapján kívánatos a forgácsolásnál alkalmazandó hűtő-kenő folyadéknak a szokás szerint szem előtt tartott fizikai-kémiai tulajdonságain túl, az adott forgácsnyomás (Haag) és a forgácsolási sebesség figyelembevétele.

Ernst—Merchant adataiból kitűnik, hogy adott anyaghoz választott vágóolaj csak egy kísérletileg meghatározott forgácsolási sebességnél ad optimális eredményt, mind a hűtési viszonyok, mind a felületi minőség szempontjából.

Vizsgálandó volna tehát adott anyagból és forgácsolási sebességből kiindulva, a legcélszerűbb hűtő-kenőfolyadék és ennek megválasztási módszere.

Végül zárógondolatként szükségesnek látszik egy egységes lefejtő maró helyesbítési rendszer szabványosítása.

Ekkor többek között szem előtt tartandó a lefejtő marók átkristályosodási vetemedéséből, elkészítéséből (késdöntés, pontatlanság), alakjából (hátraesztergálás, élezés), beállításából, végül működéséből (homlokszög) adódó eltérések kiigazítására való összes helyesbítések egymásra hatásának egybevetése és közös nevezőre hozása.

BOHÁK JÁNOS

A magyar iparban fogazásra alkalmazott gépek túlnyomórésze lefejtő maró, és ez nagy időszerűséget ad Sasi Nagy István előadásának. Gondolom, hogy ez a probléma, amit a nagyteljesítményű lefejtőmarókkal kapcsolatban

felvetett, rövidesen erős visszhangra fog találni a magyar fogazótechnikusok körében. Itt különösen az egyenlően elosztott fogterhelésű (progressz) marókra és a csökkentett kapcsolási szögű (pobjeda) marókra gondolok.

A progressz-marók egyik kezdetleges fajtájával, a bekezdő kúppal ellátott lefejtő marókkal mi is végeztünk a Csepel Autógyárban első tapogatódzásokat. Azért mondok tapogatódzásokat és nem kísérleteket, mert a Szidorenko könyvének lefordítása óta eltelt idő alatt nagyobb kísérletekre nem tudtunk vállalkozni. Ezek a bekezdő kúppal ellátott marók úgy vannak elkészítve, hogy az egyik oldaluk 2,5 *mm* hosszúságban, kúposan le van köszörülve és így vannak hátraköszörülve, illetve hátraesztergálva. A kúposság az érintkezési mező hosszában húzható egyenes hajlásszöge a maró tengelyéhez. Az ilyen szerszám, bár nem biztosít tökéletes terheléseloszlást a működő fogakon, de megjavítja az eloszlást annyira, hogy a régi marási eljárásokkal szemben 2—2,5-szeres előtolás érhető el vele anélkül, hogy a maró valamelyik fogát túlterhelnők. Meg kell még azt is említenem, hogy az ilyen lekúposított marónál a ráállás (a maróval a fogazandó kerékhez való beállás) nem ott történik, ahol a kúp a fejkört érinti, hanem távolabb, egy számítás által meghatározott pontban. Így van biztosítva az, hogy a maró a teljes lábmélységet elkészítse.

Esetünkben a rendelkezésre álló maró 3-as modulusú, 90 mm átmérőjű maró volt. A lekúposítást az egyik oldalon végeztük el, mégpedig úgy, hogy a maróval alulról felfelé egyenirányú marást végeztünk. A felfogott kerék 3-as modulusú, 22° 37'-es fogferdeségi szögű, 3,25 homlokmodulusú, 85 kg/mm² szilárdságú, krómnikkelacélból készült kerék volt.

A marást fordulatonként 2,5 mm-es előtolással végeztük anélkül, hogy a darabon a szokatlanul nagy előtolás okozta ütést vagy rántást lehetett volna érezni. Különösen örvendetes volt az a tény, hogy a bekezdésnél a szokásos zörgés vagy zörej is elmaradt és a maró teljesen símán vágott bele a darabba annak ellenére, hogy a bekezdésre ez a marófajta is nagyon érzékeny az éltartam szempontjából. Ezért az ilyen marókkal végzett marásnál ajánlatos több munkadarabot felfogni egyszerre, hogy annál kevesebbszer kelljen a marónak bekezdenie.

Erre a körülményre a maró megszerkesztője külön is felhívja a figyelmet könyvében. A marás minősége megfelelt a normális nagyolás követelményeinek, de szabad szemmel látható volt a fordulatonkénti előtolás nagysága (fényesebb csík formájában).

A szerző a maró éltartamára vonatkozóan is kedvező eredményeket közöl, erre nézve azonban nem tudok adatokkal szolgálni, mivel marás közben többször megálltunk a terhelés eloszlását, illetve a forgácsképződést megfigyelni, amiről köztudomású, hogy a maró élére káros hatással van. Súlyosbította még a helyzetet, hogy ilyenkor az olajellátás megszünt, úgy, hogy marónk az ujraindulászkor túlságosan felmelegedett az olajellátás megindulásáig. Természetesen ilyen körülmények között nem vizsgálhattuk az éltartósságot. A rendelkezésünkre álló rövid idő alatt több kísérletet végezni nem tudtunk. Hogy komoly eredményeket tudjunk elérni, gondos előtanulmányokra és külön e célra tervezett és gyártott marókra lesz szükségünk. Fogaskerekeink általában kevés fogszámúak és kis modulusúak. Ezeknél a maróknál viszont annál jobb eredményt lehet elérni, minél nagyobb fogszámú kerék marását végezzük, valamint minél nagyobb modulusú a marandó kerék.

Az előadás további hozzászólója:

KURT GLÄSER

SASI NAGY ISTVÁN válasza a hozzászólásokra

Varga István hozzászólására Szeniczei Lajos lényegében már válaszolt. Megemlítette, hogy a lefejtőmaróknál az osztóhengerre vonatkozóan már vannak képletek és, hogy a már ujonnan gyártott és kopott csigamarók osztó átmérőjét úgy választják meg, hogy figyelembe veszik ezt a tényt.

Szeniczei Lajos hozzászólásához szeretném azonban megemlíteni, hogy hazai viszonylatban, sajnos, még nem tartunk ott, hogy a lefejtő marást kiküszöbölhetjük, mert nem állnak erre a célra újtípusú gépek rendelkezésre. Szükségesnek tartom ezért, hogy ezeket a marótípusokat kikísérletezzük, hogy gépeinket jobban kihasználhassuk.

A GYÁRTÁSMÓDOK GAZDASÁGI ÖSSZEHASONLÍTÁSA MÉRETHŰSÉG ÉS FELÜLETI SIMASÁG SZEMPONTJÁBÓL

LECHNER EGON

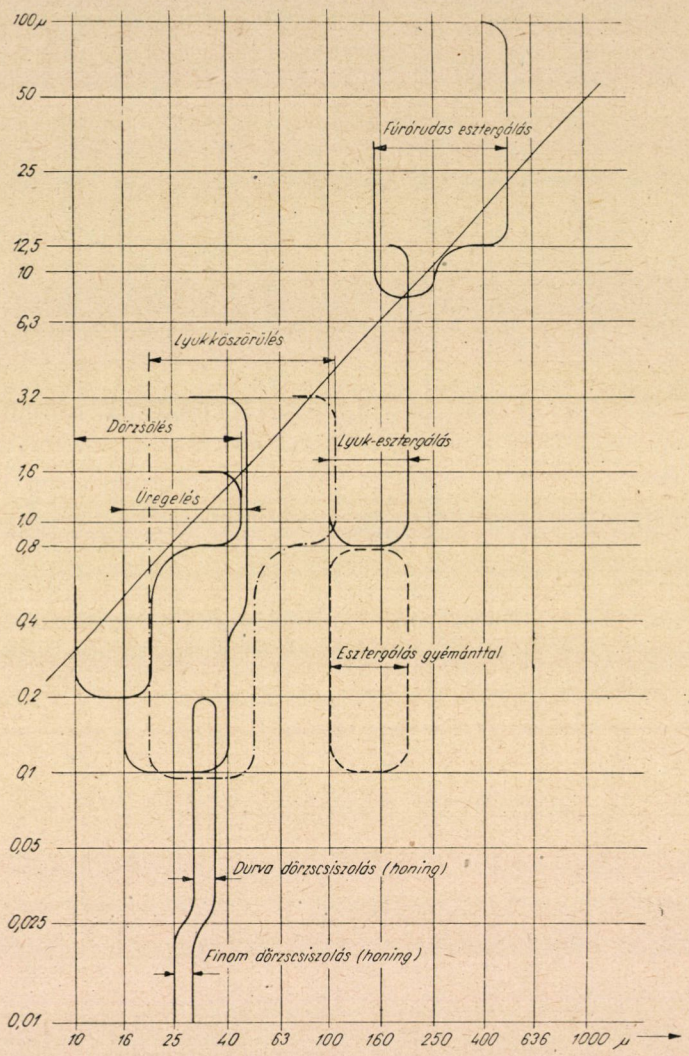
A gyártmánytervező előírásai. A tervező a gyártmány geometriai alakjára vonatkozó követelményeit méretek, a méretek tűrésének megadásával és a felületi minőség előírásával rögzíti le.

Ha feltételezzük, hogy a rajzból a szükséges és elegendő adatok nem hiányoznak, a munkadarab alakja ezekkel valóban meghatározott. A *méthűség* megállapítására ugyanis az ISA illesztési rendszerben kellően szabatos előírásokat találunk, ezeket a MNOSZ 1867 tartalmazza. *Alakhűségen* voltaképpen több méretnek egyszerre — egymáshoz való viszonyukban — mért méthűségét, azaz a szabatos geometriai alak megközelítését értjük és erre is találunk ISA irányelveket. Ha más előírás nincs, az előírt tűréseket tűréssávok alakjában lehet elképzelni és a munkadarabot ilyenkor abban az esetben minősítjük jónak, ha felülete a tűréssáv-határolta téren belül helyezkedik el. (MNOSZ 1867 5.4 szakasz.) Ezen az alapon tehát a munkadarab ú. n. makrogeometriai tulajdonságai körülírtak.

A *felületi simaság* jellemzésére — vagyis a munkadarab mikrogeometriai tulajdonságainak megadására — hazai szabványunk (MNOSZ 4721) az érdességet írja elő, nevezetesen profilgörbe és a középvonal által meghatározott metszékek négyzetéből alkotott számtani középérték négyzetgyökét, amit h_q-val jelölünk. Bizonyos körülmények közt persze talán nem ez, hanem a legnagyobb egyenetlenség az érdekes (H_{max}) vagy esetleg a metszékek számtani közepe (h_a). Egyelőre azonban, amíg az ezzel kapcsolatos viszonyok még nincsenek kellően tisztázva, megelégedhetünk a felületi simaságnak a szabványunk szerinti előírásával, h_q-val és e mellett külön tanulmányozhatjuk h_q és H_{max} egymástól való függését.

Ezek szerint a tűrés nagyságának (T) megadása útján, az alakhűségi követelmények megjelölésével és a felületi simaság (vagyis érdesség h_q) előírásával módjában van a tervezőnek a munkadarab geometriai alakját olyan pontossággal előírni, amilyenre mai tudásunk szerint szükség van. Ismeretes ugyanis, hogy mennyire fontos a méret- és az alakhűség és a felületi simaság szerepe gépeink technológiájában, szerelésében, működésében, üzemében.

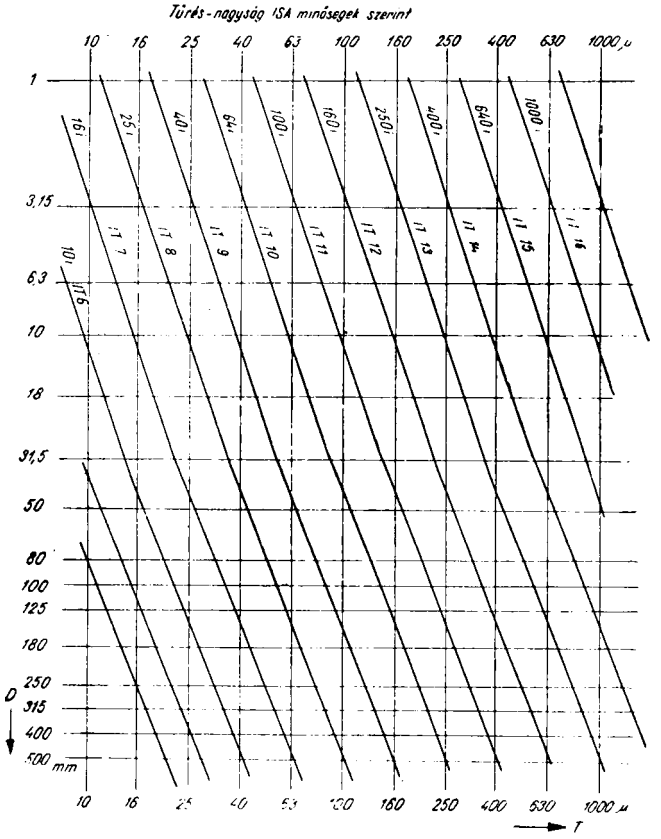
A művelettervező választ a munkamódok közül. A technológusnak a munkadarab elkészítésére többféle munkamód áll rendelkezésére, tehát ki kell választania a leggazdaságosabbat. Az irodalomban többfelé találunk adatokat arra,



1. tábla. Gazdaságos tűrés és érdesség furatmegmunkáló módoknál

hogy minő tűrések tarthatók egyes megmunkálási módokkal és minő felületi simaságok érhetők el velük. Áttekinthetőség céljából ezeket az adatokat grafikonban lehet ábrázolni, amint az 1. tábla is mutatja. Az irodalomban fellelhető ilynemű adatok nem nagyon különböznek egymástól; az ábrán példakép különféle lyuk-megmunkálási módokra *Kasirin* könyvéből (5., 129.

és 181. o.) vett értékeket látunk. Az abszcisszán a tűrésnagyság értékei vannak mikronban és a diagrammban feltüntettük a tűrésnek azokat a határait, amelyeket az egyes megmunkálási módokkal gazdaságosan el lehet érni. Hasonlóan, az ordinátán az érdesség mikronban megadott értékeivel kapcsolatban az egyes megmunkálási módokkal gazdaságosan elérhető simasági



2. tábla. Tűrésnagyság ISA-minőségek szerint

határokat tüntettük fel. Ily módon olyan négyszögű tartományokat látunk körülhatárolva, amelyeken belül az egyes munkamódokkal tapasztalat szerint lehetséges és gazdaságos a munkaeredmény. Ahol ezek a tartományok egymást fedik, ott kell a technológusnak választania az egymással vetélkedő munkamódok közül.

Az IT tűrés-minőségek. Mielőtt gondolatmenetünket tovább fűznők, érdemes a következő két körülményre rámutatni. Az ISA vagy OCT illesztési rendszer a tűrésnagyságot illesztési egységekben (*i*) fejezi ki, vagyis olyan egységben, amely az átmérőnek függvénye. Mint ismeretes, ez a függvény az

ISA-rendszernél majdnem pontosan köbgyökös, az OCT rendszernél pedig pontosan köbgyökös ($\sqrt[3]{D}$). Az 1. diagrammhoz tehát hozzácsatolhatunk olyan 2. táblát, amely a tűrésnagyságokat illesztési egységek szerint az átmérő függvényében mutatja. A kétszeres logaritmikus léptékű diagrammban ezek az ISA-tolerancia (IT) vonalak, illetőleg OCT-osztályok 1 : 3 lejtésű, meredek egyenesek alakjában mutatkoznak. Az 1. és a 2. tábla egybevetésénél tehát azt a különben ismeretes körülményt látjuk, hogy az egyes munkamódokkal elérhető pontosság T tűrésnagyságban ugyan szélesebb skálát mutat, IT tűrésminőségben vagy OCT osztályban kifejezve azonban aránylag csak kevés fokozatra szorítkozik. Például a lyukesztergálási munkamód pontossága ($D = 20 \ldots 80$ mm gyakorlati határok közt) jóformán egyedül csak az IT 11 minőségre, illetőleg az OCT 4. osztályra terjed ki; vagy másszóval az 1. diagramm tartományaiban a kisebb tűrés egyben kisebb átmérőhöz is értendő.

A tűrés és érdesség összefüggése. A másik megjegyzésre érdemes körülmény az, hogy a tartományoknak az érdesség szempontjából vont felső határát szintén korlátozottnak kell tekintenünk. Nem vitás ugyanis, hogy bizonyos T tűrés-minőség nem készíthető el akármilyen durva h_q érdesség mellett, tehát van olyan határvonal, amelynél durvább érdességnél a kijelölt tartományoknak nincs értelmük, e határon túl az alakhűségnek és felületi simaságnak olyan követelményei vannak egymáshoz kapcsolva, amelyek nem egyeztethetőek össze. E határvonal vizsgálata meghaladja a jelen fejtegetések keretét és ezért csak az 1. tábla diagrammjába berajzolt egyenes vonal durva indokolását kívánom még megemlíteni.

A Szovjetunió Gépipari Tudományos Kutatóintézete (VNIIM) vizsgálatai szerint (*4.* I. 213. o.) inkább az egyenetlenség maximális értéke H_{max} (mint a h_q négyzetes középérték) korlátozza az elérhető T tűrésminőséget. Ezen kutatások nyomán:

$$H_{max} < (0{,}1 \ldots 0{,}25)\, T.$$

Ha azonban — szabványunk szerint is — az érdesség h_q négyzetes középértékével kívánunk számolni, a H_{max} és h_q között megállapítható összefüggésre van szükség. Ez természetesen érzékenyen függ a megmunkálás módjától és azért kifejezetten csak átlagos összefüggés az alábbi, amely Djacsenkó-tól származik (*5.* 179. o.):

$$h_q = 0{,}18\, H_{max}^{1{,}1}.$$

Ez az összefüggés, főleg $h_q > 3\,\mu$ értékeinél, elég jól egyezik a Szovjet Technológiai és Gépszerkesztési Központi Tudományos Kutató Intézet (CNIITMAS) által elfogadott értékekkel. (Lásd *1.*)

A két összefüggés összevonásával (közepesen $H_{max} = 0{,}16\ T$ értékkel):

$$h_q = 0{,}024\ T^{1{,}1}.$$

Az 1. diagrammban példakép ez a határvonal van berajzolva, de találunk az irodalomban olyan adatot is, amely szerint az összefüggés lineáris, sőt még annál enyhébben emelkedő (*8.* 29. o.). Történelmi szempontból érdekes, hogy MOSZ 72 számon, 1937-ben megjelent szabványunk már tartalmaz ehhez elég közelálló adatokat, amelyeket néhai *Stark* Oszkár, kiváló technológus mérnökünk állított össze.

Az 1. táblán a lyukmegmunkálás módjait állítottuk össze. Az összeállítás korántsem teljes, különösen azok a finomabb felületi megmunkálási módok hiányoznak belőle, amelyek ritkábban fordulnak elő és egymással kevésbbé vetélkednek: fényesítés, tükrösítés (lapping), finomfúrás. Hasonló diagrammot készíthetünk azonban a tengelymegmunkálásokról is, továbbá síkfelületek megmunkálásáról is. Az előbbi szintén kifejezhető IT minőségekkel, azaz kapcsolódhat a 2. táblánkhoz; a síkfelületeknél a felület hossza és szélessége az, amihez a tűrés minőségét, nagyságát viszonyítani szokták. Mindezek részletes tárgyalása temészetesen túlnőne jelen dolgozat keretein, azért csak az 1. táblán példakép bemutatottakhoz kívánom a további fejtegetéseket hozzáfűzni.

Az 1. diagrammban némely munkamód egymagában foglal le bizonyos tartományt. Ez azt jelenti, hogy a kijelölt tűrés- és felületi simasághatárokon belül nincs más gazdaságos megmunkálási mód. Ha ilyenkor a határokon túl, akár szűkebb tűréssel, akár kisebb érdességgel kellene gyártani, más munkamódhoz kell folyamodni; a másik munkamód esetleg mindkettőnek együttes finomodásával is járhat, pl. a gyémánttal vagy keményfémmel való esztergálás sokkal finomabb tűrés tartására is alkalmas, mint a táblázatban bejegyzett. A művelettervezőnek e szerint csak akkor kell a munkamódok közül választania, ha az egyes megmunkálási módok tartományai egymást fedik. Például bizonyos tűrésnagyságnál (0,02...0,045 mm) ugyanazt a simasági követelményt ($h_q < 1{,}6\ \mu$) dörzsölve is, köszörülve vagy üregelve is ki tudjuk elégíteni, sőt keményfém-esztergálással is. A művelettervező számára a gazdaságosság követelménye irányadó lévén, össze kell hasonlítanunk a munkamódokat ebből a szempontból.

A gyártási mód árelemzése. A gyártási módok gazdaságosságának vizsgálatánál a szovjet irodalomban azt a gyakorlatot látjuk, hogy a munkafolyamatok önköltségét egy teljes évi termelésre számítják ki; az ú. n. népgazdasági veszteségnek kellő figyelembevétele ugyanis ily módon a legegyszerűbb. A mi jelenlegi vizsgálatainknál emellett még kiesnek a számításból azok a tételek, amelyek a különböző munkamódoknál egyenlők, pl. a közvetlen anyag- és a hozzátapadó anyagigazgatási költség. A figyelmet tehát a következő két főtételre kell fordítanunk:

1. közvetlen munkabér, valamint az utána számítandó járulékok és gyártási általános (rezsi-) költségek,

2. gyártási különköltségek, úgymint a különleges munkaeszközök évi felkészülési költsége és a beállítási költségek, valamint az utánuk számítandó járulékok és általános költségek.

Az összes költségeket, mint említettük, egy teljes évre számítjuk, de elosztjuk a darab évi gyártási számával, vagyis végülis az egy darabra eső költséget nézzük. Ennél az elemzésnél kitűnik, hogy a darab költségében az 1. alatti költségrész voltaképpen a munkadarabra fordított idővel arányos, de nem függ a gyártott darabszámtól; a 2. alatti részben pedig ugyan szintén látható oly költség, amely a (beállítási) munkaidővel arányos, de ez a költségrész az utóbbival együtt főleg a programm darabszámával fordítva arányos. Betűkkel kifejezve egy munkadarab költsége a következőkből tevődik össze:

$$k = m \cdot t_d + \frac{L}{n}.$$

E képletben a betűk jelentése: k a munkadarab vizsgált műveletének költsége Ft/drb, t_d darabidő perc/drb, m percköltség Ft/perc, L a darabszámtól független költségek Ft/év, n az évi gyártási programm drb/év.

A műhelyrezsi befolyása. A betűjelek mögött természetesen aránylag elég bonyolult fogalmak rejtőznek. A t_d teljes darabidőt egy felhasznált perc teljes költségével kell szorozni, tehát az m érték a munkás órabérén (60 a) kívül a műhelyrezsit és az általános rezsit is magában foglalja. Az utóbbit a munkabér százalékában is ki szokás fejezni, de újabban mindinkább érvényre jut az a törekvés, hogy a közvetett költségek az idő arányában vétessenek (Bartasev). Igy az m tényező:

$$m = a\,(1 + r) + s_g$$

vagy egyszerűbben

$$m = a + s$$

E képletben a a munkás percbére, r a munkabér arányában számított általános rezsiköltség, s_g a szerszámgép egy percének költsége (Tyillesz) Ft/perc, $s = a\,r + s_g$ a kettőt magában foglaló géppercköltség Ft/perc.

Itt mindjárt kitűnik, hogy amikor a megmunkálás különféle módjait egymással összehasonlítjuk, a költség első részében három tényező érdekel:

t_d a megmunkálás módjának megfelelő darabidő Ft/drb,

a a munkamód kényességétől függő percbér Ft/perc,

s a munkamód gépének megfelelően kisebb-nagyobb összes géppercköltség Ft/perc.

Nem tévesztendő szem elől, hogy az s gépperköltség fogalmához mi módon jutunk. Megállapítjuk a szóbanforgó szerszámgép egész évi összes tényleges gyártási közvetett költségeit és ezt elosztjuk az összes munkaidővel, azonban figyelembevéve a gép kihasználtsági tényezőjét is. E célra kitűnő adatokat találhatunk a szovjet irodalomban (Bartasev, Tyillesz), amelyekből máris megállapíthatjuk, hogy az igénybevett szerszámgép gépperköltsége lényeges tényezője a darabköltségnek. Befolyása olyan nagy lehet, hogy túlszárnyalja a többi tényező hatását. Nem kétséges azonban, hogy ezeket az adatokat minden üzemben külön-külön is meg kell állapítani, mert nemcsak a közvetett gyártási költségek, hanem a géppark összetétele és a kihasználtság tényezői is üzemenként mások. Emellett az egyes szerszámgépeknek a népgazdasági veszteség szempontjából bevezetett úgynevezett »gépi együtthatói« az országos cikklistában lefektetett árak alapján állapíthatók meg. A gazdaságossági számítások számára tehát egyik első lépésünk olyan táblázat kidolgozása, amely üzemünk gépi együtthatóit mutatja.

A felszerszámozás költségei. A t_d darabidő taglalására alább még bővebben vissza fogunk térni, azért most a darab k költségének másik tagja felé fordulunk. Ez az évi programm darabszámával fordított arányban van és benne az a költség a legjelentősebb, amely népgazdasági veszteség elnevezésen szerepel. Ezt a felszerszámozás költségeinek is szokták hívni és tárgyi szempontból három féleséget foglal magában: a készülék, a szerszámok és az idomszerek költségeit. A költségek maguk is ezenfelül három számlára íródnak: L_1 a munkaeszköz beszerzésének, illetve előállításának egy évre eső költségtörlesztése, L_2 és L_3 pedig a munkaeszköz ú. n. üzemi költsége; az utóbbi a karbantartásnak évi költségéből és az igénybevett forgóeszközök használati költségéből tevődik össze.

Betűkkel kifejezve:

$$L = m_b \cdot t_b + \Sigma K \left(\frac{1}{i} + q + \frac{p}{2} \right).$$

E kifejezésben (lásd 9. I. 146. o.) t_b a beállítás és felkészülés ideje perc, m_b a beállítás és a felkészülés percköltsége, amely többnyire ugyanannyi, mint fentebb m, Ft/perc, K a munkaeszközök beszerzési vagy előállítási költsége Ft, i a munkaeszköz előrelátható használati ideje években, q az 1 Ft munkaeszközértékre számítandó évi karbantartási költség Ft/Ft év, p az igénybevett forgóeszközök használati költsége Ft/Ft év.

A szabatosság és a simaság befolyása a gazdaságosságra. Ezek az összefüggések alkalmasak arra, hogy különféle munkamódokat gazdaságosság szempontjából egymással összehasonlítsunk. Mi azonban azt tűztük ki célul, hogy a mérethűség és a simaság követelményeinek hatását vizsgáljuk a gazdaságosságra. A következőkben tehát egyrészt azokat az összefüggéseket kell

rögzítenünk, amelyek az alak és a méretthűség (vagyis T, a tűrés nagysága, illetőleg minősége) és a gazdaságosság fent összeállított tényezői között fennállnak, másrészt azokat, amelyek ugyanezeket a tényezőket a felületi simaság (vagyis h_q, az érdesség nagysága) mértékével kapcsolják össze. Amikor tehát a technológusnak a munkamódok közül a leggazdaságosabbat ki kell választania, a feladat fogalmazása körülbelül a következő: Adott a munkadarab és ennek megmunkálandó felülete, továbbá két különböző megmunkálási mód; kérdés, hogyan változik a gazdaságosság, ha a megkívánt pontosság T értéke kisebb vagy nagyobb, továbbá, ha a megengedett érdesség h_q értéke durvább vagy fínomabb?

A munkadarabon végzett művelet k költségének fent közölt képletében szereplő tényezőket vizsgálva, azt találjuk, hogy főként a t_d darabidőre van a megkívánt pontosság vagy simaság mértékének hatása. A képlet többi tagjai és tényezői azokkal a feltételekkel vannak meghatározva, amelyeket fenti fogalmazásunkban az adott praemissákban foglaltunk össze. Például az 1. tábla szerint megállapíthatjuk, hogy valamely lyuk megmunkálására szolgáló munkamód lehet: dörzsölés, köszörülés, üregelés vagy keményfémesztergálás. A t_d darabidő mindegyik munkamódnál általában annál nagyobb, minél pontosabb és simább felület van előírva. Ellenben ezenkívül a többi tényező alig függ e két minőségi előírástól, hanem csak a munkamódot jellemzi. Így például a gépperccköltség (s) a lyukköszörűn kisebb, mint a revolveresztergán és az üregelőn a legkisebb; továbbá a köszörülésnél talán nincs különleges munkaeszközre szükség, ellenben a dörzsölés különleges szerszámköltség (K) leírását vonja maga után és ez a költség az üregelő árnál még sokkalta több s esetleg még egy készülékkel is fokozódhatik (a köszörűkorong vagy üregelőár költsége különlegesen még a pontosság és simaság követelményei szerint is változhatik). Az utóbbi költségeknél láttuk, hogy az évi gyártási programmtól (n) függenek. Mindezek a gazdaságossági vizsgálatok általánosan ismeretesek és elterjedtek, s talán csak a gépperccköltség befolyása az, amit nem mindig méltányolnak kellően.

A darabidő és a gépi idő. Gazdaságosság szempontjából ezek után az alakhűségnek és a simaságnak a darabidőre való befolyása a legérdekesebb. A darabidőt tovább elemezve (9., I. 311. o.), leválaszthatjuk belőle a rendszerint százalékosan megállapított veszteségidőt és fáradtsági pótlékot, és az így fennmaradó munkaidő — szőnyegen fekvő vizsgálatainknál — már csak két részre tagozódik: a gépi időre és a kézi mellékidőre:

$$t_d = t_g + t_m + t_v + t_\varphi = (1 + v)(1 + \varphi)(t_g + t_m).$$

Itt (minden idő percben) t_d a darabidő, t_g a gépi idő, t_m a kézi mellékidő, t_v a veszteségidő, t_φ a fáradtsági pótlék, $100\,v$ a veszteségidő %-a, $100\,\varphi$ a fáradtsági pótlék %-a.

Nem mulaszthatjuk el annak elismerését, hogy az alakhűség minőségének és a simaság mértékének lehet befolyása a φ fáradtsági pótlék tényezőjére (százalékára) is; ellenben a t_m kézi mellékidő valószínűleg ugyanakkora, akár finomabbak, akár durvábbak a megmunkálás előírásai. Végül is tehát a t_g gépi időnek a T tűréselőírástól és h_q érdességelőírástól való függése az, aminek a természetét vizsgálni akarjuk.

A gépi idő és a felületteljesítmény. A gépi idő azért is célszerű tényező a gazdaságosság elbírálására, mert a legtöbb forgácsoló megmunkáló módnál egyszerű számítással állapítható meg. Abból indultunk ki, hogy a munkadarab megmunkálandó felülete adott; természetes, hogy minél nagyobb a felület, megmunkálása annál tovább tarthat, tehát a mértékadó az, hogy mekkora az a felület, amelyet a vizsgált megmunkálási móddal az időegységben el lehet készíteni. Ezt a fogalmat *felületteljesítmény*nek hívhatjuk és az egyszerű munkamódoknál igen egyszerű a kifejezése a forgácsoló adatokból, mert nem egyéb, mint a forgácsoló sebesség és az előtolás szorzata. Ha (egyélű szerszámnál való munkánál) v a forgácsoló sebesség m/percben, e a fordulatonkénti vagy löketenkénti előtolás mm-ben, akkor

$$1000\ ve$$

a felületteljesítmény mm^2/percben.

Érdekes megemlíteni, hogy ez a fogalom a szerszámgépek ú. n. behatárolásánál is jellegzetes szerepet játszik, pl. Kasirin ezzel a mennyiséggel, mint ordinátával számol gépbehatárolási diagrammjában (5., XIII. fej.).

A felületteljesítménynek, mint jellemző tényezőnek a bevezetésével a gépi idő a megmunkálandó felületből egyszerű osztással adódik; pl. hengeres lyuknál vagy csapnál:

$$t_g = \frac{D\pi l}{1000\ ve} \text{ perc.}$$

D a munkadarab megmunkálandó átmérője mm, l a megmunkálandó hossz mm.

A következőkben megkíséreljük támpontokat keresni az alakhűség, a felületi simaság és a felületteljesítmény mérőszámai közötti összefüggésre. Természetes, hogy megbízható adatokra nem lehet szert tenni másképp, mint céltudatosan végrehajtott műhelyi kísérletsorozatok útján, ezért az alábbiakat csak irányító ujjmutatásoknak tekinthetjük ilyen kísérletek elindítására.

A felületteljesítmény egyélű szerszámnál. Egyélű szerszámmal való forgácsolásnál, akár nagyolásról, akár simításról van szó, a gazdaságos forgácsolósebességet a következő kifejezéssel számítják (Szovjet Szerszámgépgyártási Minisztérium gyorstechnológiája, 2. 22. o.):

$$v = \frac{C_v}{e^{0,2} f^{0,18}},$$

ahol az e előtolás és az f fogásmélység kitevőit csak példakép adtuk meg és ezek edzetlen acélra és 0,3 mm-nél kisebb előtolásra érvényesek megszabott késkialakítás mellett, a C_v állandó pedig a gazdaságosság szempontjából megkívánt éltartam, a forgácsolt anyag, a forgácsoló szerszám közelebbi adatai, stb. szerint más és más. A felületteljesítmény kifejezésének alakja e szerint:

$$ve = C_v \cdot \frac{e^{0,8}}{f^{0,18}}.$$

Itt a kitevők nagyságát számszerűleg persze megint csak edzetlen acélra kell értenünk, formailag azonban mégis érdekes ez a függvény. Alább ugyanis látni fogjuk, hogy a felületi simaság főleg az e előtolás függvénye, a tartható T tűrés pedig főleg az f fogásmélységre van hatással.

Az érdesség függése a forgácsoló sebességtől. A felületi simaságnak a forgácsoló adatoktól való függését vizsgálva, már a *Nehézipari Központ* 1948-ban kiadott (NIK 22.10.40) irányelveiben látjuk, hogy a forgácsoló sebességnek — bizonyos nagysága ($v = 200 \ldots 300$) körül — kicsi befolyása van a simaságra. Ezt a *Szovjet Szerszámgépgyártási Minisztérium* gyorsforgácsoló adatai is mutatják (*2.* 40. o.), továbbá a szovjet *Fémforgácsoló Bizottság* képlete (lásd alább) is ilyen függvénylefolyásra utal. *Iszajev* (*1*) kísérletei alapján egyenesen kijelöl olyan sebességhatárt, amelyen túl a sebességnek már nincs a felületi simaságra számbavehető hatása. Szerinte ez a $v_{\text{határ}}$ sebesség az acél minőségétől eléggé függetlenül a következő:

$$v_{\text{határ}} = 193 - \frac{243}{r^{0,52}} e,$$

ahol r a forgácsoló kés csúcsának lekerekítési sugara mm-ben.

Amint a képletnek a 193 m/perc állandójából látni, finommegmunkálásnál gyakran lehetünk e határ felett; de közepes felületi simasági követelményeknél a gazdaságosság vastagabb forgácsot, vagyis kisebb sebességet is követel. Ha ilyenkor a határsebességnél lassabban forgácsolunk, az érdesség fokozódik (legalább is egy csúcsértékig) és az érdesség és a sebesség közötti összefüggést kísérletek alapján megállapíthatjuk és diagrammban ábrázolhatjuk. *Iszajev* szerint a gyakorlatnak eléggé megfelelő pontossággal a $H_{\max}$ változása a sebességgel lineárisnak is tekinthető és a sebességi tényező valamennyi acélnál egyforma lehet (lásd alább):

$$98 - 0,5\, v.$$

Ezt a függvény-befolyást mutatják az Sz. Sz. M. (*2*) adatai is.

A gyakorlatban előforduló határok közt az f fogásmélységnek sincs számbaveendő befolyása az előálló felületi simaság mértékére (Iszajev). Álta-

lában az utolsó fogással, bármekkora is szokott lenni, el tudjuk érni azt a simaságot, amelyet épp kívánunk. Hozzá lehet ugyan ehhez még fűzni, hogy *Szemenov*-tól származó adatok (*3.* 251. o.) arra mutatnak, hogy nagyon finom előtolásnál a nagyobb f fogásmélység valamivel simább felületet eredményez (egyidejűleg megfelelően kisebbre vett sebességgel).

Az érdesség függése az előtolástól. Legnagyobb befolyása a felületi simaságra az e fordulatonkénti előtolásnak van. A NIK kiadványokban (NIK 22.10.42) azt az összefüggést találjuk, amelyet az egyenetlenség H_{max} mértékére a geometriai viszonyokból lehet levezetni, s amely közelítően (H_{max} mikronokban):

$$H_{max} = 125 \frac{e^2}{r}.$$

Iszajev szerint ez a kifejezés az általa megadott sebességi határokon felül helytálló; állítólag *Szkragan* kísérletei is ezt igazolják (4. I. 216. o.). Mindazonáltal úgy tűnik, hogy a valóságban az érdességet az előtolásnak a négyzeténél kisebb hatványa érzékelteti. Például a fent hivatkozott Fémforgácsoló Bizottság képlete a következő (*4.* I. 217. o.):

$$H_{max} = 210 \frac{e^{1,07}}{r^{0,65}}.$$

Iszajev is az általa megadott sebességi határokon alul az érdességet az előtolással lineárisan növekedőnek veszi, megjegyzi azonban, hogy nagyon kicsiny, $e < 0{,}1$ mm előtolásnál a felületi simaság már alig javul.

Ilyen finom előtolásokra, mint fentebb már szóltunk róla, *Szemenov*tól származó adatokat találhatunk az irodalomban.

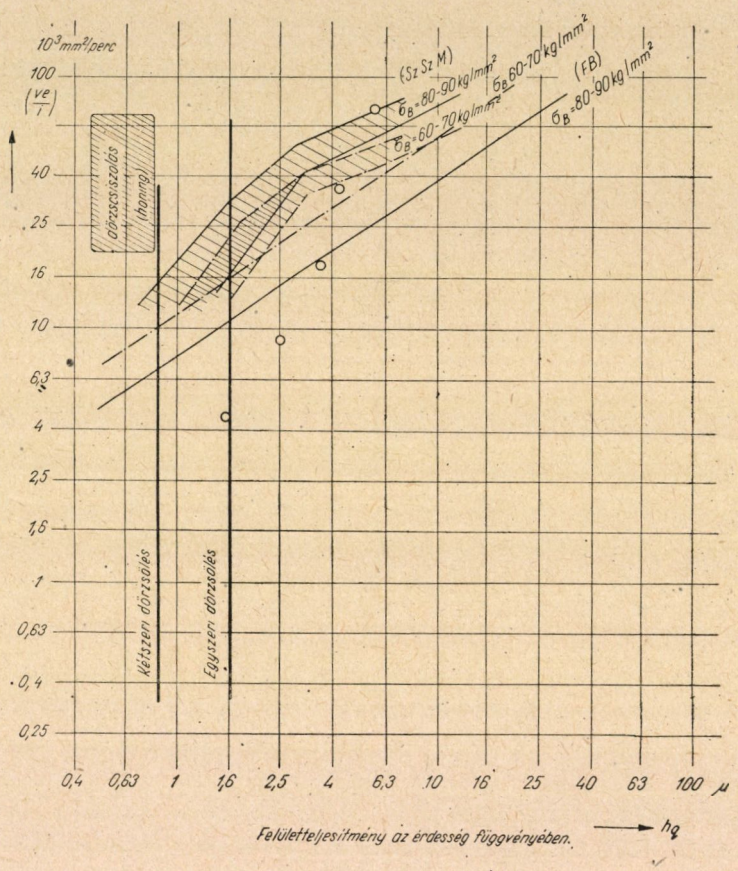
Természetesen figyelembe kell venni a forgácsolókés geometriai viszonyait is. Ezek nyilván olykép nyilvánulnak, mintha a felületi simaság vizsgálatánál a nagyítás léptékét változtatnók meg. Emellett a csúcssugár befolyása r-nek 0,53 kitevőjű hatványával mutatkozik. *Iszajev* szerint az érdesség függése a forgácsolóadatoktól mindezeket összefoglalva:

$$H_{max} = \frac{e}{r^{0,53}} (98 - 0{,}5\, v).$$

A felületteljesítmény függése az érdességtől. Ha ezekután a gazdaságosság kérdése nyomán visszatérünk a felületteljesítmény fogalmára, a ve függvényben a forgácsolási adatok helyébe (ezeken mindenkor a gazdaságosakat értve) a h_q érdesség mértékét kell helyettesíteni. Igen egyszerű ez pl. a *Fémforgácsoló Bizottság* fenti képlete útján:

$$ve = C_v \frac{e^{0,8}}{f^{0,18}} = \frac{C_v}{f^{0,18}} \left(\frac{H_{max}}{210} \right)^{0,748} r^{0,486}.$$

Ha ebben a kifejezésben H_{max} értékét még továbbmenve, a h_q-val helyettesítjük *Djacsenko* szerint, akkor h_q kitevője 0,68 lesz. Ezt a vonalat 60 kg/mm² szilárdságú acélra a 3. táblázatban tüntettük fel (fogásmélység $f = 0{,}5$ mm, $r = 1$ mm, késanyag A minőségű keményfém). Más szilárdságú acélnál ez a vonal C_v arányának megfelelően, párhuzamosan magasabban vagy alacsonyabban fekszik. Ugyanígy *Iszajev* képletéből is kiindulhatnánk,



3. tábla. Felületteljesítmény az érdesség függvényében

ehelyett azonban inkább az Sz. Sz. M. adatait közvetlenül rajzoltuk be a diagrammba. Fent már utaltunk rá, hogy a két forrás igen hasonló egymáshoz. A 3. táblán ezenkívül még *Szemenov* adatai is fel vannak tüntetve éspedig az előbbihez csatlakozóan; ezek ugyanis az előbbi adatoknak mintegy kiegészítő folytatását alkotják a kis előtolásokra és a finom érdesség irányában.

Sajnos, a gyakorlati adatok ellentmondanak fent levezetett képletünknek, mert a keményebb, 80—90 kg-os anyag tartománya nem alacsonyabban, hanem magasabban fekszik. Ez a körülmény talán arra mutat, hogy a Fém-

forgácsoló Bizottság képletében szereplő állandó nem ugyanaz a különféle acéloknál.

A munkamódok összehasonlíthatósága végett ugyanilyen diagrammra volna szükség pl. a dörzsölés, a köszörülés vagy az üregelés módjainál is. A dörzsölésnél azonban nem lehet ilyen összefüggéseket megállapítani. Az elért felületi minőség nem a forgácsolási adatoktól függ, hanem a szerszám ú. n. geometriájától és a műveletmenetek számától. Az irodalomban található adatok szerint egyszeri dörzsöléssel átlag $h_q = 1\mu$ érdességet szoktunk elérni és ez a forgácsoló adatokkal alig befolyásolható; inkább a szerszám állapotától függően romolhat 1,6...2,5-ig, vagy javulhat 0,8...0,4 μ-ig. Sokkal finomabb felületet másodszori dörzsöléssel kaphatunk, átlag $h_q = 0{,}2-0{,}8\ \mu$ érdességgel. A technológiai adatokat emellett egyéb gyakorlati viszonyokból állapítják meg; tehát a 3. diagrammban két függőleges határvonallal jelölhetjük az egyszeri és a kétszeri dörzsölés érdességi határát.

A köszörülés munkamódjára még nehezebb a diagrammban határvonalakat vonni. Valamely adott köszörülő munkamódnál ugyanis főleg a csiszolókorong minősége, továbbá a gép állapota, a korong kiegyensúlyozása és helyes lehúzása az, ami a felületi simaságot befolyásolja és a kellően megválasztott korong kisebb-nagyobb felületteljesítménye alig változtat a felületi simaságon. Ennekfolytán köszörülésnél a felületteljesítményt egyedül csak a tűréskövetelmények fogják megszabni.

Az üregelés munkamódjánál a felületi simaság, a dörzsöléshez hasonlóan, nincs összefüggésben a felületteljesítménnyel; ennél a megmunkálásnál a szerszámköltség (K) és ennek leírása játsszák a döntő szerepet.

A felületteljesítmény függése a szabatosságtól egyélű szerszámnál. Lássuk ezután, hogy milyen befolyása van a megkívánt tűrésminőségnek a felületteljesítményre, vagyis szorosabban véve, a forgácsolási adatokra. Az egyélű szerszám viszonyait nézve, azt találjuk, hogy a T tűrésnagyság egyrészt az f fogásvétellel van kapcsolatban, másrészt a C_v állandó értékével. Az e előtolást a felületteljesítmény érdekében oly nagyra kell venni, amekkorára csak lehet, vagyis amekkorára a megkívánt felületi simaság és a gazdaságos éltartam megengedik. Ez utóbbiból tehát máris következik, hogy kis fogásmélységgel kell simítani, hogy nagy előtolást lehessen megvalósítani.

A C_v állandó azáltal kerül a T tűrésnagysággal kapcsolatba, hogy tudvalevően magában foglalja a kés gazdaságos éltartamának nagyságát, másszóval azt a forgácsolási időt (pl. 150 percet), amely után a kést ujra kell köszörűlni. Más éltartamra a forgácsoló sebesség értéke:

$$v = \frac{C_v}{e^{0,2} f^{0,18}} \cdot \left(\frac{150}{t}\right)^{0,2},$$

ahol t az éltartam percekben; a 0,2 kitevő példakép acélra vonatkozik (Sz. Sz. M.).

Mint ismeretes, a 150 perces éltartam annyit jelent, hogy ez alatt az idő alatt a kés hátlapján a forgácsolás idejével egyenletesen, arányosan ~ 1 mm széles kopás keletkezik. Ez a kopás pl. 8° hátszöggel számítva, az esztergált átmérőben már 300 μ növekedést eredményez, tehát nyilvánvaló, hogy finomabb tűréseknél ennek a kopásnak csak valamilyen hányadrészét szabad megengedni. A kopás egyenletes lefolyásából következik, hogy ha 300 μ helyett csak Δ átmérőnövekedést szabad megengedni, a kés (1 mm kopásra vonatkoztatott) éltartamának oly t-nek kell lennie, amelyet a következő arány szolgáltat:

$$\frac{t}{150} = \frac{300}{\Delta}.$$

Más szavakkal, oly kést, amelyet ezen t éltartamra számított forgácsolási adatokkal dolgoztatunk, a gazdaságos 150 percenként kell köszörülni, hogy legfeljebb Δ átmérőnövekedést eredményezzen. Ez a Δ átmérőnövekedés a T tűréssel talán legjobban úgy hozható kapcsolatba, hogy:

$$\Delta = \frac{T}{2},$$

mert nem tételezhetjük fel, hogy tömeggyártásnál a kést mindig pontosan a tűrés felső határára sikerül beállítani, inkább csak azt, hogy körülbelül középre találunk. Ezek szerint

$$\frac{150}{t} = \frac{T}{600}$$

és

$$ve = \frac{C_v e^{0,8}}{f^{0,18}} \cdot \left(\frac{T}{600}\right)^{0,2}.$$

A tűrés fínomsága, mint már erre hivatkoztunk, bizonyos minimális felületi minőséget is kíván; a felületteljesítmény kifejezésében tehát ez szabja meg a legnagyobb lehetséges előtolást. Egyelőre a fentebb hevenyészett összefüggést és a Fémforgácsoló Bizottság képletét felhasználva ($r = 1$ mm):

$$H_{max} = 0,16\, T,$$
$$H_{max} = 210\, e^{1,07},$$

tehát

$$e^{0,8} = \frac{T^{0,75}}{214}.$$

Ez az összefüggés a legnagyobb előtolást mutatná, amellyel valamely adott T tűréspontosság még elkészíthető. Tehát a legnagyobb felületteljesítmény, amellyel adott T tűrés még elkészíthető:

$$ve = \frac{C_v}{f^{0,18}} \frac{T^{0,95}}{768}.$$

Ezzel a kifejezéssel számolhatunk, amíg egy menetben valamely f fogásmélységgel dolgozunk.

Döntő befolyása van a tűrésminőségnek a felületteljesítményre az f fogásmélység útján. Ez azonban nem közvetlenül a képletben szereplő tényező révén mutatkozik, mert ebben a 0,18 hatványkitevő igen kis befolyást gyakorol, hanem azáltal, hogy finom tűrések tartására kis fogást, de egymásután több fogást is kell venni. A viszonyoknak némi megvilágítására az alábbi felvételekből kívánok kiindulni.

A különféle munkamódok összehasonlitásánál csak simításról van szó, tehát egységes simítási ráhagyást tételezzünk fel. Ezt átmérőben mérve, IT14 tűrés nagyságával egyenlőnek kívánom venni; olyan érték ez, ami nemcsak eléggé vág a különböző szerzők adataival, hanem bizonyos indokolást talál az ú. n. műhelyszerű pontosságban is. A munkadarabokat e feltételezés szerint kiindulásra nagyolással felületenként $\frac{IT14}{2}$ ráhagyással és körülbelül IT11 pontosságúra készítik el. További felvételeink az $i = 1$, 2 és 3 fogásvétellel elérhető T minőségekre és f fogásmélységekre a következők (*6*, 400. o.)

Fogásvételek száma i	Fogásmélység f mm	Elérhető tűrés	
		minőség	T μ
1	0,6	IT9	130—50
2	0,2	IT8—IT7	50—16
3	0,1	IT6—IT5	16—6

Több fogás vétele esetén a mértékadó felületteljesítményt természetesen a forgáesolási idők összeadása útján nyerjük:

$$\frac{1}{(ve)} = \frac{1}{(ve)_1} + \frac{1}{(ve)_2} + \frac{1}{(ve)_3}.$$

Ezekkel a felvételekkel számított felületteljesítményt a 4. táblában lehet látni. A diagramm mérlegelésénél azonban nem szabad megfeledkezni azokról a bizonytalanságokról, amelyek már a kiindulási alapokban rejlettek;

nemcsak az egyenesek hajlására gondolunk itt, de különösen arra is akarunk célozni, hogy a forgácsolt anyagnak és a szerszám anyagának milyensége (C_v értékének útján) mennyire ide-oda tolják a vonalakat.

Dörzsölésnél a felületteljesítmény az átmérőtől függ. A dörzsölés technológiai adatait vizsgálva, a gyakorlatban azt találjuk, hogy ezek az anyagon felül az átmérő függvényében vannak megadva. Az adatokat könnyűszerrel önthetjük a technológiában szokásos parabolikus függvényalakba úgy, hogy a v forgácsoló sebességre is, e előtolásra is ilyen alakú kifejezéseket kaphatunk, mint

$$v = A \cdot D^a,$$

és végeredményben a felületteljesítmény is az átmérőnek ilyen alakú függvénye lesz. Például *Melamed* (3. 142. o.) adatai szerint, $D > 32$ esetén szénacélnál

nagyoló dörzsölésnél $e = 0{,}43\ D^{0,5}$,
simító dörzsölésnél $e = 0{,}27\ D^{0,5}$,

$$v = 2{,}06 \frac{D^{0,58}}{e^{0,72}}$$

Ezekből a mértékadó felületteljesítmény D függvényében:

nagyoló dörzsölésnél ..... $ve = 1{,}58\ D^{0,72}$
egyszeri simító dörzsölésnél ..... $ve = 1{,}43\ D^{0,72}$
kétszeri dörzsölésnél ..... $ve = 0{,}713\ D^{0,72}$

Hasonló összefüggéseket állapíthatunk meg más szerzők adataiból is, pl. *Tolcsonov* (7. 87. o.) szerint a simító előtolás ugyanolyan függvény, mint a fentebbi, csak állandója az acél kisebb-nagyobb szilárdsága szerint más-más*; a forgácsoló sebesség viszont ugyanezen forrás szerint valamivel meredekebb lefolyású.

A dörzsöléssel elérhető tűrésminőségeket ugyancsak az átmérő függvényében szokták megadni; így pl. (3. 34. o.):

nagyoló dörzsölésnél	$T = 24\ D^{0,25}$	(kb. IT9),
egyszeri simító dörzsölésnél	$T = 10\ D^{0,33}$	(kb. IT8),
kétszeri dörzsölésnél	$T = 5\ D^{0,33}$	(IT6).

Ezekkel az értékekkel a felületteljesítménynek a tűréstől való függését kapjuk ugyan, de nyilvánvaló, hogy ez csak látszólagos, mert valóban ve a D átmérő függvénye.

A dörzsölés felületteljesítményét a 4. táblában $D = 20$ mm-nél kisebb átmérőkre is megrajzoltuk, ezzel a vonalaknak valamivel még meredekebb folytatását kaptuk. Összehasonlítás szempontjából azonban ez már nem

érdekes, mert a felületteljesítmény ugyan számottevően eltörpül, de a dörzsöléssel vetélkedő, egyéb munkamódok már nem használhatók. A diagrammból az olvasható ki, hogy a dörzsölés, ha a felületi simaság követelményének is megfelel, mindenkor gazdaságosabb, mint a többi munkamód. Nem szabad persze megfeledkezni az egyéb költségekről sem, pl. a dörzsár szerszámköltsége a D átmérővel majdnem arányosan igen megnövekszik annyira, hogy 100-on felül már nem is készül kereskedelmi áruként.

A felületteljesítmény köszörülésnél. A köszörülő megmunkálási mód felületteljesítményének számításánál forgácsoló sebesség gyanánt a v_m munkadarab- vagy tárgysebességet kell vennünk, előtolásul pedig az ú. n. oldalelőtolást. Jelentékeny befolyása van azonban itt még a köszörülő löketek (i) számának is. A gyakorlati köszörülő adatokat vizsgálva, azt találjuk, hogy ezek jórészt a megmunkálandó furat átmérőjétől függenek.

A tárgysebességre az irodalomban a következő képlet található (7. 156. o.; 3. 206. o.):

$$v_m = C_v \frac{D^{0,5}}{f^{0,9}\beta^{0,9}},$$

ahol C_v a köszörülendő anyag minőségétől függő állandó, $\beta = \frac{e}{B}$ az oldalelőtolás viszonya a köszörűkorong szélességéhez, f a fogásvétel mélysége az egyes köszörülő löketeknél mm-ben.

A köszörülő löketek számát illetőleg a *Melamed*-féle táblázatokban empirikus összefüggést látunk (3, 237. o.):

$$i = \frac{F}{f} k,$$

ahol F az összes köszörülési ráhagyás, tehát előző felvételeink szerint $2F = \mathrm{IT14} \cong 0{,}18\, D^{0,33}$ mm, k a löketszám empirikus koefficiense, amelyet a tartandó T tűrés függvényében a következőkép lehet kifejezni:

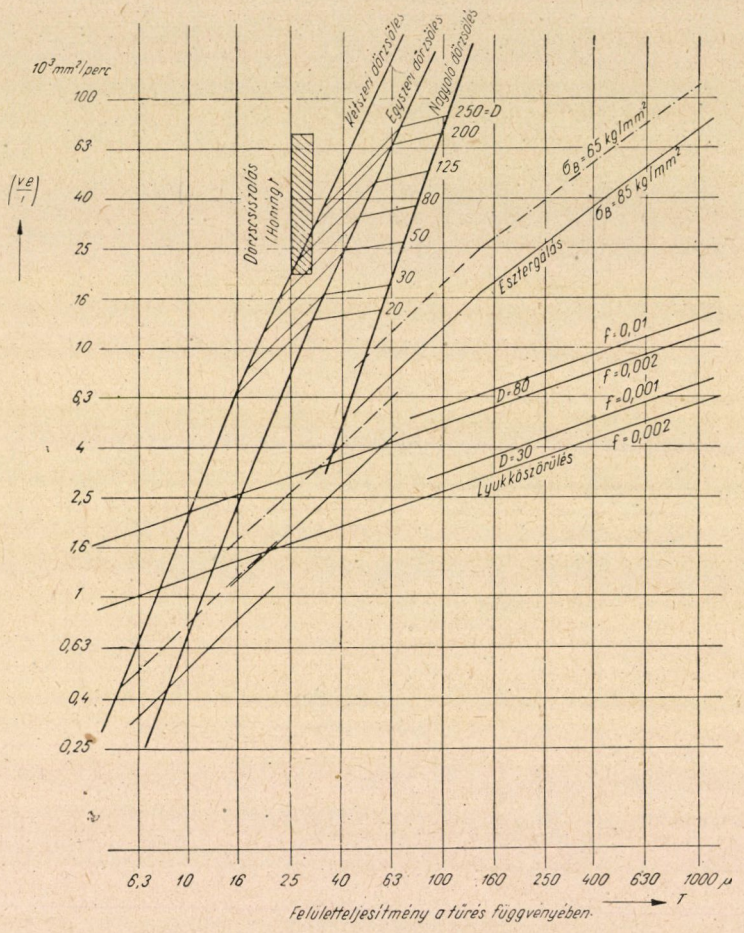
$$k = \frac{6{,}6}{T^{0,35}}.$$

Így a köszörülés mértékadó felületteljesítménye

$$\left(\frac{ve}{i}\right) = \frac{C_v}{0{,}595} D^{0,166} B \cdot f^{0,1}\beta^{0,1}T^{0,35}.$$

Szembetűnő, hogy a köszörűkorong B szélességének mennyire nagy befolyása van. Kisebb a befolyása a β viszonyszámnak és az f fogásvételnek;

az utóbbi hatását a nagyobb tűréseknél a 4. diagrammban szintén feltüntettük. A csiszolókorong éltartama (amelyet a diagrammbeli példában körülbelül 3 percesnek vettünk) a C_v állandóban szerepel. Voltaképen az éltartam érzékenyen összefügg a T tűréssel (az éltartam kitevője körülbelül 0,6; lásd *Tolcsonov*, 7. 156. o.), tehát ennek a befolyását is figyelembe kellene venni.



4. tábla. Felületteljesítmény a tűrés függvényében

Ha ezt megvalósítanók olyan módon, ahogy az egyélű szerszámnál tettük, a köszörülés felületteljesítménye is meredekebb lefolyásúvá válnék az esztergáláshoz hasonlóan. A D furatátmérő szerepének érzékeltetése végett a 4. táblán a $D = 30$ (és $B = 16$) példa mellé $D = 80$ (és $B = 25$) példa szerinti felületteljesítmény vonalát is berajzoltuk. Az ábra azt mutatja, hogy finomabb tűréseknél a köszörülés még akkor is jutányosabb, mint az esztergálás, ha

az utóbbi munkamódot az anyag megmunkálhatósága különben megengedné.

A 3. és 4. táblákban a dörzscsiszolásra (honing) is jelöltünk ki tartományokat. Ezek természetesen nem tekinthetők mértékadóknak, mert hisz a dörzscsiszolás felületteljesítménye a csiszolóberendezés nagyságától függ. A táblákban kijelölt tartomány csak egy bizonyos gyakorlati példát ábrázol. Hasonlóan a gyakorlatból vett adatokat ábrázolnak a 3. táblán feltüntetett pontok (kis körök) is, amelyeket A 60.11 anyag megmunkálásánál vettek fel.

Összefoglalás. Az előadottakban az volt a célom, hogy megkíséreljek vázlatos keretet adni, amelynek megfelelő kísérleti anyaggal való kitöltésével képet kaphatunk a munkamódok gazdaságosságáról. Példakép csak a furatmegmunkálással foglalkoztam, de nyilvánvaló, hogy hasonlóan tárgyalható a külső kör- és síkmegmunkálás is. Hasznavehető eredményt azonban egyedül az olyan tartalom szolgáltathat, amelyet a gyakorlat szentesít, vagyis amely ennek az adatain épült, tehát az előadottak csak az adatgyüjtéshez való irányításnak vannak szánva.

Az adatgyüjtés legfontosabb tárgyai összefoglalóan:

1. a szerszámgépek gépperceköltségei vállalatonkint, illetőleg üzemenkint,

2. a munkamódok gazdaságos felületteljesítménye a megkívánt felületi símaság és tűrésminőség függvényében,

3. előírt tűrés tartásához szükséges, legdurvább felületi simaság hozzárendelése.

Ugy tűnik, hogy az ezzel kapcsolatos mérések elvégzéséhez kedvező alkalom kínálkozik ma akkor, amikor üzemeink — felismerve a felületi simasági előírások gyakorlati jelentőségét — mindjobban igyekeznek maguknak *felületi simasági etalonokat* készíteni.

IRODALOM

1. Iszajev: A felületi réteg kiképzése fémek forgácsolásakor. (Szovjet Technológiai és Gépszerkesztési Központi Tudományos Kutató Intézet. CNIITMAS. 33. Masgiz. 1950.)

2. Szovjet Szerszámgépgyártási Minisztérium: Fémek gyorsforgácsolási technológiája. (Nehézipari könyvkiadó, 1951.)

3. Melamed: Munkadarabok megmunkálása fémforgácsoló szerszámgépeken. (Masgiz. 1948.)

4. Szokolovszkij: A gépgyártás technológiája. (Tankönyvkiadó, 1951.)

5. Kasirin: A gépgyártás technológiája. (Tankönyvkiadó, 1952.)

6. Csudakov: Gépipari enciklopédia. 9. kötet. (Nehézipari könyvkiadó, 1951.)

7. Tolcsonov: A szerszámgépi és lakatosszerelői munkák műszaki normáinak megállapítása. (Nehézipari könyvkiadó, 1951.)

8. Hornung Andor dr.: Forgácsolás-elmélet. (Tankönyvkiadó, 1953.)

9. Hidegtechnológiai gyártástervezés. (A Nehézipari Minisztérium gyártástervezői tanfolyama számára. Népszava kiadó, 1950.)

10. Nehézipari Központ, racionalizálási osztály kiadványai. (NIK. 1948).

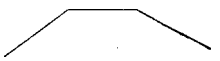
HOZZÁSZÓLÁSOK

WITOLD BIERNAWSKI

Lechner Egon igen érdekes kisérletet tett arra, hogy összefüggésbe hozza a megmunkálás termelékenységét a megmunkált felület simaságával és pontosságával.

Ez az előadás nemcsak azért érdekes, mert mind tudományos, mind gazdasági szempontból nagyjelentőségű, hanem azért is, mert a világon folytatott első ilyen kisérletek egyike.

Engedjék meg, hogy rövid tájékoztatást adjak azokról a kísérletekről, amelyeket 1935 óta folytatnak Lengyelországban ezen a téren. Különösen az 1952.év volt eredményes a lengyel kutatók munkájában. Ebben az esztendőben két könyvet is jelentettek meg, amelyek közül az egyik a felületi érdesség problémájával, a másik pedig a felület-simasági etalonok kérdésével foglalkozik.



Igen nagy a felületi érdességet befolyásoló tényezők száma. Elsősorban befolyásolja a megmunkálandó anyag. S Lechnernek igaza van abban, hogy nem lehet egy bizonyos sebességet az összes anyagokra határsebességként kitűzni. Ezek a sebességek különbözők könnyű ötvözetekre, szinesfémekre, öntöttvasra és acélra.

A felületérdesség ezenkívül a kés anyagától is függ.

Az anyagbefolyás megállapítására kísérleteket folytattak keményfémekkel, beldonittal, belerittel, alderoval stb. Egyébként teljesen azonos feltételek mellett mindezekre a szerszámanyagokra különböző felületsimasági eredményeket kaptak. A felületsimaságot az előtolás, fogásmélység és különösképen a forgácsolási sebesség erősen befolyásolja, magától értetődően a forgácsolóél alakja is.

Igen érdekes kísérletet végeztek egy szovjet intézetben a csúcssugárral kapcsolatban :

Megkísérelték, hogy az ábra szerinti késsel végezzék az esztergályozást. Intézetünkben is végeztünk ilyen kísérleteket abban a hiszemben, hogy ez az élalak nem csökkenti a szerszám éltartamát és amellett előnyösen befolyásolja a megmunkált felület simaságát.

A kísérleteket 50—75 kg/mm² szakítószilárdságú acélhengerekre vonatkozóan végezték.

Forgácsolási adatok : fogásmélység 6—10 mm, előtolás 0,2—1,5 mm/fordulat, forgácsolási sebesség ezeknek függvényében 70—20 m/perc nagyságban, sőt egészen 150-ig terjedt. Két mm-es fogásmélység mellett használták a 150 m-es forgácsoló sebességet. Az egyik kísérlet eredményei a következők voltak :

Fogásmélység	f = 5 mm ;
Előtolás	e = 1 mm/fordulat ;
Forgácsolási sebesség	v = 70 m/perc.

Normálkésen a csúcssugár 2 mm volt. Az összehasonlításhoz felhasznált késen a késcsúcs szélessége 1,2 mm széles volt. Kisérleteink folyamán mindig úgy vettük, hogy ennek szélessége az előtolás 1,2-szerese volt. Az eredeti feltételek mellett a közepes egyenetlenség 200 mikron volt.

Ha 2 mm-es csúcssugár helyett 1,2 mm-es csúcslevágást használtak, akkor a közepes egyenetlenség 200 mikronról 20 mikronra esett.

A szerszám éltartama nem csökkent, hanem kis mértékben növekedett is. Gyakorlatilag azt lehet mondani, hogy nem változott a szerszám éltartama, a felületi érdesség pedig törthányadára csökkent.

Ismeretes, hogy a csúcssugár szerinti legömbölyítést vagy kézzel, vagy pedig különleges készülékkel végezzük. A csúcs lemetszéséhez viszont semmiféle ilyesfajta eszköz nem szükséges.

KISS GYULA

A felületi simasági viszonyok értékelése két úton történhetik: objektiv méréssel, valamint megfelelő speciális műszerekkel és szubjektiv összehasonlítással, amit az etalonokkal való összehasonlítás útján végezhetünk el.

Magyar műhelyviszonylatban a műszerrel történő objektiv méréseket, azt hiszem, egyelőre ki kell kapcsolnunk, mert műszerezettségünk meglehetősen gyenge. Ezzel szemben az etalonokkal való összehasonlítás járható útnak bizonyul. Ezt műhelyeink jelenleg úgy végzik, hogy saját maguknak készítenek etalonokat, amelyeket vagy többé-kevésbbé pontosan hitelesíttetnek vagy pedig hitelesítés nélkül használnak. Természetesen ez nagyon nagy pontatlanságot eredményez. Ezért kívánatos volna a külföldhöz hasonlóan etalonsorozatot szabványosítanunk.

A Szovjetunióban 1945-ben készült el az a szabvány, amely 49 etalondarabból álló sorozatot ír elő. Az egész etalonsorozat súlya kb. 5 kg, tehát nem is igényel túl sok anyagot. A DIN is szabványosított etalonsorokat. Egyes országokban pl. egyes acélművek reklámképen adnak ilyen etalonsorozatokat.

MAKÁDI ANDRÁS

Vizsgáljuk meg, melyek a feltételei annak, hogy a felületi simaság megadása és ellenőrzése egyértelműen legyen végrehajtható. Egyértelmű lesz a megadás és objektiv az ellenőrzés, ha

a) a szerkesztés mindenfajta gyártmánynál egységes elképzelés alapján választja ki a gép előírásszerű működéséhez szükséges felületi simaságot és mérhető egységben tünteti fel a rajzon;

b) az előkészítő szervek (gyártástechnológia, időelemzés) a szerkesztés előírásait beépítik a gyártástervekbe és a technológiai adatokat és a munkadarab előállítására járó időt az előírt felületi simaság tekintetbe vételével adják ki;

c) álljon a műhely rendelkezésére olyan segédlet, amellyel a felületi simaság előírásszerű voltát ellenőrizni tudja;

d) a MEO legyen képes a felületi simaság számszerű értékét mérőműszer vagy valamilyen segédlet útján ténylegesen mérni.

A szerkesztés helyzete látszólag egyszerű, mert hiszen a

$$h_q = 0{,}024 \cdot T^{1{,}1}$$

összefüggés segítségével valamely választott T tűréshez matematikai alapon kiszámíthatja h_q értékét, amit a rajzon az MNOSz 4721 és 4722 szabványok előírásai szerint rögzít.

A h_q érték számszerű ismeretében az előkészítő szervek meg tudják adni a megfelelő technológiai adatokat és megmunkálási időket részben a már korábban rendelkezésre álló adatok, részben a Lechner előadásában ismertetett össszefüggések segítségével.

A műhely a megfelelő technológiai adatok birtokában látszólag minden nehézség nélkül elkészíthetné a munkát, amelynek ezek szerint pontosan teljesítenie kellene a simasági előírásokat.

Amint azonban mérésre kerül a sor, egyszerre felbukkan az a nehézség, hogy nem rendelkezünk olyan mérőeszközzel, amellyel üzemi viszonyok között, kielégítő pontossággal tudnánk simaságméréseket eszközölni. Ilyen célra a jól ismert elektromechanikus vagy optikai simaságmérő műszerek nem felelnek meg, mert kezelésük túl körülményes és lassú ahhoz, hogy az üzemi kívánalmakat ki tudják elégíteni. Már pedig szigorú és objektiv ellenőrzés nélkül az előírás hiába való fáradság, és csak a rajz túlzsúfolttá tételét eredményezi.

Nézzük meg, hogy a már említett szervek tudnak-e boldogulni simaságmérő eszköz nélkül?

A műhelyben még a legnagyobb gonddal elkészített előírás és a műhely részéről a legnagyobb jóakarat sem tudja biztosítani azt, hogy a simaság valóban előírásszerinti legyen. A változó üzemi körülmények — a gép és szerszám állapota, a heterogén munkaviszonyok — szinte lehetetlenné teszik, hogy a munkások minden ellenőrzési lehetőség nélkül eltalálják a kívánt felületi simaságot. Értelemszerűen ugyanez áll az előkészítő szervek munkájára is, amelyeknél viszont a rendelkezésre álló adatok nem véglegesen kialakult volta veszélyezteti az előírások helyességét.

A szerkesztésnél nem hiszem, hogy a már idézett $h_q = 0{,}024 \cdot T^{1{,}1}$ összefüggés annyira pontos volna, hogy minden ellenőrzés nélkül alkalmazni lehetne. De ha így is volna, bizonytalan érzést keltene a szerkesztőben egy, többé-kevésbbé ellenőrizhetetlen és főképen még nem eléggé ismert előírás megadása. Hogy még nem él megfelelően a műszaki emberekben a simasági előírásoknak megfelelő felület képe, mutatja az, hogy a Láng Gépgyárban használatos etalon-sorozat mérésénél körülbelül $h_q = 10$—20 μ értéknek becsültük azt a felületi simaságot, amely a mérés után 4—6 μ simaságú értéknek adódott.

Vajjon feltétlenül helyes-e az a szokás, hogy mindig a tűrésből induljunk ki és keressük az ennek megfelelő leggazdaságosabb simasági értéket? Könnyen elképzelhető olyan eset, amikor a tervező részére célszerűbb a simaságból kiindulni és előírt h_q értékhez megkeresni a leggazdaságosabb tűrést. Vannak olyan esetek is szép számmal, amikor a tűréstől függetlenül adjuk meg a h_q értéket, vagy azért, mert a szóbanforgó helyen nincs illesztés, viszont egyéb okoknál fogva szükség van előírt simaságra, vagy pedig szerkezeti okoknál fogva kell a nagyobb felületi simaság, mint amit az illesztés megkövetelne (tükörsimított dugattyúcsapok, főtengelyek, stb:).

Látjuk tehát, hogy a gyártmány előállításában közvetlenül vagy közvetve érdekelt valamennyi szervnél szükség van a felületi simaság mérésére. Erre pedig mai körülményeink között legalkalmasabbak a simaságmérő etalonok. A simaságmérő etalon —mint ismeretes — fémlapocska, melynek mérőfelülete adott simaságra van megmunkálva. Különböző simaságú etalonokból

alkotott sorozatok alkalmasak arra, hogy velük összehasonlító méréseket végezzünk. Az etalon tehát adott felületi simaságot rögzít, amely a rajzon feltüntetett simasági megadásokkal könnyen azonosítható. Ha ilyen etalonokat minden használatos simaságra elkészítünk és azokat az összes érdekeltek rendelkezésére bocsátjuk, a felsorolt követelményeknek eleget tehetünk. Az etalon nem simaságmérő műszer, és a felületsimaságmérő műszereket csak korlátolt pontossággal tudja helyettesíteni. De megvan az a nagy előnye a műszerrel szemben, hogy a mérési eredményt egyszer s mindenkorra rögzíti és bárki részére bármikor szemléltetően visszaadja. Az etalon és a simaságmérő műszer tehát nem egymást helyettesítő, hanem egymást kiegészítő segédlet. Az ideális állapot az, ha mindkettő rendelkezésre áll. Az etalon-sorozat mindennapi munkához kell, a műszer pedig az etalonok méréséhez, ellenőrzéséhez vagy kényesebb, a gép működése szempontjából döntő fontosságú felületek gondos ellenőrzéséhez.

Az etalonok alkalmazásánál felmerülhet a mérés pontosságának kérdése. Az etalon ugyanis nem objektiv, hanem szubjektiv mérőeszköz, mert hiszen a mérés szemmel vagy nagyítóval történő felületvizsgálattal és a felületek tapintás útján való összehasonlításával történik. Mérési eredmények megállapításánál csak akkor érzünk kellő biztonságot, ha ismerjük, hogy a mérésnél milyen nagyságrendű hibát lehet elkövetni. Annak megállapítására, hogy a felületi simaságmérő etalonokkal milyen pontossággal lehet mérni, kisérletsorozatot végeztünk. Hét munkadarabot négy munkás vizsgált meg. Feladatuk az volt, hogy a felületsimaságmérő etalon-sorozat segítségével állapítsák meg a hét munkadarab felületi simaságát, tehát h_q számszerű egységét. Ilyen értelemben teljesen kezdők voltak és semmiféle korábbi ismereteik nem voltak az összehasonlító simaságmérés felől. Ilyen módon teljesen érzékeikre voltak utalva a simasági mérőszám magállapításánál. A nehézségeket az okozta, hogy a munkadarabok egy része nem volt egyenletesen megmunkálva, helyenként felületi bemaródások voltak a darabon, és így tulajdonképpen középértéket kellett képezni.

Az általunk megvizsgált felületek simasága $h_q = 0{,}4$ és $5{,}5$ μ értékek között változott. Ezeket az értékeket a kisérletsorozat után a Gépipari Technológiai Intézet felületi simaságmérő berendezésén mértük. Az egyes munkadarabok tényleges simasági értékeit a négy munkás által becsült h_q értékek számtani középarányosaival hasonlítottuk össze. Az összehasonlítás eredményeképen a legnagyobb különbség a műszer által mért érték és a becsléssel megállapított középérték között 1,13 mikron, a legkisebb eltérés pedig 0,05 mikron volt, ami megfelel ugyanannyi h_q értéknek. Tekintettel arra, hogy a mérésre kiszemelt munkadarabok simasága éppen abba a zónába esett, ahol a simaságmérésre leginkább szükség van, mondhatjuk, hogy a megmunkálás szempontjából legérdesebb felületen 0,5—1,5 mikron (h_q) hibával számolhatunk, ha az összehasonlításhoz semmiféle segédeszközt (pl. nagyító mikroszkóp, stb.) nem használunk, hanem csupán a legegyszerűbb, üzemben is pillanatok alatt elvégezhető fogásokat alkalmazzuk. Ha pedig figyelembe vesszük azt, hogy az állandó alkalmazásnál kialakuló gyakorlat a mérések biztonságát nyilvánvalóan emelni fogja, feltehetjük, hogy a tévedés az 1 mikron, tehát 1 h_q értéket nem fogja meghaladni. Ez a pontosság pedig a gyakorlat számára teljesen kielégítő.*

* Az eltéréseket százalékosan kellene megadni, mert $h_q = 0.5$ μ esetén 1 μ eltérés 200%-os, míg $h_q = 5$ μ-nál csak 20%-os. (A lektor megjegyzése.)

BORZSÁK FERENC

Az első táblázat nincs kellőképen indokolva abban a tekintetben, hogy milyen alapon vannak kijelölve a gazdaságos tartományok vagy kategóriák határai. *Valószínűtlen, hogy a gazdaságosságnak az szabna határt, hogy a simaság növekedése nem ad annyi eredményt üzem közben, amennyi költségtöbbletet okoz a nagyobb simaság megvalósítása.* Inkább feltehető, hogy a gyártási módok egymás között vetélkednek a gazdaságosság tekintetében, ez esetben azonban a gazdaságosságot a 3. és 4. táblázat elveihez hasonló módszerekkel kell meghatározni, s ebben az esetben az elszigetelt, fedésben nem lévő simasági tartományok határait lefelé ki lehet terjeszteni.

VARGA JÓZSEF

Hogy helyesen tudjuk értékelni ennek az úttörő tanulmánynak az értékét, szükségesnek látszik, hogy elsősorban a felületi simaság szerepét kissé megvilágítsuk. A gépelemek között számos olyan van, ahol a helyes működés és a kellő élettartam a felületi simaságtól feltűnő mértékben függ. Elsősorban a csúszó csapágyakat kell itt említeni. Ismeretes, hogy a csúszócsapágyak teherbírása az olajfilmvastagsággal függ össze. Minél kisebb olajfilmvastagságot tudunk biztosítani, annál nagyobb lesz a csapágy teherbíró képessége. Az olajfilmvastagságot a csap és a csapágy felületi egyenetlenségei döntő módon befolyásolják.

Ahhoz, hogy a csap és a csapágy között fémes érintkezés ne legyen, hanem köztük feltétlenül olajfilm helyezkedjék el, szükséges, hogy az olajfilm vastagsága nagyobb legyen, mint a két elem legnagyobb felületi egyenetlenségeinek összege. Ebből következik, hogy az olajfilmvastagság csökkentésének és ezzel együtt a csapágy teherbíróképességének növelésére a leghatásosabb eszköz a felületi simaság növelése. Arra, hogy mekkora szerepe van a felületi simaság növelésének a csapágyak teherbírásának növelésében, jellemzésül álljon itt a következő néhány számadat, amely feltünteti egy csapágy relatív teherbírásának növekedését a felületi simaság függvényében, egy kiinduló felületi simasághoz viszonyítva:

h_q	Relatív teherbírás
3,33	1
1,78	1,52
1,12	6,34
0,35	224
0,33	292
0,18	316
0,1	380
0,025	475

A felsorolt pár adatból látható, hogy a felületi simaság fokozásával a csapágyak teherbírása többszázszorosra növelhető. Ezt a tényt a gyakorlatban legjobban a tükörsimítással (superfinis) készült csapok teherbíróképessége mutatta meg. Ezzel az eljárással előállított csapágyaknál a kv (fajlagos felületi terhelés és kerületi sebesség szorzata) érték, amely nem is olyan régen a szakkönyvekben felső határként 80—120-ra volt megadva, mint megengedhető érték, 3000—4000-re volt emelhető.

Repülőgépmotoroknál már 7000-es értéket is alkalmaztak jó eredménnyel és tudunk olyan kisérletekről, ahol ezzel az értékkel 16000-ig felmentek.

A felületi finomság növelése a teherbírás nagymértékű emelkedésén kívül nemcsak azzal az előnnyel jár, hogy kisebb csapágyméreteket alkalmazhatunk, hanem adott csapágynál, adott terhelés mellett a finomabban megmunkált csapágy élettartama sokszorosa lesz a kevésbbé finoman megmunkált csapágyénak. További előnye a nagyobb felületi simaságnak az, hogy a csapágyak bejáratási ideje egészen minimumra csökkenthető, vagy teljesen el is maradhat megfelelő pontosságú gyártás esetén.

Ugyanilyen előnyökkel jár minden egymáson elcsúszó alkatrésznél a fokozott felületi simaság. Arra sem kell külön rámutatni, hogy milyen jelentősége van annak, hogy a megmunkálás finomságának fokozásával az egymáson elcsúszó alkatrészek kopását csökkenteni tudjuk és ennek következtében a szerszámgépek pontos működésüket az eddiginél sokkal hosszabb ideig megőrzik.

A felületi simaság növelésének jelentőségét ecsetelve, mindenesetre meg kell azt is vizsgálnunk, hogy a gyártás gazdaságossága szempontjából ezek a kétségkívül igen jelentős előnyök mekkora áldozatokat kivánnak. A kérdés az, nem kerül-e nagyobb áldozatba a felületi simaság növelése, mint amekkora előnyöket nyújt. Ennek a kérdésnek az eldöntéséhez érdekes adatokat szolgáltat Lechner Egon tanulmánya. A tanulmányból kitűnik, hogy vannak olyan megmunkálási módok, mint pl. a köszörülés és az üregelés, ahol a felületi simaság a felület-teljesítményt alig, vagy egyáltalában nem befolyásolja. A dörzsölésre, amennyiben ezt csak egyszer végzik, kb. ugyanez érvényes, azonban az ismételt dörzsölést alkalmazva a felületi simaság növelésére, a felület-teljesítmény már romlik. Mindezek a megállapítások tehát azt jelentik, hogy nagyobb felületi simaság is előállítható ugyanakkora felületteljesítmény mellett, tehát ezeknél a megmunkálási módoknál a felületi simaság növelése alig kiván áldozatot, szemben a nyújtott előnyökkel.

Az egyélű szerszámmal való megmunkálásnál a felületteljesítmény a tanulmány megállapítása szerint erősen változik az érdesség függvényében. Tehát kétségkívül bizonyos áldozatokat kiván a finomabb felület előállítása, azonban ezek az áldozatok közel sem olyan mértékben növekednek, mint amilyen mértékben nőnek a finomabb megmunkálás előnyei. Ha a tanulmány 3. tábláját vesszük szemügyre, akkor abból azt láthatjuk, hogy ha pl. $h_q = 2$ μ-ról $h_q = 1$ μ-ra akarjuk a felületi simaságot növelni, akkor a felület-teljesítmény kb. 40 000 mm^2/perc-ről 20 000-re csökken. Ezzel szemben, ha csapágynál alkalmazzuk ezt a felületi simaság-növelést, a teherbírás kb. 8-szorosra növekedik. Ez azt mutatja, hogy a felületi simaság fokozása érdekében hozandó áldozat közel sem olyan mértékben nő, mint a vele járó előnyök.

Az előbbi pár gondolatból világosan kitűnik, hogy érdemes a felületi finomság növelésére törekedni és ennek megvalósítása céljából időt és munkát áldozni.

Végezetül egy apró megjegyzést kívánok még az előadással kapcsolatban tenni. Elsősorban arra kell rámutatnom, hogy a műveléttervező nem mindig választ szabadon a megmunkálási módok közül és az alkalmazandó megmunkálási módot nem mindig a gazdaságosság követelményei szabják meg, hanem egyéb követelmények. Így pl. ólom-bronz-csapágyak furatának megmunkálásánál azért, hogy a bronzba ágyazott ólomszemcséket ki ne tépjük és el se kenjük, csakis pozitív vágóélű, egyélű szerszámmal lehet dolgozni igen finom előtolás

(0,02—0,03 mm), nagy forgácsolási sebesség mellett (500 m/perc), kb. 0,2—0,3 mm fogásmélységgel. Természetesen az ilyen kivétel ellenére sok esetben megvan a lehetősége a választásnak és éppen ezekben az esetekben fontos volna, hogy a műveléttervező olyan megmunkálási módszert válasszon, amelyik gazdaságos is, de emellett a lehető legnagyobb felületi simaságot éri el vele és éppen ez az, ahol e tárgykörben való kellő ismeretek hiánya miatt a választás sokszor szerencsétlenül történik. Kívánatos volna, hogy az alakhűségnek és a felületi simaságnak egymáshoz kapcsolt követelményeit is tisztázzuk, illetve ezeket bevigyük a köztudatba.

Összefoglalva ezt a tanulmányt úttörő munkának kell tekintenünk, amely a gyártástechnológiának olyan területére vet fényt, ami hazánkban ezideig teljes mértékben el volt hanyagolva. Olyan kezdeményezésnek tekintem, amely, ha figyelemre méltatjuk, újabb fejlődés kiinduló pontja lehet.

JAKAB ISTVÁN

Üzemeinkben a számértékkel megadott felületi simaságra való gyártást — már ott, ahol egyáltalában foglalkoznak a kérdéssel — nagyobbrészt úgy akarják megoldani, hogy felületi simasági etalonokat vezetnek be, amelyek a megmunkáló gépnél is és az ellenőrzésnél is ott vannak, így összehasonlíthatók az elkészült darabbal. Ezt a módszert csak igen kezdetleges kísérletezésnek tekinthetjük; inkább csak arra való, hogy hozzászokjanak üzemi embereink a megmunkált felület minőségének alaposabb megfigyeléséhez. Kísérlet-sorozatokat végeztek e módszer használhatóságának kipróbálására, melyek azzal az eredménnyel végződtek, hogy az egyéni hiba rendkívül változó és igen nagy értékeket vehet fel még ugyanazon személynél is, méginkább különböző egyéneknél. Tehát a felületi simaság mérésére még az üzemben is felületi simaságmérő műszereket kell használni. Ilyen műszerek már kifejezetten üzemi használatra is készülnek, kezelésük egyszerű, mérést lehet velük végezni a munkagépre felfogott darabon is.

A műszer maga tulajdonképen elektroncsöves erősítő, tapintója pick-up rendszerű.

Bár e műszerrel csak felületi simaságot lehet mérni, mégis, mondhatnám egyetemes mérési lehetőséget nyújt az üzemnek.

Megmunkálás közben pl. esztergapadon mérjük a megmunkált darab felületi simaságát. A mérés tartamára a gépet megállítjuk. A tapintót végigvezetjük a munkadarab mérendő részén. Amíg a felületi simaság értéke nem változik, addig a forgácsolás körülményeiben változás nem történt. Ha azonban azt tapasztaljuk, hogy bizonyos idő elteltével a felületi simaság megváltozott, akkor valami változás állt be a megmunkálás körülményeiben, pl. az, hogy a kés éle erősen kopott. Ha megfordítjuk a dolgot, akkor a kés éltartósságát mérhetjük a felületi simaság mérése útján. De nemcsak az él kopását figyelhetjük meg ilyen módon, hanem igen sokféle más körülményt is. Pl. a köszörűgépnél egy idő után a darab felületi simasága romlik, mert a köszörűkő kopik. Ha ez az idő nagyon rövid, valószínű, hogy a köszörűkorong minősége nem megfelelő. Így igen pontos összehasonlítást végezhetünk a köszörűkorongnál ugyanazzal a munkával kapcsolatban.

Az előbbiekből ismerjük már a korong éltartamát egy lehúzás után az eddig használt hűtőfolyadékkal. Ha most új folyadékkal ez az idő hosszabbodik, akkor hűtőfolyadékunk jobb, mint az előző volt, de ha a köszörült darab felületi simasága hamarabb romlott, akkor a folyadék rosszabb.

Ugyanígy ellenőrizhetjük pl. a szerszámbefogás módját is. Már egész parányi rezgést is megérez a simaságmérő, de megérzi akkor is, ha a rezgés pl. a csapágyhézag növekedéséből állt elő. Azt is észrevehetjük, hogy a megmunkálandó anyag minősége megváltozott. Általában meglepő az a pontosság, amit ilyen módon el lehet érni. Az esztergakés élének egész kis kopása már mutatkozik a finoman esztergált felület felületi simaságának változásában. Ekkor olyan kicsiny még a kopás az élen, hogy mikroszkóppal is alig lehet észrevenni.

Láthatjuk ebből, hogy milyen nagyszerű segédeszközzé válik a felületi simaságmérő-készülék a műhely használatában. Természetesen minden mérést munka közben lehet elvégezni, csak éppen a mérés idejére kell megállítani a gépet. Így nem önálló, költséges kísérletsorozatról van szó.

A felületi simaságra történő gazdaságos gyártásra — különösen a finomabb felületeknél — nem lehet határozott forgácsolási adatokat megadni, mert ezek rendkívül sok és gyakran előre számításba sem vehető, sőt helyi körülményektől is függnek. Ezért itt is csak a felületi simaságmérő segít. Felületi simaságmérőkkel tehát rövidesen el kell látnunk minden valamire való üzemünket. Ezáltal az üzemben végezhetők el olyan kísérletek, amelyekhez eddig laboratórium kellett.

Hozzászólásom másik része elvi kérdés körül forog. Ez az elvi kérdés abban áll, hogy a finom felületszerkezet megnevezésére a »felületi simaság« vagy az »érdesség«-e a helyes kifejezés? Tulajdonképen nem kellene feltennem ezt a kérdést, mert magyar szabvány már rögzítette, de az előadásban ugyanerre a fogalomra mégis mindkét kifejezést alkalmunk volt hallani.

Okunk lehet annak feltételezésére, hogy mindkét kifejezésre szükség lehet. Itt, a Magyar Tudományos Akadémián, amelynek egyik feladata nyelvünk tisztaságán és helyességén őrködni, vetem fel a kérdést, vizsgáljuk meg, hogy mi a helyes: felületi simaság, vagy felületi érdesség?

Természetesen előfordulhat, hogy egyszer az egyik kifejezés lesz a helyes, máskor pedig a másik. Érvényben lévő magyar szabványunk azonban előírja a felületi simaság kifejezést, s a h_q simasági mérőszám is felületi simasági és nem érdességi mérőszám. Az érdességet azért sem szabad használni, mivel azt egy másik mikrogeometriai fogalom jelölésére használta fel a szabvány, mégpedig a hullámosságra szuperponált apróbb egyenetlenségekre. Még egy körülmény van, ami sok bajt okoz a kifejezések használata tekintetében. Ha simább a felület, tehát a felületi simaság nő, akkor nagyobb mérőszám volna logikus. A szabványban azonban éppen kisebbek a mérőszámok a nagyobb simaságok felé. Tehát megint fordítva kell mondanunk, ha a simasági mérőszámról, vagy magáról a simaságról beszélünk. Pl. a következő két kifejezés ugyanazt jelenti: »itt nagyobb a felületi simaság«, »itt kisebb a felületi simasági mérőszám (h_q)«. Természetes, hogy könnyen belezavarodhatunk ebbe.

Itt megemlítem, hogy a szabványtervezetnél annak idején ezek miatt a helytelenségek miatt fel is szólaltam. Idézem felszólalásomból az alábbi részletet:

»A simaság felső határa kifejezés nem helyes. A felület simaságának felső határa ugyanis azt jelenti, hogy ennél a felső határnál a legsimább a felület. A h_q számértékeinél pedig kisebb számokhoz tartoznak nagyobb felületi simaságok. A jelzett bekezdésben tehát fordítva kellene használni a felső-, illetve alsó határ kifejezéseket, vagy pedig így kellene írni: a felületi simaság számértékének felső határa.

Mivel ilyen zavar keletkezik már az elnevezések használatában is, továbbá a felületek simaságának megjelölésére használt jelek is feleslegesen komplikáltak, más jelölési mód bevezetését javasoljuk.«

Ezt a kérdést azért vetettem fel, mert a felületi simaság fogalma és a vele kapcsolatos kifejezések még nem általánosan használatosak, tehát ennek a kérdésnek végleges rendezése még nem késett el. Másrészt azonban elintézése sürgősen szükséges, mert remélhető, hogy a felületi simasággal kapcsolatos kifejezések éppen gyakorlati használatba vételük miatt, igen hamar közkinccsé válnak.

Az előadás további hozzászólója:

ZDENEK PŘIKRYL

LECHNER EGON válasza a hozzászólásokra

Tulajdonképen csak Jakab István és Borzsák Ferenc megjegyzéseihez van hozzáfűzni valóm. Mindkét kartárs megjegyzését a legnagyobb mértékben magamévá teszem. *Jakab* Istvánnak tökéletesen igaza van abban, hogy a magyar szabvány a felületi simaság és az érdesség fogalma között különbséget tesz, s az érdességre vonatkozóan azt mondja, hogy ez a felületszelvény hullámvonalán lévő finomabb egyenetlenség. Előadásom során azért használtam mindenáron az érdesség kifejezést, mert olyan elnevezést kerestem, amely a műszer indikációját lett volna hivatva megnevezni. Már pedig a szabvány szerint a 0,5-1 mm hullámosztásnál kisebb osztásoknál h_q az érdesség és a hullámosság magasságának együttesét adja. Úgy érzem, hogy az érdességgel kifejezhetem azt, amit a műszer mutat. Amennyiben ezt nem egészen jól találtam volna el, ennek tudatában örömmel csatlakoznék ahhoz a javaslathoz — amit Jakab István javasolt —, hogy a Magyar Tudományos Akadémia szorgalmazza, esetleg a Szabványügyi Hivatal útján a kérdés tisztázását: azt, hogy a h_q mérőszámnak mi legyen a jellegzetesebb elnevezése.

Sokkal rövidebben felelhetek *Borzsák* Ferencnek, akinek tökéletesen igazat adok abban, hogy a gazdaságos tűrés elnevezés a táblázaton helytelen és azzal akarom magamat védeni, hogy ezt a táblázatot szigorúan a forrás alapján akartam megcsinálni, *Kasirin* adatai szerint. Ezért került ez a szó oda.

VILLAMOS MEGMUNKÁLÁSOK

(Kivonatos közlemény)

BARNA GYÖRGY

A villamos megmunkálások körébe azok a mechanikai és hőtani jelenségek tartoznak, amelyek elektródákon átmenő áram hatására lejátszódnak (ha közöttük feszültségkülönbséget létesítünk).

Az elektromos megmunkálások fogalmának meghatározását a gyakorlati követelmények teszik szükségessé. Ugyanis egyre jobban kialakul a gyártástechnológia területén egy olyan módszernek a használata, melynél az eddig megszokottal szemben közvetlenül az elektromosság felhasználása segítségével akarjuk fémek alakítását, hőkezelését végrehajtani.

Érthető, hogy ilyen, a technológiai körülmények felhasználása segítségével meghatározandó fogalomkör fizikai értelemben nem bírhat tudományos precizitással, de az ily módon történő meghatározást az is szükségessé teszi, hogy egy és ugyanazon gépnél vagy szerkezetnél az áramkör jellemzőinek egyikét mennyiségileg változtatva, a gyártmány kialakításával kapcsolatban minőségi változást figyelhetünk meg. Ez a tény arra mutat, hogy fizikai értelemben vett jelenségváltozással állunk szemben.

Még technológiai szempontból is ugyanebbe a fogalomkörbe tartozik a villamos hegesztés, a galvanoplasztika, stb., mivel itt is elsődlegesen az elektródákon végbemenő folyamatokat alkalmazzuk fémek alakítására; azonban kénytelen vagyok fentemlített fogalomkört teljesen önkényesen leszűkíteni és egyelőre csak azokkal a kérdésekkel foglalkozni, melyeknek gyakorlati felhasználására csak az utóbbi időben került sor és amelyek újszerűségüknél fogva szükségessé tették az elektromos megmunkálások fogalmának bevezetését.

A fenti módon történt meghatározás természetesen már egyáltalán nem tarthat számot arra, hogy tudományos értelemben vett meghatározásnak tekintsük, azonban a jelek szerint ismereteink bővülése folytán az elektrolízissel és az áramlökéses impulzusokkal az elektródákon végrehajtott alakítási és hőkezelési folyamatok egy, fizikailag is helytálló, tárgykörbe lesznek csoportosíthatók.

A villamos megmunkálások ily módon történt meghatározása alapján a következő csoportosítást, illetve osztályozást alkothatjuk.

Az elektródák helyzetétől és mozgásállapotától függően a megmunkálás folyamán különböző folyamatok játszódhatnak le. Ezért a következő megkülönböztetést tesszük:

a) mindkét elektróda nyugalmi állapotban van;

b) az egyik elektróda forgómozgást végez;

c) az egyik elektróda alternáló mozgást végez.

Az elektródák anyaga és az elektródákat körülvevő közeg miniműsége lényegesen befolyásolja a villamos megmunkálási folyamatokat.

A következő változatok lehetségesek:

1. Az elektródákat körülvevő közeg szempontjából:

I. Gáznemű közeg:

a) atmoszférikus nyomású levegő;

b) különböző nyomású vákuumtér, különböző gázokkal.

II. Folyékony közeg:

a) dielektrikum;

b) elektrolit.

2. Az elektródák anyagának megválasztása csaknem kizárólag technológiai szempontok alapján történik.

A villamos megmunkálások osztályozása szempontjából legjelentősebb az áramköri viszonyok változtatása. Az elektródák között létesített potenciálkülönbségnek nullától felfelé történő változtatása révén egyes villamos megmunkálási fajtákon belül termelékenységi, intenzitásbeli, stb. változásokat hozhatunk létre, azonban, mint arról már fentebb is említést tettem, bizonyos, többé-kevésbbé éles határok túllépte esetén a fizikai jelenség alapvető változását érhetjük el.

Bár az előbbi tényezők különböző kombinációi is sok új villamos megmunkálási területet szolgáltattak az eddigiekben, azonban az áramviszonyok, tehát a feszültség és az áramkört felépítő tagok változtatása révén elérhető változások hatása teljes skálájában még egyáltalán nincsen feltárva és várható, hogy a kutatók és az ipar számára még sok meglepetéssel fog szolgálni.

Mint minden áramkör esetében, a kör induktivitásának és kapacitásának értéke is befolyásolja az elektromos megmunkálási folyamatokat. Az induktiv és kapacitiv értékek változtatása ugyanis az áramerősség nagyságának és változásának hirtelenségére gyakorol befolyást, amit röviden az áramimpulzusra gyakorolt befolyásnak szoktunk nevezni.

Köznapi értelemben megkülönböztethetünk egyen-, illetve váltóárammal történő villamos megmunkálást, azonban ez fizikai szempontból, mint később látni fogjuk, nem mindig jelent különbséget.

Aki mindezideig még nem foglalkozott elektromos megmunkálásokkal, kissé túlságosan elvontnak találhatja a fenti osztályozást. Véleményem szerint gyakorlati példákon keresztül kell megvilágítanom ennek az osztályozásnak az értelmét és ezért éppen ebben az esetben lemondok a pontokba foglalásról.

A legkisebb áramerősségi és feszültségi viszonyok az elektrolitikus eljárások területére vezetnek bennünket. Az elektrolitikus eljárások esetében általában szándékosan potenciálkülönbséget létesítünk az elektródák között. Az ebben az esetben lejátszódó folyamatok megértéséhez az elektrokémiai korrózió alapfogalmai is szükségessé válnak és ezért a későbbiek folyamán erre is részletesebben ki fogok térni. A villamos megmunkálások meghatározása szerint minket elsősorban nem a folyadék-elektrolizis érdekel, hanem az elektródákon lejátszódó primér vagy szekundér folyamat. Az eddigi gyakorlat szerint az elektrolizis területéből az aránylag nagy áramsűrűség (0,5—8 Amp/cm^2) területe az, amelyet villamos megmunkálások céljaira általában felhasználunk. Itt elsősorban az elektrolitikus polírozás és az anódmechanikus köszörülés simító folyamata jöhet számításba.

A feszültséggel némileg feljebb haladva, de ugyanakkor igen nagy (nagyságrendileg tízszer nagyobb) áramsűrűség felhasználása esetén az anódmechanikus köszörülés és nagyolás területét érintjük. Egyes villamos megmunkálási folyamatok bonyolultságát éppen az a tény mutatja, hogy áramköri szempontból egyik legegyszerűbb fajtája, az anódmechanikus köszörülés olyan folyamat, amelynél a technológiai szempontból meghatározott nagyolás és elősimítás, az eljárás lényegét tekintve más, mint a simítás.

Valamivel nagyobb feszültségi értékek, de ugyanakkor többszáz, illetve többezer amper nagyságrendű pillanatnyi áramerősségek felhasználásával működnek a villamos szikraforgácsolás legkülönbözőbb fajtái. A nagymérvű áramimpulzusok létesítése ennél az eljárásnál kondenzátor segítségével történik.

A 220 V feletti feszültségek és a cm^2-enként 2—6 Amp áramerősségek területén található az elektrolitikus melegítés folyamata.

Az eddigiek folyamán elsősorban egyenáramú áramforrás felhasználását tételeztük fel. Váltóáramú áramforrás alkalmazása ugyancsak sokrétű villamos megmunkálási területet ad kezünkbe. A kétfajta áram felhasználása esetén a legnagyobb különbség abból adódik, hogy az egyenáramú áramforrásoknál mindig kihasználjuk a kitüntetett polaritás tényét, a váltóáramú áramforrásnál viszont ez legtöbbször nem történik meg. Mint arra a későbbiekben részletesen rá fogok mutatni, a kitüntetett polaritás felhasználása segítségével legtöbbször fokozottabban igyekszünk bizonyos anyagvándorlási jelenségeket kihasználni. Éppen ezért váltóáramú áramforrás alkalmazásánál már nem annyira az anyagvándorlás fogja a legfontosabb szerepet játszani, hanem ehhez még hozzájárul az áram hőhatásának készakarva történő kihasználása is.

Az ismert, egyenáram segítségével végrehajtott technológiai műveletek, mint amilyenek a villamos köszörülés, villamos fúrás, villamos hevítés, villamos darabolás, végrehajthatók váltóáram segítségével is. A fenti meghatározásból következőleg, éppen technológiai szempontból mindig számolnunk kell a meg-

munkált anyagnak legalább a felületén fellépő, fokozottabb hőhatással. Ez természetesen nem jelenti a váltóáram alkalmazásának alacsonyabbrendű voltát, csupán más irányba tolja el felhasználási területét.

Egyes technológiai eljárásoknál egyaránt alkalmazhatunk váltóáramot vagy egyenáramot. Amennyiben a megmunkált felülettel szemben támasztott különleges követelmények nem utalnak kizárólagosan az egyenáram alkalmazására, akkor szívesebben dolgozunk váltóárammal, mert az áramforrás egyszerű és könnyebben hozzáférhető.

A jelen előadás célja már összefoglaló jellegénél fogva sem lehet az, hogy a villamos megmunkálások teljes tárgykörével kimerítően foglalkozzék. Ehelyett időszűke miatt arra fogok szorítkozni, hogy a villamos megmunkálások egyes, vitásabb kérdéseire rámutassak és egyes esetekben irodalmi adatokra és saját tapasztalataimra támaszkodva, a problémákra választ is próbáljak adni. Végül az elméleti fejtegetések alapján röviden egyes villamos megmunkálási módszereket szeretnék ismertetni.

A szikrakisülések jelenségének makroszkópikus leírása

A villamos megmunkálások tekintélyes részénél közismerten a szikrakisüléseket kísérő jelenségeket igyekszünk megmunkálás céljából felhasználni.

A szikrakisülés meghatározása nem minden szerzőnél egészen azonos. A szabatosság érdekében gyakran egymástól elég távolálló jelenségeket is idesorolnak. A nehézségek elkerülése végett először a legóvatosabb körülírásnál maradunk, majd a későbbiek folyamán, elsősorban a szikrakisülés folyamatának vázolásával próbálunk általánosabb érvényű fogalmazást adni.

A klasszikus meghatározás szerint a szikra azonos az ívkisüléssel, míg azonban az ívkisülés akár stacionárius akár quasistacionárius formában huzamosabb ideig fennmarad, a szikrakisülés a másodperc kis törtrészével kifejezhető idő alatt zajlik le.

Mivel a gyakorlat az eddigiek folyamán aránylag sokat foglalkozott a villamos kontaktusok kérdésével, helyes lesz tárgyalásunkat ezzel kezdenünk.

Ismeretes, hogy két fémelektróda között feszültségkülönbséget létesítve, a két elektróda egymáshoz érintésekor villamos kisülés jön létre. A villamos kisülés milyensége a rendszeren átfolyó áramerősségtől, a feszültségtől, a körülvevő közegtől és ennek állapotától, valamint az elektródák anyagától és állapotától függ. Vegyük sorra a kisülés milyenségét befolyásoló tényezőket, mégpedig úgy, hogy elméletileg lehetőleg csak egy befolyásoló tényezőt változtassunk, a többit pedig állandónak tartsuk. (A kontaktusok vizsgálatánál elfogadott az a vizsgálati mód, amikor a kontaktus-felületek lehetőleg egy pontban érintkeznek. Ezért beszélek a későbbiek folyamán áramerősségről és nem áramsűrűségről. A feszültségértékek természetesen nyitott, az áramerősségértékek viszont zárt kontaktusokra értendők.)

Ezek szerint, ha legalább elméletben, egy áramkört bizonyos folyadékban vagy gázban fémkontaktus segítségével zárunk és az áramforrás feszültségét 0-tól felfelé haladva változtatjuk, azt vehetjük észre, hogy az áramkör megszakítását, illetve zárását bizonyos feszültséghatárig szikrakisülés kíséri. A körülvevő közegnek atmoszférikus nyomású levegőt feltételezve és előírva, hogy az elektródák érintkezőfelülete a fenti megjegyzés szerinti csiszolt felület, (amellyel azonban a mérési eredmény regisztrálása előtt néhány kapcsolást végrehajtottak), az elektródák anyaga pedig azonos legyen, akkor a kontaktusfelületek nyitásakor réz esetén 12,5 V alatt, vas esetén 12—15 V alatt, wolframnál 16 V alatt, grafitnál 18—22 V alatt, aluminiumnál pedig 18,3 V alatt szikrakisülést, ezt a határt felfelé átlépve, ívkisülést fogunk észlelni, *bármilyen áramerősség esetén*. (Egyszerűség kedvéért egyenáramú áramforrást tételezzünk fel.)

A fent felsorolt számadatok még több anyagra vonatkozhatóan kiegészíthetők volnának, de ennyi adat is elég annak bizonyítására, hogy az említett körülmények figyelembevétele esetén egy bizonyos legkisebb feszültség szükséges az ív fenntartásához. Ha el akarjuk kerülni az ívkisülés létrejöttét, akkor a fentemlített feszültségérték alatt maradva, bármilyen áramerősséget nyugodtan megszakíthatunk.

A legkisebb ívfeszültséghez hasonlóan minden vezető anyagra jellemző az ív létesítéséhez szükséges legkisebb áramerősség is. A fentiekhez hasonlóan itt is szeretnék néhány adatot megadni. Ez a legkisebb áramerősség réz esetén 0,7 A, wolframnál 1,3 A, grafitnál 0,1 A alatt van. Amennyiben a körellenállás segítségével nem lépjük át ezt az áramerősséghatárt, akkor *bármilyen feszültség esetén nem ívkisülés, hanem szikrakisülés keletkezik.*

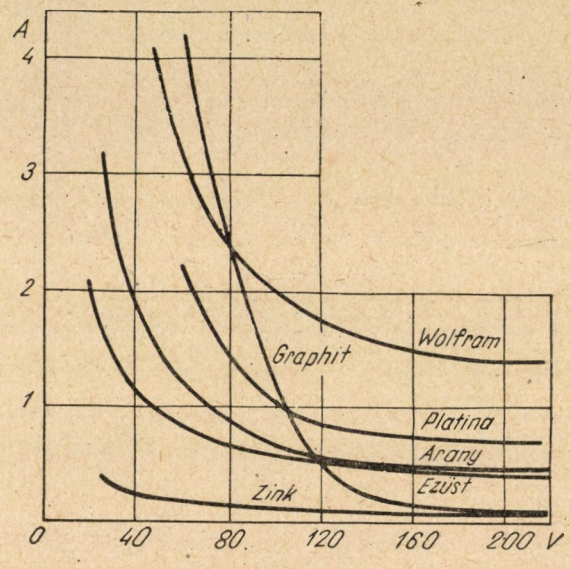
Amennyiben az elektródák anyaga nem egyező, vagyis a katód anyaga különbözik az anód anyagától, akkor az eddigi kísérletek szerint tájékoztató szabályként használhatjuk azt a tételt, hogy a katód anyaga szabja meg a szikrakisülésnél megengedett legnagyobb áramerősséget. Hozzá kell tennem még azt, hogy a minimális ívfeszültség feletti területen ez a megengedett maximális áramerősség a feszültség csökkenése esetén növekedni fog. Igy pl. wolfram esetén a szikrakisüléshez megengedett legnagyobb áramerősség 220 V-nál 1,4 A, 110 V-nál 1,8 A, 50 V-nál 4 A, 24 V-nál pedig 12,5 A.

Természetesen ezek az értékek más anyag esetén más nagyságrendűek lesznek.

Ezek szerint, ha a fentmondottakat diagrammban akarjuk összefoglalni, akkor az abszcisszára, illetve az ordinátára lineáris skálával felmérjük a feszültséget és az áramerősséget és az így kapott koordinátarendszerben a szikrakisülésekből az ívkisülésekbe való átmenetre jellemző mérési pontot felvéve, hiperbola-jellegű görbéket kapunk, amelyek mindenegyes anyagra jellemzőek. A hiperbola-jellegű görbék asszimptotáinak magasságát néhány anyagra nézve az előbbi felsorolásoknál már megemlítettem (1. ábra).

Az eddig elmondottak atmoszférikus nyomású levegőre voltak érvényesek. Más közeget alkalmazva, ezek az értékek eltolódnak. Ezért például az anód-mechanikus köszörülésnél, ahol szikrakisülést igyekszünk elérni, jelenleg vízüveget alkalmazunk. Különböző elektróda anyagoknál vízüveg közeg esetén a szikrakisüléshez megengedhető legnagyobb feszültség kb. 22—28 V között mozog, a vízüveg sűrűségétől és összetételétől függően.

Az eddig elmondottak folyamán hallgatólag feltételeztük, hogy az áramkör gyakorlatilag nem rendelkezik önindukcióval vagy kapacitással. Ebben



1. ábra

az esetben érvényes, hogy a körben szereplő ellenállások bármilyen kombinációjánál a kontaktusokon lejátszódó jelenségek a rövidzárási áramerősségtől és a nyitott kontaktusokon mért kapocsfeszültségtől függenek.

A szikrakisüléseket villamos megmunkálás céljaira felhasználó gyakorlat legtöbbször nem dolgozik indukció és kapacitás nélküli, csupán ohmikusnak tekinthető körökkel. Szokássá vált azonban, hogy ennek ellenére a kapocsfeszültséggel és a rövidzárási árammal jellemezzük (a kapacitás értéke mellett) az egyes villamos megmunkálási fajtákon belül a technológiai szempontból lényeges körülményeket.

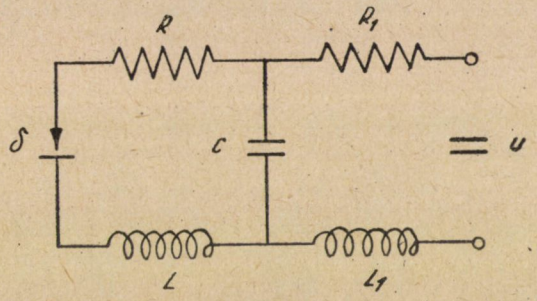
Ez a módszer fizikai szempontból távolról sem tekinthető pontosnak, de a gyakorlati használatban legtöbbször elegendőnek bizonyult.

Most már rá kell térnem arra az esetre, amikor a kisülőközzel párhuzamosan kondenzátort kapcsolunk. Ilyenkor, mint ahogy közismert, bizonyos meghatározott mértékben feljebb mehetünk a feszültség és az áramerősség

skáláján anélkül, hogy az elektródák nyitásakor ívet kapnánk, vagyis kiszélesítettük a szikrakisülés megjelenésének területét.

A kontaktusok védelménél lehetőleg az ívoltáshoz szükséges legkisebb kapacitás-értékeket alkalmazzák. Növekvő kapacitás esetén a kontaktusfelületek rongálódását már nem az ívkisülés, hanem a szikrakisülést kísérő anyagvándorlás idézi elő. Éppen ennek az elvnek a gyakorlati felhasználását vetette fel a Lazarenko házaspár, amikor a szikraforgácsolás megvalósítását javasolta.

Ma már a villamos megmunkálásoknak ezt a fajtáját az egész világon bevezették és egyre szélesebb körben használják. Az ebben a módszerben rejlő lehetőségek azonban még távolról sincsenek teljesen kihasználva. A további fejlődés csakis az eljárás lényegének ismeretében lehetséges. Éppen ezért a jelenségek puszta regisztrálásán túlmenve, próbáljunk egyre mélyebbre hatolni a szikrakisülések mechanizmusának megértésében.



2. ábra

A szikraforgácsolás kapcsolási vázlata a 2. ábrán látható.

A vázlat rendkívül egyszerű. δ-val jelöljük az elektródák távolságát, R-el és L-el a kisülőkör ellenállását és önindukcióját, R_1-el és L_1-el a töltőkör ellenállását és önindukcióját, U-val pedig az áramforrás kapocsfeszültségét.

A kisülőkör lényegében RCL rezgőkör. Gyakorlatilag mindig ezzel van dolgunk, mivel az áramforrást a kisülőközzel összekötő vezetékeknek elkerülhetetlenül van induktivitásuk és kapacitásuk.

Irjuk fel a rezgőkörre jellemző adatok kifejezéseit, elhanyagolt ohmikus tag esetén :

A rezgőkör önrezgése egy periódusának ideje :

$$t_r = 2\pi\sqrt{CL} \qquad (1)$$

Ezek szerint önfrekvenciája :

$$\nu = \frac{1}{t_r} = \frac{1}{2\pi\sqrt{CL}}. \qquad (2)$$

A legnagyobb áramerősség értéke:

$$I_{max} = U\sqrt{\frac{C}{L}}. \tag{3}$$

A köradatoktól függően, a rezgés aperiódikus vagy csillapított rezgés ehet. A csillapodás mértékét a logaritmikus dekrementummal fejezzük ki:

$$\vartheta = \pi R\sqrt{\frac{C}{L}} \tag{4}$$

A rezgés lefolyása akkor aperiódikus, ha áramgörbéjének amplitudója ellenkező előjelű értéket már nem vesz fel. Ennek feltétele az, hogy $\vartheta > 2\,\pi$ legyen.

Ezek szerint az a kritikus kisülőköri ellenállás, amelynek értékén alulmaradva, még biztosan nem-aperiódikus rezgést kapunk:

$$R_{krit.} = 2\sqrt{\frac{L}{C}}. \tag{5}$$

A fenti alapképletek segítségével igen hasznos adatokhoz juthatunk a szikraforgácsológép méretezése és a helyes gyártási folyamat beállítása szempontjából.

Igy például rezgetett elektródával végrehajtott megmunkálásnál megállapíthatjuk azt az (elméletileg) legkedvezőbb elektróda-rezgésszámot, amelynél a rezgőkör önfrekvenciája által nyujtott lehetőségeket még teljes mértékben kihasználhatjuk. Ugyancsak meghatározható a rezgések időben való lefolyása, sőt előre fel is rajzolhatjuk az áramgörbét.

Mivel a legnagyobb áramerősség valószínűleg (közvetve vagy közvetlenül) befolyásolja az eljárás termelékenységét, ezért ez utóbbira is következtethetünk.

A rezgés aperiodicitásának elkerülése végett irányértéket kaphatunk az elektródákat a kondenzátorral összekötő vezetékek méreteire nézve.

Mindezt természetesen csak akkor hajthatjuk végre, ha ismerjük a megfelelő, legalább empirikus törvényszerűségeket, amelyek a fenti adatoknak az anyagvándorlásra gyakorolt befolyását visszatükrözik.

Ilyen törvényszerűségekkel már rendelkezünk. Ezuttal nem szándékom ezek részletes ismertetésére kitérni, hanem csak utalok Lazarenko, Koncz István, Williams munkáira, akik ezt a területet már elég alaposan megvizsgálták. Itt az eredmények, mondhatni a mérési bizonytalanságok határain belül (ha tekintetbe vesszük egyes elszórt esetekben azt is, hogy a mérési körülményeket nem mindig ismerjük pontosan) egyeznek.

Másképpen áll a helyzet a szikrakisülést és általában a villamos kisüléseket kísérő anyagvándorlás szerkezetének magyarázatával. Bár a fentemlített és egyéb, e tárggyal foglalkozó, az irodalmi jegyzékben is feltüntetett szerzők nagy része legalább is megkísérelte a valóságot lehetőleg legjobban visszatükröző elmélet felvázolását vagy kidolgozását, azonban véleményeik legtöbbször többé-kevésbbé eltérnek egymástól. Ez nem csoda, ha tekintetbevesszük, hogy a villamos megmunkálások különböző fajtái aránylag újak és így még nem rendelkezünk olyan nagymennyiségű tapasztalati adattal, ami megbízható elmélet kidolgozását megengedné.

Az újabb elméletek felvetése vagy kidolgozása véleményem szerint tévedéseik ellenére sem haszontalan. Éppen ezen felbátorodva, én is megkísérlem, hacsak vázlatosan is, elegendő tárgyi bizonyíték nélkül, egyes anyagvándorlási mechanizmusok leírását. A létrejövő vita hozzájárulhat a kérdés további tisztázásához.

A gázkisülés lefolyása

Az elektromos megmunkálásoknál is szerepet játszó kisülések a fizikának sajátos területét alkotják. Míg a szilárd vezetőkben áthaladó áram esetében, egyes különleges esetektől eltekintve, általában érvényes az Ohm-törvény, addig ugyanez a gázkisülésekre csak bizonyos, igen szűk határok között mozgó esetben mondható el.

Tulajdonképpen a gázállapotú közegek, amennyiben részecskéik semlegesek, vagyis amíg nincsenek bennük negatív és pozitív töltéshordozók, szigetelőknek tekinthetők. A köznapi életben általunk gáznak ismert anyagok, mint például a levegő, a különböző semleges gázok, stb., amelyekkel az iparban legtöbbször dolgunk van, nem tekinthetők tökéletes szigetelőknek. Ha ugyanis két elektróda között gáznemű közeg van és az elektródák között potenciálkülönbséget létesítünk, akkor a feszültség nullától felfelé történő növelése esetén áram fog átfolyni, ami az Ohm-törvénynek megfelelően a feszültséggel növekedni fog. Ezek szerint ez a gáz mégsem szigetelő, hanem vezető. Ebből viszont azt a következtetést kell levonni, hogy a szobahőmérsékleten gázállapotú közeg nem áll tisztán semleges részecskékből.

Mivel szobahőmérsékleten rendkívül kicsi annak valószínűsége, hogy a semleges részecskék ütközése folytán valamelyik atom vagy atomcsoport ionizálódjék és így különálló, negatív és pozitív töltéssel bíró részecskékké alakuljon át, ezért a töltéssel rendelkező részecskék jelenlétének magyarázatát másban kell keresni.

A korszerű fizika erre könnyen magyarázatot tud adni. A földön mindenütt észlelhető és mérhető a kozmikus sugárzás, amely többek között rendkívül kemény sugárzásokból is áll, és így bizonyos meghatározott számú semleges gázmolekulát ionizálni képes. Ehhez még hozzájárul a földön (hacsak

különleges elővigyázatossági rendszabályokat nem alkalmazunk) mindenütt jelenlévő, a rádioaktiv anyagoknak tulajdonítható sugárzás, melynek hatása a mi szempontunkból azonos a kozmikus sugárzáséval.

A fentebb említettekhez még hozzájárulnak a természetes vagy a mesterséges világításnak rövidebb hullámhosszúságú sugárzásai is, amelyek a negatív pólushoz kapcsolt elektróda felületéből képesek elektronokat kiszabadítani.

Természetesen magyarázatot kell adnunk arranézve is, hogy a fentebb felsorolt, töltéshordozókat létrehozó hatások miért nem ionizálják a vizsgált teljes gázmennyiséget. Ez a kérdés röviden olymódon világítható meg, hogy a töltéshordozó részecskék egy bizonyos, a körülményektől függő statisztikai valószínűség szerint az ellenkező előjelű töltéshordozó részecskével egyesülnek és ismét semleges atomot vagy atomcsoportot alkotnak (rekombináció).

Az ionizálás, illetve az elektrontermelés, valamint a rekombináció egymással párhuzamosan folyik le és végeredményben egy állandónak tekinthető ionkoncentrációt eredményez.

Amennyiben a fentemlített kísérletnél a feszültséggel feljebb haladunk, bizonyos idő mulva az áramnak a feszültség függvényében történő változása megszűnik ohmikus jelleggel bírni és a feszültség további növelésével az áramerősség állandó marad. Ez arra mutat, hogy ilyenkor telítettségi jelenséggel állunk szemben. Ez a jelenség, amely nem hirtelen, hanem fokozatosan lép fel, arra mutat, hogy az illető gáztérfogat ionjainak és elektronjainak száma már nem elegendő ahhoz, hogy a fokozódó feszültségnek megfelelő áramerősségnövekedést biztosítsa.

Ha azonban a feszültséggel még feljebb haladunk, az áram ismét, mégpedig egyre rohamosabban növekedni fog. Ilyenkor ugyanis az ionok sebessége már elegendő ahhoz, hogy a katódba ütközve, elektronokat szabadítsanak fel. Ehhez hozzájárul még, hogy az elektronok kinetikai energiája ugyancsak megnövekszik és szintén képesek lesznek ionizációra. Az ilyen módon felszabaduló másodlagos elektronok ugyancsak növelik az ionizáció valószínűségének mértékét, vagyis az ionizáció folyamata lavinaszerűen növekedve folytatódik le.

Matematikailag ezt a folyamatot Townsend írta le. Townsend elgondolása szerint az egységnyi idő alatt létesített új elektronok dn száma arányos a dx távolságon egységnyi idő alatt áthaladó elektronok n számával, amikoris az elektronok által megtett utat x-szel jelöljük. Az egyszerű differenciálegyenlet tehát a következő alakot ölti:

$$dn = \alpha n \, dx \tag{6}$$

Ebben a képletben az α az első Townsend-féle együttható. Amennyiben dx és n az egységgel egyenlő, akkor $dn = \alpha$. Ezek szerint α az egységnyi távolságot megtevő egy elektron által létrehozott elektronok számát jelenti.

Az α értékét bizonyos határok között állandónak tételezhetjük fel, amennyiben a térerősség és a körülvevő közeg nyomása változatlan marad. A differenciálegyenlet rendezve és integrálva, valamint tekintetbevéve, hogy $x = 0$ esetén $n = n_o$, azt kapjuk, hogy

$$n = n_0 \cdot e^{\alpha \cdot x}, \tag{7}$$

ahol e a természetes logaritmus alapja és n_o a feltételezett kozmikus sugárzás vagy egyéb külső ok által az egységnyi idő alatt létrehozott elektronok száma.

Amennyiben a fenti egyenletet az elektronok töltésével megszorozzuk, megkapjuk a gyujtás kezdeti stádiumában átfolyó áramsűrűséget:

$$i = i_0 \cdot e^{\alpha \cdot x}. \tag{8}$$

Inhomogen tér esetében az integrálás eredménye:

$$\ln n = \int_0^x \alpha \cdot dx + \ln C, \tag{9}$$

$$n = n_0^{\int_0^x \alpha \cdot dx}. \tag{10}$$

Teljesség kedvéért felírhatjuk a Townsend által teljessé tett egyenletet:

$$i = i_0 \frac{(\alpha - \beta) \cdot e^{(\alpha-\beta)x}}{\alpha - \beta \cdot e^{(\alpha-\beta)x}}, \tag{11}$$

ahol β az 1 cm út alatt, a pozitív ionok által létesített elektronok száma. Már a (8) egyenlet is jól érzékelteti első megközelítésben az áram rohamos növekedését.

Townsend a szikrakisülés létrejöttének feltételét a következőképpen határozta meg:

$$\alpha = \beta \cdot e^{(\alpha-\beta)x}. \tag{12}$$

Ebben az esetben ugyanis (11) jobboldalának nevezője 0-val lesz egyenlő, vagyis a kisülőközön végtelen nagy áram fog keresztülfolyni. A valóságban ez annyit mond, hogy az áramerősség igen nagy lesz. Mindenesetre a szikrakisülés leírására a Townsend-féle elméletet már nem használhatjuk.

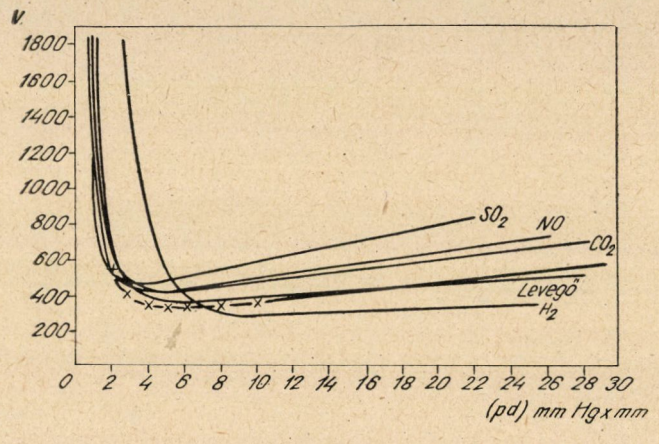
Ehhez hozzájárul még az is, hogy a β, a második Townsend-féle együttható, nem jelenti a pozitív ionok által létesített újabb elektronok számát, mivel ez a mérések szerint nem eredményezhette a valóságban fellépő áramokat.

Éppen ezért Townsend egy újabb együtthatót, a γ-t vezette be, amely fizikailag a katódba ütköző pozitív ionok által létesített elektronok számára lett volna jellemző.

Ma azonban már tudjuk, hogy a fotoeffektus és a szekundér emisszió is szerepet kell, hogy játsszék. Ez a tény azonban nem teszi használhatatlanná a Townsend-féle képleteket, mivel egy jelenség-mechanizmust írnak le és annak ellenére, hogy nem is valóságból indulnak ki, de bizonyos határok között helyes értékeket adnak.

Fel kell azonban hívnom a figyelmet még egy tényre.

A Townsend-elméletből következik a Paschen által már előbb kísérletileg meghatározott Paschen-törvény. Ez szavakban kifejezve annyit mond, hogy



3. ábra

egyébként azonos viszonyok esetén két kisülés gyujtófeszültsége akkor is azonos lesz, ha az uralkodó nyomás és az elektródák távolsága különböző, de szorzatuk azonos.

Ha a gyujtási feszültséget a nyomás—elektródatávolság függvényében felrajzoljuk, akkor a 3. ábra szerinti görbesereget kapjuk különböző gázok esetében.

Ez bizonyos határon túl már nem marad érvényes, ahogy erre Loeb és Meek, az új streamer-elmélet kidolgozói rámutattak. Különösen a nagy $p\,\delta$ értékeknél tapasztaltak eltéréseket, amiből arra kezdenek újabban következtetni, hogy a p és a δ talán egymástól is függnek egy bizonyos mértékben és a Townsend által leírt mechanizmus lényegesen komplikáltabb függvényekkel volna csak reprodukálható.

A fenti görbék szerint levegőben a szikra gyujtási feszültsége nem mehet sohasem kb. 350 V alá, még annak ellenére sem, hogy a levegő nedvességtartalma, valamint a szennyeződések lényegesen képesek befolyásolni a leg-

kisebb gyujtási feszültség értékét. A villamos megmunkálások levegőben végrehajtott fajtáinál ennek ellenére azt fogjuk tapasztalni, hogy a szikra igen kis távolságokat a gyakorlatban alkalmazott, pl. 30 V-os feszültség esetén is át tud ütni. Itt azonban nem feltétlenül szükséges a Paschen-görbék helyességét kétségbevonni, hanem pl. autoelektronemissziót lehet a gyujtási feszültség csökkenése okozójának tekinteni. Ha az autóemisszióhoz szükséges térerőt tekintetbe vesszük, akkor 0,3—0,03 μ elektródatávolságokat már át tudunk üttetni. Ezt a durván meghatározott értéket azonban valószínűleg alacsonynak tekinthetjük, mivel a levegőben jelenlévő, szubmikroszkópikus nagyságú porszemek és az első, az anyagvándorlást létrehozó kisülések után megjelenő egyéb töltéshordozók is hozzájárulhatnak a maximálisan átüthető elektródatávolság növeléséhez.

A Townsend-elmélet egyik leggyengébb pontját Rogovszki mutatta meg. Az előbbi elmélet szerint ugyanis a szikra kialakulásának (késlekedési) ideje 10^{-5} nagyságrendű időt kell, hogy kitegyen. Rogovszki igen pontos mérései szerint levegőben, atmoszférikus nyomáson a kisülés kialakulásának ideje mindössze 10^{-7} mp nagyságrendű idővel mérhető. Rogovszki kísérleteivel tehát bebizonyította, hogy atmoszférikus nyomáson a Townsend-elmélet nem írja már le helyesen a kisülés időbeni lefolyását.

A Townsend-elméletről eddig elmondottakból nyilvánvalóvá válik az elmélet kiegészítésének szükségessége. Ezt a munkát még a 40-es évek elején Loeb és Meek végezték el.

A streamerek létének kísérleti bizonyítékát Raether szolgáltatta legmegbízhatóbban Wilson-kamrában végrehajtott felvételei segítségével.

Az ilyen felvételeken a streamerek erősen ionizált részecskeáramlat formájában mutatkoznak. Kiindulásuk helye itt az anód volt és megjelenésük pillanatát az elektronlavinának az anódhoz történő érkezése jelzi. Útjuk az elektronlavinákéval ellentétben, nem követi szorosan az erővonalak irányát, hanem attól eltér vagy szétágazik.

A streamer növekedésének sebessége az elektronlavina, és ezzel együtt az elektron sebességének kb. 20-szorosának bizonyult. Amint a pozitív streamer elérte a katódot, a két elektródát folytonos vezetőcsatorna köti össze, amelyen keresztül a kisülőkör által meghatározott áramimpulzus 10^9—10^{10} cm/sec sebességgel lefolyik. Ebben a periódusban a szikrára jellemző, hirtelen fényimpulzus figyelhető meg és a streamer csatornája szikracsatornává alakul át. Mellékesen megjegyezve, negatív streamereket is megfigyelhetünk, amelyek természetszerűleg az anód irányába haladnak.

A streamerek keletkezésének magyarázata a gázban létrejövő fotoionizációban keresendő. Az elektronlavina az anód felé haladva a semleges részecskéket gerjesztett állapotba is hozhatja, amit fotonok kibocsájtása követ. Keverékgázokban, (könnyebb érthetőség kedvéért) például levegőben a fotonok képesek ionizálni azokat a semleges részecskéket, melyeknek ioni-

zációs potenciálja alacsonyabb a fotont kibocsájtó semleges részecske gerjesztési potenciáljánál.

Mivel az elektronok mozgékonysága sokkal nagyobb az ionok mozgékonyságánál, az elektronlavina által létrehozott pozitív ionok mintegy visszamaradnak az elektronok mozgásához képest és egy pozitív tértöltést eredményeznek. A negatív elektródához aránylag közeli fotoelektronokat az elektródák közötti térerőre szuperponálódó, a pozitív tértöltés hatásának betudható térerő még jobban felgyorsítja, és olyanmérvű ionizációra készteti, ami látszólagosan mozdulatlan pozitív ionok mellett is rendkívül gyorsan növeli a pozitív tértöltést a katód irányában.

Az átütés abban a pillanatban következik be, amikor a pozitív tértöltés csaknem eléri a katódot és amikor az igen kis közre eső, teljes feszültségesés az átütést befejező elektronáramlást mintegy kiszakítja a katódból.

A streamer-elméletnek Meek által kidolgozott összefüggései a következő egyenlet felírását teszik lehetővé:

$$\frac{a}{p}(p \cdot \delta) + \ln \frac{a}{p} = 14{,}46 + \frac{X_s}{p} - \frac{1}{2} \ln (p \cdot \delta) + \ln \delta. \qquad (13)$$

Ebben az egyenletben X_s az átütési feszültséget jelenti, amit tehát könnyen ki is számíthatunk.

A streamer- és a Townsend-elméleteket összehasonlítva a kísérleti eredményekkel, azt látjuk, hogy $p \cdot \delta < 200$ esetében a Townsend-elmélet még mindig a valóságot jobban megközelítő eredményeket ad. Ebből azt a következtetést vonhatjuk le, hogy a streamer-elmélet felépítésének is vannak gyenge oldalai annak ellenére, hogy a levegőben megfigyelhető szikrakialakulási időt elég jól meghatározza. Megjegyzendő, hogy azóta Loeb továbbfejlesztette a streamer-elméletet, de ennek ismertetése azt hiszem, már nem szükséges a szikrakisüléseknek a villamos megmunkálások szempontjából történő, mélyebb megismeréséhez.

Miután az elemi részecskékkel lejátszódó folyamatok segítségével kissé megvilágítottuk a szikragyujtás periódusát, térjünk át az úgynevezett szikraplazma (legutóbbi fogalmazásunk szerint a streamer csatornáján át kialakuló áramot vezető csatorna az áramlökés áthaladásának ideje alatt) kialakulásának periódusára.

Itt már áttérünk az energetikai tárgyalásmódra, mivel a gyakorlat szempontjából ez látszik a legmegfelelőbbnek.

A vezetőcsatorna végleges kialakulásának ideje alatt a feszültség rohamosan csökken és az áramerősség az ívkarakterisztikának megfelelően, igen nagy értékeket vesz fel (megfelelő teljesítményű áramforrás vagy elég nagy kapacitásérték alkalmazása esetén). E periódus ideje kb. 10^{-8} mp nagyságrendű. Az áramsűrűség, illetve, ami még szemléletesebb képet ad,

a fajlagos munka, olyan nagy értékeket vesz fel, hogy a Joule-féle hő következtében a vezetőcsatorna belsejében uralkodó hőmérséklet egyes feltevések szerint 50 000° C-t érhet el. Természetesen a vezetőcsatorna és a vezetőcsatornát körülvevő közeg határán a hőmérséklet lényegesen kisebb és mindössze 13—14 000° C-nak felel meg. (Ha az ionizáció mértékét kb. 25—30%-nak tesszük fel. A valóságban az ionizáció valószínűleg a 90%-on is túl van.)

A folyamat lejátszódásának rendkívüli rövidsége miatt a sugárzási és a diffuziós veszteségek most még elhanyagolhatók. Errevaló tekintettel, egyszerűsítés szempontjából azt is feltételezhetjük, hogy a vezetőcsatorna átmérője a szikrakisülés ezen periódusában az időben lényegesen nem változik annak ellenére, hogy a villamos megmunkálásoknál használatos, igen kicsiny feszültségértékek következtében az elektródák távolsága, mint ahogy azt már láttuk, a mikron törtrészétől néhány század mm-ig terjedő nagyságrendű csupán, vagyis alapos gyanúnk lehet arra, hogy a kisülési tér esetünkben gömbalakú.

A vezetőcsatorna kialakulásának kezdeti stádiumában a vezetőcsatorna ellenállása még mindig elég nagy ahhoz, hogy a kisülőkőrben szereplő külső ellenállás eltörpüljön mellette. A villamos megmunkálásoknál igyekszünk jelenleg a nagy áramimpulzusok biztosítása és az aperiódikus kisülés elkerülése céljából a kisülőkör ellenállását 0,01 Ohm alatt tartani és ugyanakkor lehetőleg indukciómentes kisülőkörrel is dolgozni.

A nagy hőmérséklet következtében a sugárzási spektrum erősen az ibolya felé tolódik el. Mivel a kisülőcsatornát körülvevő gázburok legtöbb gáz esetében ultraibolyában abszorbeál, ezért a sugárzási energia jelentékeny része a csatornán belül marad és a szikra gázköpenyében ismét elnyelődik. Ez a részecskék energiáját fokozza és ezért e periódusban joggal elhanyagolhatjuk a sugárzási veszteséget.

Ezek a feltételezések a plazmakialakulás kezdetének matematikai leírásánál[1] lényeges könnyítést eredményeznek és így a kisülő kondenzátor feszültségét a szikraközben folyó áramerősség és a szikraköz pillanatnyi ellenállása határozza meg, vagyis:

$$U = \frac{I \cdot \delta}{\pi \varrho^2 F}, \tag{14}$$

ahol ϱ a kisülőcsatorna sugarát, F a kisülőköz vezetőképességét, δ a szikraköz távolságát jelöli.

A kisülőköz energiaviszonyait ezek szerint bármely időpontban a következő egyenlet fogja elegendő közelítéssel leírni:

$$\frac{1}{2} C \cdot U^2 + \pi \varrho^2 \cdot \delta \cdot u = \frac{1}{2} C \cdot U_1^2 + \pi \cdot \varrho^2 \cdot \delta \cdot u_1, \tag{15}$$

[1] L. részletesebben Weizel és Rompe idézett munkája.

ahol az indexnélküli betűjelek az eredeti energiatartalmat, illetve kondenzátorfeszültséget, az indexes jelek a megfelelő időpont kondenzátorfeszültségét, illetve energiatartalmát jelentik.

A gyujtás megkezdése előtt a szikraközben felhalmozott energia gyakorlatilag zérus, ezzel szemben a kondenzátor töltőfeszültsége közel teljes értékét megtartja. Így tehát:

$$\frac{1}{2} C \cdot U_0^2 = \frac{1}{2} C \cdot U_1^2 + \pi \cdot \varrho^2 \cdot u_1 \cdot \delta, \tag{16}$$

és ebből egyszerű átrendezés után azt kapjuk, hogy:

$$\delta \cdot \pi \cdot \varrho^2 \cdot \mu_1 = \frac{1}{2} C [U_0^2 - U_1^2]. \tag{17}$$

Ahhoz, hogy a szikracsatorna kialakulásának mechanizmusát le tudjuk írni, az itt kapott egyenleteket bizonyos mértékben át kell alakítani.

Először vizsgáljuk az áramerősség változását a feszültségváltozás függvényében, majd ennek alapján meghatározzuk az áramerősség és a feszültség időfüggését.

A szikracsatorna vezetőképessége és belső energiája között kísérletileg a következő összefüggést találták:

$$F = \frac{a}{p} u. \tag{18}$$

Ebben a képletben a egy, a nyomástól és hőmérséklettől gyakorlatilag független állandó; nagyságrendileg kb. 100-at tesz ki, ha p a nyomás atm-ban, u a belső energia Joule/cm³-ben, F $\frac{1}{\Omega \cdot \text{cm}}$-ben.

Az áramerősségnek a feszültség függvényében történő meghatározásához ezek szerint a (14) egyenletbe be kell helyettesítenünk a (17) és a (18) egyenleteket és ki kell fejeznünk az I-t. Ez esetben azt kapjuk, hogy:

$$I = \frac{a \cdot C(U_0^2 - U_1^2) \cdot U_1}{2\delta^2 p}. \tag{19}$$

Áttekinthetőség kedvéért vezessük be a következő egyszerűsítést:

$$x = \frac{U_1}{U_0} \quad \text{illetve} \quad z = \frac{2\delta^2 p}{a \cdot C \cdot U_0^3}. \tag{20}$$

A behelyettesítést elvégezve, a következő típusú egyenletet kapjuk:

$$z = x(1 - x^2) \tag{21}$$

E parabola csúcsértékének meghatározásához z differenciálhányadosát 0-val egyenlővé téve és az egyenletet megoldva, azt kapjuk, hogy az $x = \frac{1}{\sqrt{3}}$ helyen éri el tetőpontját. Az áram legnagyobb értéke tehát akkor fog fellépni, amikor a kondenzátor eredeti energiájának kétharmadrészét sütötte még csak ki, vagyis amikor $\frac{U^2}{U_0^2} = \frac{1}{3}$. Ha az előbb kapott értéket z kifejezésébe helyettesítjük, akkor megállapíthatjuk a legnagyobb áramerősség értékét:

$$I_{max} = \frac{aCU_0^3}{3\sqrt{3}p\delta^2}. \tag{22}$$

Mivel a kondenzátorfeszültség és a kisütött áramerősség közötti összefüggést az

$$I = -C\frac{dU}{dt} \tag{23}$$

egyenlet fejezi ki, ezért ebből a feszültséggörbe legnagyobb meredekségét is meghatározhatjuk, vagyis:

$$\left(\frac{dU}{dt}\right)_{max} = -\frac{I_{max}}{C} = -\frac{aU_0^3}{3\sqrt{3}p\delta^2}. \tag{24}$$

A (29) képlet segítségével a szikrakisülés II. stádiumának időbeli lefolyását is felírhatjuk:

$$dt = -\frac{CdU}{I} = \frac{2p\delta^2 dU}{aU_1(U_0^2 - U_1^2)}. \tag{25}$$

Ha tekintetbe vesszük, hogy az $\frac{U}{U_0}$ kifejezést már az előbbiekben x-szel jelöltük és ha az időegységet önkényesen a következő kifejezéssel határozzuk meg:

$$\Theta = \frac{2p\delta^2}{aU_0^2}, \tag{26}$$

akkor az idő differenciálegyenlete a következő alakot fogja ölteni:

$$d\tau = \frac{dx}{x(x^2 - 1)}. \tag{27}$$

A differenciálegyenlet általános megoldása:

$$\tau = \int \frac{dx}{x(x^2-1)} = ln \frac{\sqrt{1-x^2}}{x} + C_1. \tag{28}$$

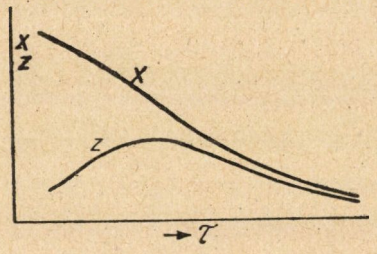
Az állandó meghatározásának határfeltételei:

$$\tau = 0, \quad x < 1.$$

Az $x < 1$ feltételezés a (16) egyenlet előfeltételéből (vagyis abból, hogy a gyujtással egy bizonyos, minimális mennyiségű energiatartalom már eltávozott a kondenzátorból) folyik. Ezek szerint

$$\frac{\sqrt{1-x^2}}{x} = C_2 \cdot e^{\tau}, \quad x = \frac{1}{\sqrt{1+C \cdot e^{2\tau}}}, \tag{29}$$

amiből C meghatározható. Mivel $\tau = 0$ pillanatban $x \cong 1$, de $x < 1$, ezért minden egyes esetben ismernünk kell $x = f(\tau_0)$ értékét. Egyszerű helyette-



4. ábra

sítéssel z-t is ki tudjuk τ függvényében fejezni. A relatív feszültséget és az önkényesen bevezetett egységekben mért áramerősség-értéket most már ábrázolni tudjuk az idő függvényében (4. ábra).

Megjegyzendő még, hogy

$$\frac{dx}{d\tau} = -\frac{C \cdot e^{2\tau}}{(1+C \cdot e^{2\tau})^{3/2}} \tag{30}$$

sohasem lehet nulla.

Az áram csúcsértéke ott van, ahol

$$\frac{d^2x}{d\tau^2} = \frac{2 \cdot C \cdot e^{2\tau}\left(\frac{1}{2} C \cdot e^{2\tau} - 1\right)}{(1+C \cdot e^{2\tau})^{5/2}} = 0. \tag{31}$$

Ebből:

$$\frac{1}{2} C \cdot e^{2\tau} - 1 = 0;$$

$$\tau = \frac{1}{2} \ln \frac{2}{C}. \tag{32}$$

Így tehát több olyan összefüggésünk van, amellyel az áram változására vonatkozó folyamatokat részleteiben vizsgálhatjuk.

Természetesen ehhez előbb elegendő adatot kell gyüjtenünk saját kísérleteinkből és az irodalomból. Pillanatnyilag nem áll rendelkezésünkre elegendő anyag, ezért egyelőre csak néhány általános következtetést kívánok levonni.

Ha kis ellenőrző számítást végzünk a szikraköz hosszára vonatkozólag, akkor a következő megállapítást tehetjük. A szikraköz hosszát a legnagyobb áramerősség képletéből meghatározhatjuk, mivel mind az állandók, mind a kapacitás nagyságát, mind pedig a nyomást ismerjük. A legnagyobb áramerősséget oszcillografikus úton, aránylag könnyen meghatározhatjuk.

Ha feltételezzük, hogy a gyujtási feszültség azonos a kondenzátor töltőfeszültségével, akkor a szikraköz nagyságára rendkívül nagy értéket fogunk kapni.

Mivel a gyakorlati megállapítások az így kapott szikraközértékkel nem egyeznek és feltételezve azt, hogy az a állandó értéke nagyságrendben nem sokat változik, nyilvánvalóvá válik az a tény, hogy a gyujtófeszültség, legalábbis az első néhány szikrakisülést követő időpontban, nem esik már egybe a kondenzátor töltőfeszültségével.

Bár a számítások azt követelnék, hogy a gyakorlati megfigyelésekkel való egyezés céljából a gyujtófeszültség a kondenzátor töltőfeszültségének mintegy 20—30-ad részével legyen egyenlő, azonban mivel az oszcillogrammok e tételt nem igazolják, mégis az állandó megállapításában kell a hibát keresni.

Egy azonban bizonyos. Az a tétel, amit az előbbiekben felvetettünk, vagyis hogy a dielektrikumokban végrehajtott megmunkálási folyamatok alatt az első szikrakisülések révén levált elektródarészecskék mintegy ionizálják a szikraközt a későbbi kisülések számára és így, ha nem is 20—30-ad részére, de törtrészére csökkentik a gyujtáshoz szükséges feszültséget, érvényes. Ezek szerint a legnagyobb áramerősség meghatározására szolgáló egyéb képletek kezelését is óvatosabban kell végezni.

Ismeretes ugyanis, hogy a valóságban soha sincs indukciómentes szikrakisülésekkel dolgunk. A kondenzátorok önindukcióján kívül a szikraközhöz történő hozzávezetések önindukciójának nagysága sem hanyagolható el. A kisülések, mint ahogy Koncz oszcillografikus vizsgálataiból is kitűnik, amelyek a (3) kifejezés levezetését igazolják, nem aperiódikusak, hanem:

$$\nu = \sqrt{1 - \frac{\pi^2 \nu^2 \Theta^2}{y^2}} \tag{33}$$

frekvenciával oszcillálnak.

Itt :

$$y = \frac{2\delta\pi\varrho_u^2}{U_0^2 c}.$$

Ugyancsak bizonyítás nélkül közlöm a legnagyobb áramerősség képletét :

$$I_{max} = \frac{U_0}{2\pi\nu L}\sqrt{1-y}. \tag{34}$$

Ezek szerint az eddigi, a szikrakisülés másik fázisára vonatkozó elméleti fejtegetések csupán addig az időpontig érvényesek, amíg a szikraköz hőmérséklete olyan nagy értéket nem ért el, hogy a nagymérvű ionizáció révén a szikraköz ellenállása először megközelíti az induktív ellenállás mértékét, majd pedig az induktív ellenállás mellett elhanyagolhatóvá válik.

Annak ellenére, hogy ez a folyamat szikrakisülés esetén mindig lejátszódik, mégis dolgozhatunk a fenti, általánosan ismert képletekkel mindaddig, amíg az időegység mértéke nagyobb, mint a rezgőkör egy teljes rezgésének időtartama.

A szikrakisülésekkel foglalkozó szakirodalom által közölt elméleti vizsgálatok részletesen vizsgálják az indukcióval, helyesebben kifejezve az eddigiekkel szemben nagyobb nagyságrendű indukcióval rendelkező szikrakisülések folyamatait is. Nem akarok kitérni ezeknek a nem túlságosan bonyolult, de elegáns gondolatmeneteknek az ismertetésére, csupán a végkövetkeztetésekre akarok szorítkozni.

Mint ahogy már az előbbiekben vázoltam, a szikraköz kialakulásának kezdeti stádiumában gyakorlatilag indukciómentes kisüléssel volt dolgunk, vagyis a folyamat aperiódikusan játszódott volna le. Amint azonban a szikraköz ellenállása csökken, az indukció hatása érezhetővé válik, ami azt jelenti, hogy a kisülés az ugyancsak fent vázolt egyenletek szerinti, csillapuló rezgésekben fog kicsengeni. A rezgések frekvenciája azonban nem állandó, hanem csupán a vége felé közelíti meg azt a frekvenciaszámot, amely a csillapítatlan rezgést jellemezné.

A kisülés ezen stádiumában lesz a szikraköz ionizált csatornájának belső fajlagos energiatartalma a legnagyobb ; számszerint :

$$u_{max} = \frac{CU_0^2}{2\pi\varrho^2\delta}. \tag{35}$$

Itt éri el a szikraköz hőmérséklete is a tetőpontot. Ezután már a sugárzás is tekintetbe jön megfelelő súllyal és az energiának tekintélyes része kisugárzik.

A legnagyobb energiatartalom, illetve hőmérséklet meghatározására lehetőség nyílik a (35) képlet segítségével. Azok a szovjet kutatások, amelyeknek

folyamán stroboszkópikus felvételeket készítettek a szikraplazma időben való viselkedéséről, lehetővé teszik a szikrakisülés csatornája átmérőjének meghatározását. Így ellenőrizhetjük a spektroszkópiai úton nyert hőmérsékleti értékeket és viszont.

A szikrakisülés végső stádiuma már nem érdekel bennünket villamos megmunkálás szempontjából, mivel a megmunkálás lényegében az első három stádium alatt játszódhatik csak le.

Nézzük meg konkréten, hogy melyek azok az adatok, amelyek segítségével magyarázatot kaphatunk a szikraforgácsolási folyamatokra.

Lényegében a két elektróda között lejátszódó szikrakisülés következtében, legtöbbször az anód anyaga látszólag a katód felé vándorol. E jelenséget egyúttal a katód súlycsökkenése is kíséri.

A legnagyobb nehézséget ezen anyagvándorlásnak nevezett jelenségnek polaritás szempontjából kitüntetett volta okozza. Mint ahogy fent láttuk, a szikraköz hőmérséklete oly nagy értéket ér el, amely az elektródák felületén feltétlenül olvadást, illetve párolgást idézne elő, legalábbis a szikra központjának azon a korlátozott részén, ahol a szomszédos fémtömegekbe történő nagymérvű hőelvezetés még nem tudja éreztetni hatását.

A katód felületén végbemenő elpárolgás a legutóbbi időkben végrehajtott fizikai vizsgálatok szerint robbanás-jellegű, azonban, mint ahogy ezek a felvételek mutatják, a robbanás nem követi szorosan a kisülő közt, hanem abból szerteágazik. Ebből azt a következtetést próbálták levonni, hogy a katódról kiinduló, legyezőszerűen kialakuló fémgőzök, a kavitációs hatáshoz hasonlóan, az anód tönkremenetelét idézik elő.

Az angolszász irodalom is közöl egy eredeti, a szikraforgácsolás lényegére vonatkozó elméletet. Eszerint a térerő volna az, amely az anódból kiszakadó részecskék eltávolítását biztosítja. Ezen feltevés leggyengébb pontja az, hogy kategórikusan tagadja a hőhatás akár másodrendű szerepét is.

Rá kell még mutatnom néhány tényre, amelyek a villamos szikraforgácsolásnak lényegesen bonyolultabb lefolyását tételezik fel.

Mint már kifejtettem, az ionizációs térben keletkezett elektronok ütközés nélkül végbemenő szabad úthossza elegendő nagy ahhoz, hogy az anód felületét elég nagy energiatartalommal érjék el. A szikrakisülés második és harmadik stádiumában fellépő nagy hőmérsékletek eredményeképpen a katód igen nagyszámú elektront fog kibocsátani, amelyek ugyancsak hozzájárulhatnak az ionizációs tér elektronáramának sűrűségéhez. A gyakorlatban igen nagy gradiensekkel lévén dolgunk, az elektronok 100, sőt e feletti elektronvolt energiát is elérhetnek.

Ha az anód felületén a nagy hőmérséklet következtében már erősen rendezetlen kristályrácsokra gondolunk, akkor nyilvánvalóvá lesz az, hogy az elektronok által szállított hatalmas energia feltétlenül hozzá fog járulni az anód anyagának kristályrácsában helyetfoglaló ionok termikus energiájának

növeléséhez. Véleményem szerint bizonyos kísérletek elvégzése után mennyiségileg is bizonyítani lehetne, hogy az anód anyagának ionjai, az elektrolízishez hasonlóan hagyják el az anód felületét.

Ezek szerint a katód és az anód anyagának fogyása a robbanásszerűen eltávolódó fémgőzökből és az anód kristályrácsát a villamos térerő következtében elhagyó ionokból állana. Ez a meghatározás aránylag közeláll a Lazarenko-féle meghatározáshoz.

Azt a feltevést, hogy e folyamat valóban így játszódnék le, az a tapasztalati megfigyelés is megerősítheti, amelyet az ultranagyteljesítményű ívek anormális anódesésének neveznek. Ezen anormális anódesés energiájának egy része esetleg az anód felületén lejátszódott, kristályrács-tönkremenetelt létrehozó folyamatokra használódik fel.

Meg kell jegyeznem, hogy amikor a szikraközben uralkodó $14 \cdot 10^3$ — — $50 \cdot 10^3$ nagyságrendű hőfokról beszélek, nem akarom feltételezni azt, hogy az anód és a katód felületén ugyancsak ekkora hőmérséklet uralkodnék. Azt azonban bizonyosra veszem, hogy szikrakisülés esetén az ívkisülésekkel ellentétben, az elektródák égésfoltjának hőmérséklete lényegesen nagyobb, mint ívkisülésnél. Ennek minőségi magyarázata egészen triviális.

A szikrakisülés alatt lejátszódó folyamatoknál, mivel ezek rendkívül rövid idő alatt folynak le, a klasszikus értelemben vett hővezetésnek, legalábbis az égésfolt közepe táján, nem lehet szerepe. Így tehát számszerűen a 25%-os ionizációnak megfelelő határterület-hőmérséklet feletti hőmérsékletet, vagyis 13—14 000°-nál jóval nagyobbat kell egyes pontszerű helyeken feltételeznünk. Mivel ezeket a pontszerű helyeket környező, még mindig az égésfolthoz tartozó fémtömegekben a hőelvezetés már éreztetni tudja hatását, lehetővé válik az, hogy a szikrakisülések által okozott kráterek nem bírnak túlzott mértékben a termikus jelenségek folytán fellépő ismérvekkel.

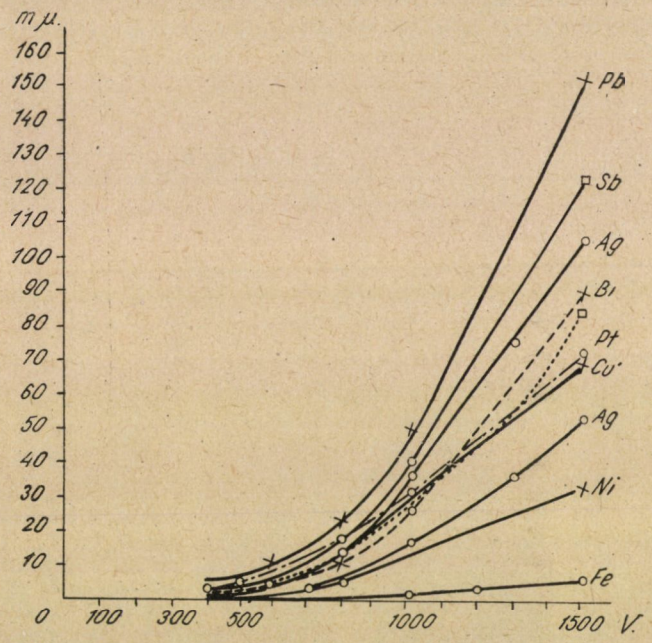
Kétségtelen, hogy ott, ahol robbanásszerű jelenségek játszódnak le, nemcsak a fent leírt mechanizmus által eltávolított részecskék hagyják el az elektróda felületét, hanem egyes szomszédos kristálykötegek is kiszakadhatnak.

A szikraforgácsolás elméletével kapcsolatban végül még egy dologra szeretném felhívni a figyelmet. Ha összehasonlítjuk a katódporlás mennyiségét a feszültség függvényében ábrázoló diagrammot ugyanezen jellemzők által a szikraforgácsolásra megszerkesztett diagrammal és ha mind a kettőt több anyag esetére felrajzoljuk, akkor jellegben bizonyos hasonlóságot vehetünk észre. (Az utóbbi diagrammot Koncz méréseiből vettem.) Ilyen esetben első közelítésben feltételezhető, hogy a két folyamat mechanizmusa bizonyos mértékű analógiával bír. (5. ábra.)

Nézzük meg, hogy a legutóbbi elméletek mit mondanak a katódporlásról. Ezek szerint a katódot bombázó pozitív ion energiáját egy atomcsoportnak adja át. Ez a fémmennyiség korlátolt körzetben felmelegszik és elpárolog.

Így volna magyarázható, hogy a katódporlás által eltávozott anyag mennyisége az elektróda anyagának a szilárd állapotból gáznemű halmazállapotba való átmenetéhez szükséges rejtett hővel arányosan változik.

Ha részletesebb kísérletek után ez a jelenség helytállónak bizonyulna, akkor ki lehetne a vizsgálatot arra az esetre terjeszteni, amikor negatív ionok befolyásának mértékét vizsgálnánk szikraforgácsolás esetére. Azt vélem, hogy esetleg »elektropozitív« gázokban kellene a szikraforgácsolás anyagleválasztásának változását mérni, az elektronegatív gázokkal szemben.



5. ábra

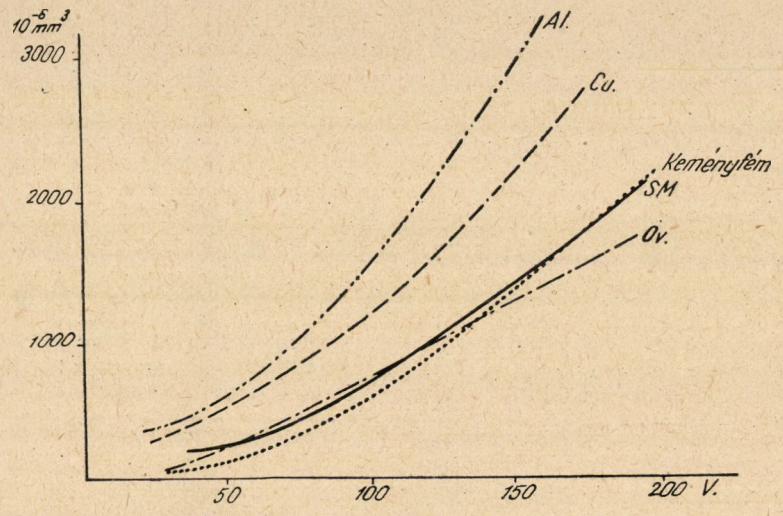
Tudom, hogy sem pozitív, sem negatív eredmény még nem bizonyítana semmit sem abszolut biztonsággal, de mindenesetre további kutatásokra mutatna irányt és adna ösztönzést.

Hogy akármilyen óvatosan is, de a negatív ionokat vegyem gyanúba, ennek a negatív ionok mozgékonyságának különös volta az oka. A negatív ionok mozgékonysága gyakran nagyobb a pozitív ionokénál. Ehhez még az a mérési eredmény is hozzájárult, amely szerint a gázban lebegő, idegen részek mozgékonysága negatív töltéshordozóknál 2. 10^3 nagyságrenddel nagyobb, mint a pozitív töltéshordozóké.

Nyilvánvaló, hogy az eddig elmondottak eléggé hipotétikusak, de helyességüknek nemcsak bizonyítása, hanem megokoltan történő tagadása is hasznos eredményképen szerepelne.

Így tehát irodalmi adatok alapján és hazai kísérleteink támogatásával megpróbáltam leírni a villamos szikramegmunkálás szerintem a valóságot legjobban megközelítő folyamatát. Természetesen nem állítom az itt hangoztatott feltevések abszolút igazságát, annál kevésbbé, mivel valószínűleg nem egy, hanem több folyamat, mely egymással némelykor párhuzamosan, némelykor pedig egymást követve játszódik le, hozza létre a villamos szikraforgácsolást. Ezenfelül nem szabad figyelmen kívül hagyni a klasszikus fizikának a hővezetéssel kapcsolatos törvényeit sem.

Mindenesetre a hővezetéssel kapcsolatosan az egymással szembenálló elektródák tömege és alakja is több esetben lényeges hatást kell, hogy gyakoroljon.



6. ábra

Mivel villamos megmunkálásokat technológiai szempontból azonos módon, mint az egyenáramú áramforrással, váltóáramú áramforrással is végre szoktunk hajtani, szükségesnek tartom, hogy néhány szót mondjak a váltóáramnál lejátszódó jelenségekről is. Erre annál is inkább szükség van, mivel egyúttal olyan fogalmak és kérdések is fel fognak merülni, melyek az egyenáramú szikramegmunkálásnál is szerephez jutnak.

A váltóárammal végrehajtott villamos megmunkálás első közelítő meghatározása az lesz, hogy az elektródák zárásakor és nyitásakor az egyenáramú áramforrás alkalmazásához hasonló jelenségek fognak lejátszódni. A váltóáram természetéből folyik egyúttal, hogy az érintkezés, helyesebben kifejezve az átütés pillanatában uralkodó áramerősség, illetve feszültség iránya és nagysága fogja megszabni az elektródák között lejátszódott anyagvándorlás irányát és nagyságát. Ezt a megállapítást minden további nélkül elfogadhatjuk

és ha további hatást akarunk figyelembevenni, akkor azt kellene mondanunk, hogy a váltóárammal végrehajtott szikraforgácsolásnál ügyelnünk kell arra, hogy vagy a feszültség, vagy az áramerősség legnagyobb értéke nem szabad, hogy valaha is elérje a szikrakisülés szempontjából az elektródák anyaga és a körülvevő közeg által meghatározott legnagyobb áramerősség- és feszültséghatárt.

E tételt alkalmazva, a gyakorlat szempontjából legjobbnak bizonyul az, ha kis feszültségen és nagy áramerősséggel dolgozunk. Mivel biztosítani akarjuk a tartós ívkisülés kizárását, ezért a váltóáram csúcsfeszültsége fog az előbb említett határ alatt maradni.

Mivel abszolút biztonsággal nehéz azt a pillanatot elérni, amikor a szikrakisülés a legnagyobb teljesítménnyel jön létre, valamint az a tény, hogy váltóáramú áramforrásnál az egyenáramúval szemben nagyságrendileg többszörös indukcióval kell elkerülhetetlenül számolnunk, ami fáziseltolást von maga után, ezért bátran mondhatjuk, hogy a szikrakisülések villamos teljesítménye a legkisebb és a legnagyobb érték között végtelen sok értéket vehet fel.

Ez ugyan ad statisztikus átlagot, azonban ez az átlag feltétlenül alacsonyabb kell hogy legyen, mint az egyenáramú teljesítmény.

Ezekhez a tényezőkhöz hozzájárul még a megmunkált és a megmunkáló elektróda valószínűleg azonos mértékű fogyása.

Ahogy már egyenáram esetén is rámutattam, az anyagvándorlás kitüntetett voltát esetleg irányítani tudjuk az elektródák különböző hűtési viszonyainak biztosításával.

Mind a váltóáramú, mind pedig az egyenáramú megmunkálás folyamán egy másik tényezőt is tekintetbe kell venni abban az esetben, ha a megmunkálást olymódon folytatjuk le, hogy az elektródák periódikusan zárják az áramkört. Váltóáram esetén mindig így dolgozunk, egyenáramnál viszont ez a megmunkálási módszer elsősorban keményfémmel történő bevonatolásnál jut elsőrangú szerephez.

A periódikus érintkezéssel történő elektromos megmunkálásoknál az elektródák érintkezési felületei aránylag kis erővel egymáshoz érnek. Két felület érintkezésekor ezek elvileg csupán 3 ponton érintkezhetnének, mivel abszolút síkfelületet előállítani nem tudunk. Azonban a 3 ponton való érintkezés nem valósul meg, hanem lényegileg 3-nál jóval nagyobb felületrészleg érintkezik egymással, mivel az egymásra helyezéskor a felületi mikroegyenetlenségek deformálódnak és a plasztikus, illetőleg tartós alakváltozások megtörténte után egymáshoz nyomódnak. Ennek ellenére az effektíve érintkező felületek nagysága jóval alatta marad a látszólag érintkező felületek nagyságának. Ha két különböző érintkező fémtárgy között potenciálkülönbséget létesítünk, akkor az áram csak az effektíve érintkező felületeken képes áthaladni. Ezeken a helyeken az erővonalak mintegy összeszűkülnek. Az érintkező felületek ellenállása különbözni fog az illető felület által meg-

határozott keresztmetszethez tartozó ellenállástól. A szakirodalom az itt fellépő ellenállást szűkített ellenállásnak és az itteni feszültségesést szűkített feszültségnek nevezi.

Az elektronáramlás ebben az esetben fokozottabb mértékben »súrlódik« a kristályrács tagjain belül és a hőmérsékletemelkedés egyes esetekben meglepően nagy értékeket vesz fel. Ugyanakkor a mi gyakorlatunkban a szikrakisülések is szerephez jutnak és a nagy áramkoncentráció következtében erőteljes erózió-hatást fejtenek ki. Ebben az esetben szintén érvényesek azok a meggondolások, amelyeket az előbb az ívkisülések létrejöttének megakadályozásával kapcsolatban vázoltunk.

Ezek szerint, amikor az érintkezési felület még geometriai síkot sem óhajt megközelíteni, a két elektróda érintkezési felülete még a fentvázoltaknál is kisebb lesz. A szűkített ellenállás nagyságát jól vezető fémeknél (réz, ezüst) vákuumban a következő képlet határozza meg:

$$R = \frac{1}{10^3 \sqrt[3]{P \cdot r}}, \tag{36}$$

ahol P az elektródák egymásra gyakorolt nyomása gr/cm^2-ben, r a köralakú érintkezési felület sugara cm-ben, R az ellenállás Ω-ban.

Amennyiben a megmunkálást pl. egyenáram felhasználása mellett, levegőn folytatjuk le, akkor legtöbbször az anód anyaga szoros fémes kötésben marad a megmunkált felületen. Ez nem zárja ki annak a lehetőségét sem, hogy esetleg a katódanyag maradjon vissza az anód felületén. Ez a jelenség abban az esetben állítható elő, ha a katód tömege és vezetőképessége lényegesen kisebb az anódénál.

Ennek következtében pl. a keményfémbevonatolási eljáráshoz váltóáramot is használhatunk, ami azonban azzal a hátránnyal jár, hogy a bevonatolás termelékenysége, a szikramegmunkálás elméletének alapjainál fogva előálló, irányított anyagvándorlás jelen nem léte miatt, lényegesen csökkenni fog. Ugyanakkor azzal is számolnunk kell, hogy a bevonatolt felület simasága sem lesz olyan kedvező, mint egyenáram esetében, sőt még az aránylag durvább simaságot sem tudjuk az áramviszonyok változtatásával kellően kézbentartani. Az előbbiekből következtetve, törvényszerűen bekövetkezik a bevonat anyaga és a bevonandó tárgy alapanyaga között végbemenő kötés gyengébb minősége. Ilyenkor ugyanis a kötés nem lesz feltétlenül fémes jellegű és könnyen leporlik a megmunkált darabról.

A váltóáramú áramforrással történő villamos megmunkálást ezek szerint a következőképen írhatjuk le: Az anyagvándorlás irányát és nagyságát az érintkezés pillanatában uralkodó áramerősség és feszültség szabályozza. Ezenfelül hozzájárul a nagyobb utánfolyó áramerősségek következtében az érint-

kezési felületek között fellépő hőfejlődés, amely elegendő kis felületelemek érintkezése esetén a fémek olvadáspontját megközelítő hőmérsékletet eredményez korlátolt körzetben.

Az egyenáramú megmunkáláshoz hasonlóan, a váltóáramú megmunkálás teljesítménye is fokozható, mégpedig elsősorban a körben szereplő induktivitás segítségével.

A villamos megmunkálások váltóárammal lefolytatott fajtáinál különleges helyzetet foglal el az ú. n. elektrokontakt melegítési eljárás. Ennek lényege az, hogy a megmunkált felületen végighúzunk egy elektródát oly módon, hogy az érintkező felületek között megszakítás ne jöhessen létre. Ez esetben anyagvándorlást nem fogunk tapasztalni, viszont az érintkező felületek a viszonyok helyes megválasztása esetén a kritikus pont fölé melegedhetnek. Amennyiben a felületet közvetlenül a görgő után lehűtjük, a felület acéloknál be fog edződni.

Tulajdonképpen ugyanezen elven alapult a villamos ellenállásos hegesztés és villamos ellenállásos melegítés is, ahol a munkadarabot lényegében, álló vagy legördülő elektródának nyomjuk neki és az elektródákon keresztülbocsátott nagy áramerősség, vagy esetleg nagy áramimpulzus segítségével az érintkező felületeket az olvadáspont fölé hevítjük. Azt a fémtömeget, melynél nem kívánatos a felmelegedés, hűteni szokták.

Az elektrokontaktnak nevezhető, tehát váltóárammal lefolytatott köszörülési, forgácstörőkialakítási és egyéb fúráshoz hasonló jellegű megmunkálásnál készakarva hozzuk létre a megszakításokat, hogy az anyagvándorlás is szerephez juthasson (a megmunkáló elektróda tekintélyes fogyásának árán is) és a megmunkált anyagról részecskéket tudjunk eltávolítani.

Most már szükségesnek tartom, hogy áttérjek a villamos megmunkálási fajták elméletének tárgyalása után a gyakorlati kivitelezési módok rövid felsorolására. A villamos szikrafúrási és köszörülési módszereknél a megmunkált szerszám egy rezgőkör elektródáit képezi. A villamos viszonyokat úgy választjuk meg, hogy lehetőleg a szikrakisülések területén dolgozzunk. A szikrakisülések létrejöttekor az anódnak kapcsolt munkadarab felületéről részecskék távoznak el a katód irányába.

Az elektronkontakt megmunkálási módszerek elmélete mind az anyagvándorlással, mind csupán a felmelegedéssel kísért alkalmazások esetére, véleményem szerint vagy közismert, vagy pedig utalhatok előadásom első részére.

A különleges villamos megmunkálások közül még csak az elektrolitikus melegítésről szándékozom néhány szót mondani. E megmunkálási mód abban áll, hogy híg elektrolitba helyezett kis felületű munkadarab (katód) és aránylag nagyfelületű anód között 220 V-nál nagyobb feszültséget létesítve, amennyiben a munkadarabon mért áramsűrűség eléri legalább a 3 A/cm^2-t, a

munkadarab erősen felmelegszik, mint már a bevezetésben megemlítettem, sőt el is olvadhat.

A jelenség magyarázata olyan fizikai folyamattal írható le, amely két részből áll. Az áram bekapcsolása pillanatától kezdve a katódon rendkívül gyorsan hidrogén válik ki, amely köpenyként elválasztja a katódot a környező folyadéktól. Az aránylag nagy áramsűrűség következtében egyidejűleg felmelegszik a katód közelében lévő folyadékréteg is és intenziv gőzképződés kezdődik.

A katódot körülvevő, villamos szempontból nagy ellenállású, hőtani szempontból rosszul vezető réteg határán fellépő 100, más esetben többszáz V feszültségesés által létrehozott hőfejlődés a katód felületét intenzíven melegíti. Azt is feltételezhetjük, hogy az elválasztó rétegen át történő kisülések, amelyeknek megoszlása szabálytalan, azonban statisztikailag az egész felületre egyenletesen kiterjedő, és a hidrogén égésmelege a katód rohamos felületi felmelegedését idézi elő.

Az egész folyamat rendkívül gyorsan játszódik le. Gyorsasága ezenfelül tág határok között szabályozható az áramköri viszonyok által és az elektrolit összetételének megválasztásával.

Ez az eljárás feltétlenül alkalmas lesz sok esetben a nagyfrekvenciás melegítés és edzés helyettesítésére, sőt gazdaságosabb is lesz az áramforrás kedvező hatásfoka következtében.

Mint ahogy megelőző méréseink mutatták, a fejlődő hőmennyiség jóval több, mint amennyi a Joule-hő rovására volna írható. Ezek szerint ennél az eljárásnál kémiai átalakulások hőképző hatását is fel tudjuk használni.

Általános összefoglalást óhajtottam adni a villamos megmunkálások elméletéről, ezenfelül az egyes tisztázatlan, vagy vitás kérdésekben kifejtett álláspontomat kívántam ismertetni. Biztosra veszem, hogy a szakemberek közül nem mindenki fog teljesen egyetérteni véleményemmel, ami természetes is, hiszen a villamos megmunkálás fogalma egészen újkeletű. Éppen ezért szükség van arra, hogy a vele foglalkozók, illetve a határterületen dolgozók saját meglátásaikkal és kísérleteikkel hozzájáruljanak az elmélet tisztázásához, hogy a gyakorlat számára minél tágabb látókört tudjunk adni.

IRODALOM

Az elméleti résznél elsősorban :

Kapcov : Elektricseszkije javlenija v gazach i vacuume. (G. I. T. T. Ł. 1950.);

Loeb : Elektromos gázkisülések alapvető folyamatai. (Orosz nyelven. G. I. T. T. L. 1950.)

és :

Weizel és *Rompe :* Theorie elektrischer Lichtbögen und Funken. (Barth, 1949.)

című munkákra támaszkodtam.

Egyéb forrásmunkák :

B. R. Lazarenko és *N. I. Lazarenko :* Fizika iszkrovovo szposzoba obrabotki metallov. C. B. T. I. Moszkva, 1946.)

B. R. Lazarenko: Elektricseszkije szposzobi razmernoj obrabotki metallov. (Masinosztrojenije. Csudakov szerkesztésében.)

dr. Koncz István: A villamos szikraforgácsolás. (GÉP. 1949. 9/10. sz.)

Ragnar Holm: Die technische Physik der elektrischen Kontakte. (Springer, 1941.)

Karaszev, Faljejev, Ubjejev: K voproszu szuszcsesztvovanyija inverszii elektricseszkich razrjadov v usztanovkach sz vibrirujuscsimi kontaktami. (Elektricsesztvo, 1950. 9. sz.)

dr. Lányi Béla: Elektrokémia, (Mérnökök nyomdája kiadás, 1946.)

Evans: Die Korrosion der Metalle. (Orell Füssli Verlag, 1926.)

Kascsenko: Osznovi metallovedennya. (Metallurgizdat, 1949.)

Bauer—Kröhnke—Masing: Die Korrosion metallischer Werkstoffe. 3. kiadás, S. Hirzel, 1940.)

Evans: An Outline of Corrosion Mechanism, including the Electrochemical Theory. The Corrosion Handbook. (John Wiley & Sons, 1948.)

Uhlig és *R. B. Mears:* Passivity. (John Wiley & Sons.)

Ulickij: Elektricseszkije metodi zatocski rezsuscsevo insztrumenta dlja szkorosztnovo rezannya. Szkorosztnije metodi obrabotki metallov. (Masgiz, 1949.)

Ulityin: Elektriszkrovaja zatocska i dovodka rezcov armirovannich tvjordimi szplavami. (Masgiz.)

Sahraj: Peredovije technicseszkije processzi v masinosztrojennyi. (Masgiz. 1950.)

Rikov: Rezervi insztrumentalnovo hozajsztva masinosztrojityelnovo zavoda. (Masgiz, 1950.)

Kilj: Elektroiszkrovij szposzob obrabotki metallov. (Sztanki i Insztrument, 1947. 12. sz.)

Valogyin: Elektroiszkrovaja obrabotka molotovich stampov. (Vesztnyik Masinosztrojenija. 1948. 6. sz.)

Ulityin: Elektroiszkrovaja zatocska i dovodka tvjerdoszplavnich rezcov. (Sztanki i Insztrument, 1950. 10. sz.)

Szeleznyev: Elektroiszkrovaja obrabotka metallov. Novije metodi raboti. (Koiz. 1949.)

Proizvodsztvo naszosz-forszunki Lenkarz—60. (Avtomobiljnaja i traktornaja promislennoszty, 1950. 8. sz.)

Ulickij: Anodno-mechanicseszkája zatocska tvjerdoszplavnovo insztrumenta. (Vesztnyik Masinosztrojenija. 1949. 3. sz.)

Szarbas: Prodolnaja anodno-mechanicseszkaja pila. (Sztanki i Insztrument. 1949. 11. sz.)

Kulcsijkij: Perenosznij apparat dlja pokrityija insztrumenta tvjordim szplavom. (Promislennaja Enyergetika. 1949. 8. sz.)

Szmirnov: Elektroiszkrovaja uprocsnyennye rezsuscsih insztrumentov. (Avtomobilnaja i traktornaja promislennoszti. 1950. 12. sz.)

Elektrouprocsnennye insztrumenta. (Sztanki i Insztrument, 1950. 12. sz.)

Prof. Vozdviszenszki: Vtroroje naucsno-technicseszkoje szovescsannye po elektricseszkim metodam obrabotki metallov. (Vesztnyik Masinosztrojenija. 1948. 9. sz.)

Kocsis László: Szikraforgácsolás alkalmazása esztergakés forgácstörőél bemunkálásánál. (Magyar Technika, 1950. 7. sz.)

Popilov: Elektroiszkrovaja obrabotka metallov. (Masgiz, 1950.)

Dr. Walther Burstyn: Elektrische Kontakte und Schaltvorgänge. (Springer, 1950.)

Gegecskori: Ekszperimentalnoje iszledovanije kanala iszkrovovo razrjada. (Zs. T. E. F. 1952. 4. sz.)

Williams: Theory of electric spark Machining, (Electr. Engineering, 1952. 3. sz.)

Jones: Cold emission of electrons in spark gaps. (Nature, 1951. 7. sz.)

Mandestam és *Rajszkij:* O mechanizme elektricseszkoj erozii metallov. (J. A. N. szerija fizicseszkaja, 1949. 5. sz.)

Fischer: Mechanizm of the spark breakdown. (Electr. Engineering 1950. 7. sz.)

HOZZÁSZÓLÁSOK

GILLEMOT LÁSZLÓ

Nézzük meg külön-külön, hogy mi a helyzet a villamos megmunkálások területén.

A legrégibb talán ezek körül az elektrolitikus polírozásnak nevezett eljárás. Ez ma többé-kevésbbé elméletileg és gyakorlatilag egyaránt tisztázott kérdés. Ipari jelentőségét némileg csökkenti az a körülmény, hogy időközben, az 1950-es években sikerült kidolgozni nemcsak az elektrolitikus, hanem a tisztán kémiai polírozási eljárásokat, amelyek iparilag hasznosabbaknak bizonyultak. Természetesen ez nem jelenti azt, hogy a villamos polírozás kérdésével nem kell foglalkoznunk. Legfeljebb jelentősége csökkent kis mértékben.

Lényegesen más azonban a helyzet a többi három eljárás területén. Az anódmechanikus köszörülés ipari szempontból jelentős értékű és éppen az előadónak, valamint munkatársainak működése révén itt néhány ponton már ipari gyakorlatról is beszélhetünk. Teljesen el vagyunk azonban maradva az ipari bevezetés terén a villamosforgácsolásnál annak ellenére, hogy ennek kutatása a szovjet példa nyomán — mint erre Koncz dr. rá is mutatott — igen korán kezdődött meg Magyarországon. A villamos szikrabevonatok kérdésében szintén az előadó és munkatársai által elért eredmények folytán a helyzet valamivel kedvezőbb, de még itt sem mondhatjuk azt, hogy ipari eredményeink kielégítőek.

Amíg egyik oldalról a villamos szikramegmunkálás rengeteg technikai problémája is nyitott feladat, a másik oldalon elméletileg is sok nyitott kérdés van. Addig nem tudunk jelentős eredményt elérni, amíg a kutatás a jelenleginél jóval szélesebb körben meg nem indul. Itt bátor volnék egy-két példával rámutatni arra, hogy mire gondolok.

Az ipari alkalmazás területén a szerszámkészítésnél éppen a szikraforgácsolás tudna döntő változást előidézni. A villamos szikraforgácsolás gazdaságos hatásfokkal éppen a keményfémek területén alkalmazható, amelyeket más eszközökkel meg sem lehet munkálni. A szerszámkészítést a villamos szikraforgácsolás révén, azt lehet mondani, új alapokra lehetne helyezni. A munkamenet lényegét abban foglalnám össze, hogy a szerszámot nem kell mindig edzetlen állapotban megmunkálni, utána edzeni és utánköszörüléssel, vagy csiszolással megmunkálni, mivel a villamos szikraforgácsolást edzett állapotú anyagokon is végre lehet hajtani, sőt mint a vágókísérletek mutatják, anélkül, hogy az edzés hatását a villamos megmunkálás rontaná.

Ez a látszólag egyszerű feladat is még egész sor technikai mérést igényel. Így pl. még ma is teljesen tisztázatlan az az egyszerű kérdés, hogy adott méretű lyuk fúrásánál az elektróda-átmérőtől és az áramviszonyoktól hogyan függ a keletkezett lyukméret. Még tisztázatlanabb az, hogy ha az anyagot nem kell átfúrni, hanem csak egy bizonyos méretű furatot kell benne készíteni, az elektródafogyás miatt hogyan lehet ezt pontos mélységre beállítani.

Amint egyik oldalról a gyakorlati technológusok közreműködését tartom nélkülözhetetlennek, addig a másik oldalról ugyanúgy szükségesnek tartom a még hiányzó elméleti kérdések tisztázásába a fizikusok közelebbi bekapcsolását annál is inkább, mert a villamos szikramegmunkálás elméletének kidolgozása és továbbfejlesztése nemcsak az előadó által ismertetett villamos megmunká-

lási kérdéseknél, hanem a Morvay György hozzászólásában is említett, kapcsolószerkesztési feladatoknál is döntő fontosságú.

Ezekután a teendőket bátor vagyok ebből a két szempontból összegezni, kiegészítve még egy harmadikkal. A villamos szikramegmunkálás tudományága nemcsak nálunk, de külföldön sem tekint vissza túlságosan régi multra. Lazarenkónak, a szikraforgácsolás kezdeményezőjének kutatásai az 1948-as években váltak ismeretessé és tudomásom szerint maga is csak néhány évvel ezelőtt a publikációja előtt kezdte meg a kutató munkát.

Egy ilyen fejlődésben lévő, új tudományág megérdemelné, hogy a tudományos utánpótlásról is gondoskodjunk annál is inkább, mert Magyarországon ma alig néhányan foglalkoznak villamos szikraforgácsolással. Ezért bátor vagyok a Kongresszus elé olyan értelmű határozati javaslatokat terjeszteni, hogy javasoljuk a villamos szikraforgácsolási kísérletek kiterjesztését és továbbfejlesztését, elsősorban abban az irányban, hogy az ipari bevezetésükhöz szükséges további anyagok rendelkezésre álljanak.

A Kongresszus javasolja továbbá, hogy a kijelölendő tervező intézet mielőbb készítse el ipari célokra alkalmas villamos szikraforgácsoló sorozatkészülék tervét és ez legalább 10 példányban kerüljön gyártásra.

HOFFMANN TIBOR

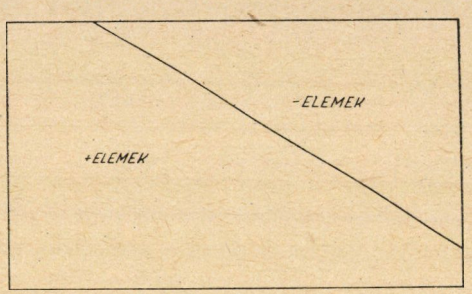
Az előadó az elektrolitikus polírozás egyes kérdéseinél futólag említette a fém szerkezetéről alkotott képet. Ezt szeretném kissé kibővíteni, mert átértése sokat jelent számos technológiai probléma helyes megfogásánál. Eszerint a fémkristály rácspontjaiban *mindig* pozitív ionok ülnek és a negatív elektronok szabadon mozognak a fém terében. Elektronok nélkül a pozitív ionok taszítása szétrobbantaná a fémet, az elektronok jelenléte szolgáltatja tehát a fém kötési energiáját, a fém szilárdságát. Ha nagyon sok elektront eltávolítanánk a fémből, a visszamaradt pozitív ionok közötti taszítást semmi sem kompenzálná s így ez a taszítás maradéktalanul érvényesülve, abban nyilvánulna, hogy a pozitív ionok kilöknék egymást a fémből. Gyakorlatilag eddig ilyen nagymennyiségű elektronelvonást nem lehetett létesíteni, legfeljebb helyileg, éppen a csúcskisülések, a szikraforgácsolás, stb. eseteiben.

A töltéselvonás nélküli pozitív ionkilépés, amit a szerző említ, csak viszonylag nagy hőmérsékleten lép fel. Világos, hogy az egyensúlyi helyzet beálltáig (tehát külső potenciál nélkül) minden körülmények között a következő történik: a fém negatívabb lesz az elektrolitban vele szemben elhelyezkedő pozitív ionréteghez képest. Ez az ionréteg éppen a fém negativitása miatt eléggé szoros réteget képez a fém felületén, oda van kötődve. Amint a fém pozitív potenciált kap, a kötés oka, a fém negatívabb volta, megszűnik és a pozitív ionok elhagyják a felületi réteget. Negatív potenciál esetében fordított a helyzet, ekkor a pozitív ionrétegből az ionok nagy része lerakódik a fémre, az elektróda tömege nő. Mindkét esetben az elektrolitba menő, illetve lerakódó ionok száma független a hőmérséklettől, de függ a ráadott potenciáltól. Ellenben a potenciál növelésével elérhető *maximális* ionáram a hőmérséklet növekedésével növekszik. A gyakorlatban ezt a maximális ionáramot általában még meg sem tudjuk közelíteni, legfeljebb erősen hűtött kisüléseknél érhető el a fenti telítési jelenség.

Az elektródák passzivitásának kérdéséhez annyit akarok hozzáfűzni, hogy ezt a jelenséget felhasználták már régen szaggatott egyenáram létesítésére az ú. n. Wehnelt-féle szaggatóban. Ebben tűalakú platinaelektródának csak a hegye nyúlik bele a porcellánszigetelő-ágyazásból az elektrolitba. Bizo-

nyos áramáthaladás után a csúcson szigetelő oxidréteg keletkezik, az áram megszűnik. A feszültség azonban ezzel megnő és csakhamar átüti az oxidréteget, az áram újból megindul a telítésig. Ez a folyamat periódikusan játszódik le. Periódusát a benyúló platinacsúcs hosszával szabályozhatjuk. Az anódmechanikus eljárások magyarázatának alapját képező jelenség tehát igen régi tapasztalatokon alapszik.

A Wehnelt-szaggató működésének fenti leírása azonban nagyon hiányos. Igen lényeges szerepe van ugyanis az egész jelenség lefolyásában a platinaelektróda körüli rétegek halmazállapotváltozásának, tehát a termikus jelenségeknek. Ugyanaz a helyzet az elektromos megmunkálások vizsgálatánál is. Nem lenne teljes a vizsgálat, ha az elektromos szempontok mellett nem tárgyalnánk részletesen a szintén igen lényeges termikus szempontokat is. Örvendetes, hogy a szerző ezeknek a fontosságát igen erősen hangsúlyozza, de szükséges lenne ezeket kvantitatíve is belevenni a meggondolásokba. Elismerem, hogy



egy rövid előadás keretében mindenre nem lehet kitérni, mindenesetre ennek a fontosságára azonban fel akarom hívni a figyelmet.

Végül a szerzőnek a negatív ionoknak a szikraforgácsolásra való befolyásáról alkotott véleményéhez szeretnék hozzászólni. A szerző azt állítja, hogy a negatív ionoknak *különös oknál fogva* nagy a mozgékonyságuk. Ebben semmi csodálatos nincs. Ha ugyanis ránézünk a periódusos rendszerre, látjuk, hogy a negatív ionokat képező elemek a felső jobb sarokba szorultak (ábra). Viszont a felső sorok jóval kisebb tömegű atomokat tartalmaznak, mint az alsók. Világos tehát, hogy általában a negatív ionok tömegei kisebbek a pozitívokénál és így a mozgékonyságuk nagyobb. Ez azonban nem jelenti azt hogy nagyobb energiát lehetne belőlük a forgácsolásnál nyerni. Igaz, hogy sebességük adott feszültségnél nagyobb lesz, de energiájuk, mely végső fokon a forgácsolásnál szerepet játszik, ugyanakkora marad, akár nagy tömegű, de lassú, akár kis tömegű, de gyors ionokkal dolgozunk. Mindezen meggondolás ellenére helyes a vizsgálat ilyen irányú kiterjesztése, mert a szekundér effektusok kedvezőbb jelenségeket mutathatnak negatív ionbombázás esetében.

KONCZ ISTVÁN

Bár egyes elméleti kérdésben nem vagyok a szerzővel egy véleményen, szeretném kihangsúlyozni, hogy ma még vitatható és vitatott az alapjelenségek nagy része, illetőleg ezek magyarázata.

Az előadó szerint a szikraforgácsolásnál az elektródák közötti tér átütése az elsődleges folyamat és egész okfejtését ezen az alapon vezeti le. Ugyancsak

ez képezi a magját Williams elméletének és méréseinek is, aki ténylegesen néhány mikron távolságú légrés egyszeri átütésével állapította meg mérési pontjait. Ugyanakkor saját kísérleteim szerint lazán egymásra támaszkodó két elektróda megfelelő impulzus hatására ugyanígy adja a forgácsolást jellemző krátert. Tehát mind a két lehetőség — mint a forgácsolási folyamat kiinduló lehetősége — fennáll. Annak idején a szikraforgácsolási jelenségek vizsgálatára végzett méréseimnél többször előfordult, hogy az áramerősség oszcillogrammja egy szabályosan csillapodó rezgés képét mutatta ívesés nélkül, ami önmagában munkavégzés-nélküli folyamatot mutat, amit különösen alátámaszt az is, hogy ezeknél a felvételeknél mérhető logaritmikus dekrementum a körállandókból számítottal nagyságrendileg egyezik. Ugyancsak a forgácsteljesítmény mérése ilyen jellegű áramgörbék felépítésekor feltűnően kis értéket adott. Esetleg azt lehetne feltételezni, hogy ezek az áramgörbék a rezgő elektróda leragadásából származnak, ez azonban azért lehetetlen, mert leragadás esetén a kondenzátor nem töltődhet fel, tehát a kezdő áramimpulzus sem alakulhat ki. Bizonyítottnak vehető tehát, hogy egyes esetekben érintkezés jön létre anélkül, hogy ezt kisülés előzte volna meg. Az az ellenvetés lehetséges, hogy az oszcillográf felbontó képessége nem volt elegendő annak bizonyítására, hogy a kezdeti millimikrosecundum nagyságrendű időkben előkisülés nem jött létre, azonban az előkisülés feltétlenül energia-fogyasztással jár, ami viszont a logaritmikus dekrementum értékében azonnal jelentkezik és mint ilyen, már jól mérhető és kimutatható. Ezeknél a kisüléseknél ezért fel kell tételezni, hogy valamilyen okból, ami pl. egy túl nagy érintkező felület lehet, az áram áthaladásakor az elektródákon változás nem történt.

Normális munkavégzéssel járó kisüléseknél a kisülési áram rendszerint az első áramcsúcspont után jellemző törést mutat és csak ezután a pont után következik be a csillapítás hirtelen növekedése. Ezek az oszcillogrammok feltűnően hasonlítanak vékony drótok átolvadásánál nyert felvételekhez, ahol tehát előbb létezett a vezető összeköttetés és csak utána olvadt át az összekötő drót. Abból, hogy ezek a töréspontok gyakorlatilag mindig az első áramcsúcsérték után jelentkeznek, jogosan következtethető, hogy nem az áram abszolút csúcsértéke, hanem egy maximális munka az, amelynek teljesítése után az összeköttetés megszakad, tehát a kisülés bekövetkezik. Az utóbbi időben gyorsan lejátszódó folyamatok fényképezésére használt, úgynevezett robbanó drótok — amelyek lényegében egy vékony vezetővel áthidalt szikraköz impulzusszerű átütéséből állanak — áramgörbéiről kapott felvételek ugyanazt az áramfejlődési görbét mutatják. Saját kísérleteink is a hasonlóság fennállását bizonyítják. Ezzel kapcsolatban megemlítem azt is, hogy ilyen vékony drót — tehát ugyanígy kis keresztmetszetű vezetőhíd — gyors és nagyteljesítményű áramlökés által történő átolvadásakor olyan méretű energiasűrűség lép fel, amely meghalad minden eddig ismert, mesterségesen előállított energiakoncentráció értéket. Ennek kísérleti bizonyítékát nemrég szolgáltatták robbanódrótok elpárolgásával kapcsolatban jelentkező radioaktív folyamatok kimutatásával. Az energiasűrűség nagyságrendileg ilyen esetekben 10^{12}W/mm^3 nagyságrendben mozog. Ez sok nagyságrenddel nagyobb, mint ami bármely ismert ívkisülésben elérhető. A fentieket összegezve, a forgácsolás mechanizmusát igen kis köbtartalmú vezető híd elolvadása, illetőleg robbanásszerű elgőzölgése adja.

Véleményem szerint csakis az áram és feszültség viszonyának egyidejű és igen nagy időbeli felbontóképességű berendezéssel történő mérése adhat választ arra, hogy az itt felvetett elgondolás helytálló-e? Ezért a fent vázol-

takat kérem, csak mint egy lehetséges magyarázatot felfogni és semmiesetre sem akarok elegendő tárgyi bizonyíték nélkül új elméletet felépíteni.

Az ívenergia viszonyainak az előadó által használt, igen érdekes tárgyalásához csak azt a kételyt szeretném hozzáfűzni, hogy az általa használt 14 és 15-ös képletek alkalmazhatóak-e a jelenségek kritikai tárgyalására? Ugyanis amennyiben minden energiaveszteséget elhanyagolunk és a vezetőcsatorna átmérőjét a kezdeti időben állandónak vesszük, úgy a 14-es képlet feltétlenül használható. Ez az elhanyagolás azonban nem tartható fenn a kisülés egész időtartama alatt. A kisülés folyamán azonban ez feltétlenül változni fog, tehát a 15-ös képletben legalább a kisütő csatorna átmérőjét kell változónak felfogni. A szikraköz vezetőképessége egy, úgyszólván rövid időre befagyasztott állapotban állandónak vehető, de semmiesetre sem vehető az összes tényező állandónak a kisülés egész időtartama alatt. Tudjuk, hogy a villamos kisülések időbeli felépítésének szempontjából a 10^{-8} mp nagyságrendű idők már nem elhanyagolhatóak. Ha az energetikai viszonyokról tényleges képet akarunk kapni, ennek kiinduló pontja nem ennyire vázlatos egyenlet, hanem az Ellenbaas—Heller-féle differenciálegyenlet kellene legyen, sajnos nem is az eredeti, hanem a konvekciós taggal kiegészített formájában. Hatalmas matematikai apparátussal a kérdés így tárgyalható lenne, azonban ismeretes, hogy a teljes egyenletrendszer stacionárius folyamatokra alkalmazva sem tud ma még teljes quantitatív képet adni.

Az előadó által említett és egész új meggondolásokra alkalmat adó lehetőség, amely szerint a katódporlasztás és a villamos szikraforgácsolás között kifejezett hasonlóság látható, szerintem az előadás elméleti szempontból legtermékenyebb megállapítása és valószínűleg igen jó kiindulási pontot szolgáltat további vizsgálatokhoz.

BARNA GYÖRGY válasza a hozzászólásokra

Koncz István felszólalásához azt szeretném hozzátenni, hogy azt az elméletet, amelyet felvetett, az újabb szovjet kutatások egyrésze igazolja és ugyancsak hasonló úton jár, míg másrésze viszont tagadja ezt az elgondolást.

Amit Koncz említett, hogy csak rövid időpillanatig érvényes alapképletből indulok ki, helyesnek tartom, de meg kell mondanom azt is, hogy komolyabb matematikai apparátussal nem rendelkezem és egyelőre meg kell elégednem azzal, ami talán csak kvalitatív elgondolásom, hogy megpróbáljam a jelenséget szűk intervallumon belül leírni.

A többi kiegészítést is köszönöm. Nagyon értékesnek tartom azt az útmutatást, hogy az anódmechanikus tükrösítésnél figyelembe kell venni a termikus hatásokat és ugyanez vonatkozik a termikus állandó és a két időállandó közötti összefüggésre is. A negatív ionok nagyobb mozgékonysága szempontjából egyébként is említettem, hogy a különbségek nemcsak ezzel magyarázhatók.

A szekundér folyamatokat alaposabban kellene vizsgálni. A nagyobb mozgékonyságot nem próbáltam magyarázni, csupán felvetettem, mint egyik különös jelenséget, ami esetleg szintén hozzájárulhat az elmélet tisztázásához. Abban tökéletesen egyetértek, hogy az energiatartalom a mozgékonyságtól függetlenül állandó. Hogy az anyagvándorlás iránya mégis irányított, ettől függetlenül nyitott kérdés.

Morvay György javaslatát, hogy a kutatás a szikrajelenségek kézbentartását terjessze ki a kapcsolókra, fontosnak tartom, bár azt gondoltam, hogy ebből a szempontból a villamos ipar jóval előbbre van, mint a villamos megmunkálás, mert utóbbi sokkal fiatalabb.

FÉMEK FORGÁCSOLÁSÁNÁL FELLÉPŐ ÖNGERJESZTETT LENGÉSEK

JIŘÍ TLUSTÝ

Az öngerjesztett lengés a szerszámgépekkel történő fémmegmunkálás egyik legfontosabb problémája. A kérdés megoldásával kapcsolatos munkát eddig majdnem egyedül csak a szovjet kutatók végezték.

A kérdés jelenleg még nincs megoldva. Áttanulmányoztuk az erre vonatkozó szovjet irodalmat, és már közel három éve azon igyekszünk, hogy az ezen munkák alapján megkezdett úton tovább jussunk. Igen sok időt szenteltünk már a kérdésnek, és több napig tartana, ha mindazt el akarnám mondani, amit ezzel kapcsolatban végeztünk. Itt csak a legjelentősebbet szeretném röviden ismertetni.

Különböző szerszámgépeknél egyes esetekben igen erős lengések léphetnek fel a fémek, különösen pedig az acél forgácsolása közben. A szerszám és a munkadarab viszonylagos lengései következtében változik a forgács vastagsága, a forgácsoló erő periódikusan változó jelleget kap, és a megmunkált felületen jellegzetes hullámok keletkeznek. Példa erre az 1. kép, mely vésőgéppel, a 2. kép, amely esztergával, és a 3. kép, mely shaping géppel megmunkált felületeken előállott, öngerjesztett lengés nyomait mutatja. A forgács a lengések következtében általában részekre nyíródik szét. (4. kép.)

Az ilyen lengés legjellegzetesebb tulajdonsága, hogy rezgésszámát nem külső, periódikus erőhatások frekvenciája határozza meg, hanem a szerszámgép valamely részének sajátfrekvenciájához van közel. Tehát nem gerjesztett lengésről van szó, hanem az úgynevezett öngerjesztett lengésről, mint azt a szovjet kutatók ezelőtt 10 évvel megállapították.

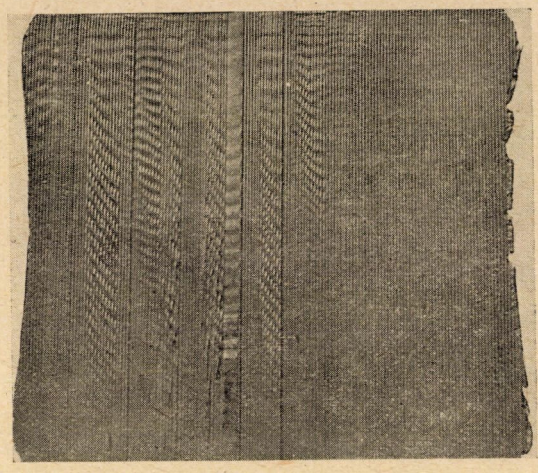
Mielőtt a fémek megmunkálásánál tapasztalható jelenséget közelebbről ismertetném — a témakör rövid bevezetéseként — néhány szót szeretnék szólni az öngerjesztett lengésekről általában, éspedig a kérdést egyszerűsítve, az egy-szabadságfokú lengőrendszerrel kapcsolatban. (5. ábra.)

Ilyen rendszert kapunk, ha egy s^* merevségű rúgó végére tömeget erősítünk. Ha e tömeget középhelyzetéből x_0 távolságnyira kimozdítjuk, majd

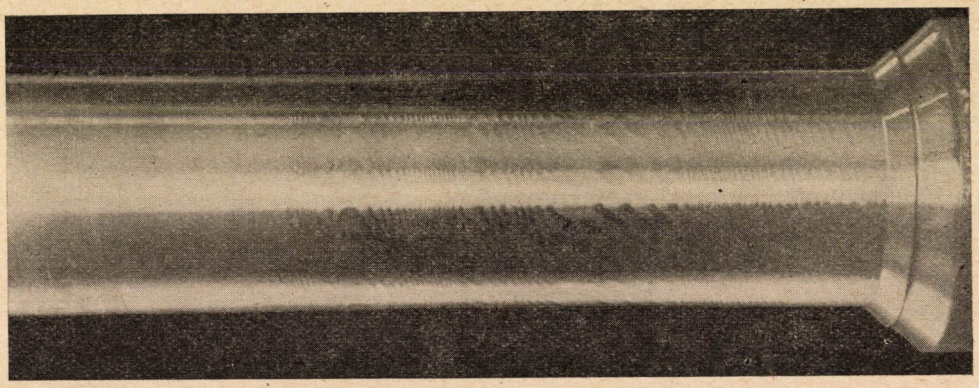
* E cikkben Tlustý mérnök - a magyar szakirodalomban használatos rúgóállandó c helyett annak reciprokát — a merevséget s használja; s dimenziója kg/cm (a lektor megjegyzése).

magára hagyjuk, a rendszer sajátlengéseket végez. Az erők egyensúlyát kifejező mozgásegyenletet a következő alakban írhatjuk fel:

$$m \cdot \ddot{x} + s \cdot x = 0$$



1. ábra



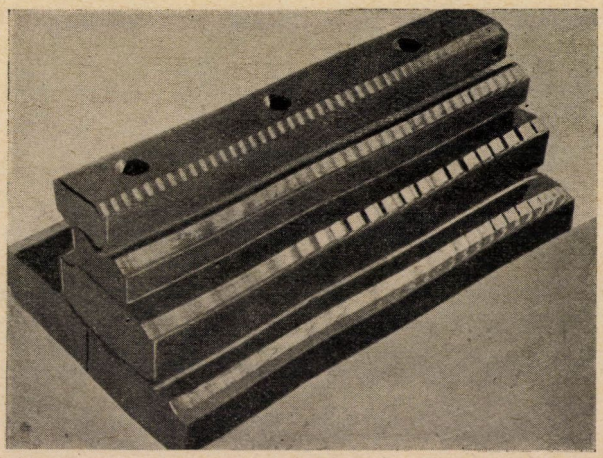
2. ábra

Ennek az egyenletnek a megoldása a harmonikus lengőmozgás:

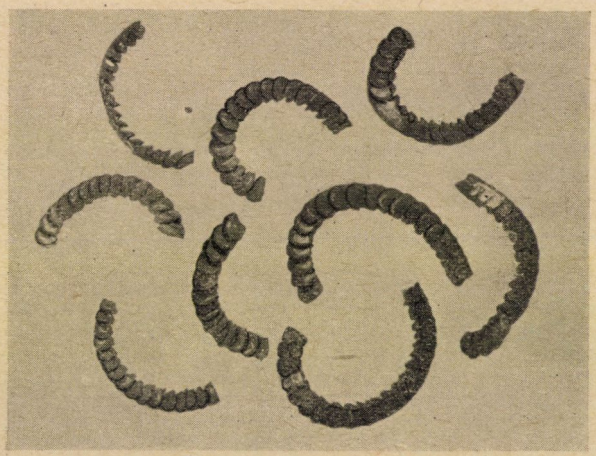
$$x = x_0 \cos qt \ ,$$

ahol

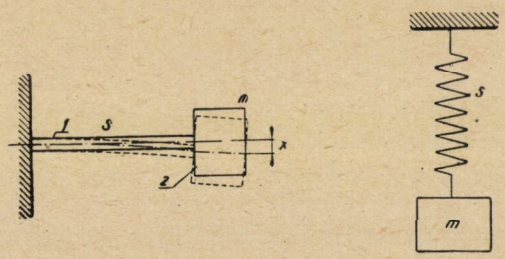
$$q = \sqrt{\frac{s}{m}}$$



3. ábra



4. ábra



5. ábra

a rendszer vetítő szögsebessége és

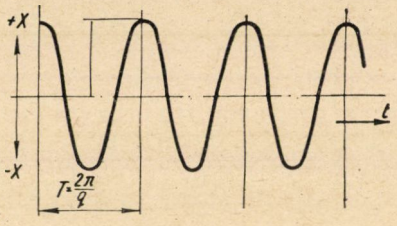
$$f_e = \frac{q}{2\pi}$$

a rendszer sajátfrekvenciája.

Itt csillapítás nélküli szabad lengésről van szó. A mozgás időbeli lefolyását a 6. ábra szemlélteti.

Ilyen mozgás a valóságban nem létezik, ugyanis mindig van valamilyen csillapítás. Tehát az erők egyensúlyi egyenletébe a csillapító erőt is fel kell venni. A lengési problémák matematikai tárgyalhatóságának érdekében a csillapító erőt a következő kifejezéssel szokás figyelembe venni :

$$P_{\perp} = -c \cdot \dot{x} ,$$



6. ábra

itt feltételezzük, hogy a csillapító erő a mozgás sebességével arányos. A valóságban a csillapító erő nem felel meg pontosan ennek a kifejezésnek, ugyanis ez csak viszkózus folyadék-csillapítás esetén jó. Ezen alak használata esetén lineáris differenciálegyenletet kapunk, és ezzel a valóságtól való eltéréssel a csillapított lengések sok esetét meg lehet világítani. Írjuk fel tehát ilyen csillapított lengőrendszer mozgásegyenletét :

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + s \cdot x = 0$$

Az egyenletet $x = C \cdot e^{rt}$ megoldás helyettesítésével

$$r^2 + \frac{c}{m} \cdot r + \frac{s}{m} = 0$$

alakba írjuk át.

A fenti differenciálegyenlet karakterisztikus egyenletének gyökei :

$$r_{1,2} = -\frac{c}{2m} \pm i \sqrt{\frac{s}{m} - \frac{c^2}{4m^2}} .$$

r-re két konjugált komplex gyököt kaphatunk, de lehet az egyenletnek két valós gyöke vagy esetleg egy kettős megoldása. A minket legjobban érdeklő első eset a

$$\frac{c^2}{4m^2} < \frac{s}{m}$$

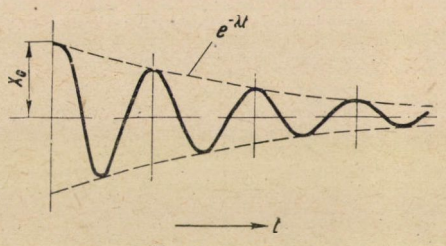
feltétel esetében áll fenn.
Ekkor az egyenlet megoldása:

$$x = x_0 e^{-\lambda t} \sin qt,$$

ahol

$$\lambda = \frac{c}{2m} \quad \text{és} \quad q = \sqrt{\frac{s}{m} - \frac{c^2}{4m^2}}.$$

Itt csillapított lengőmozgásról van szó, melynek időbeli lefolyását a 7. ábra mutatja.



7. ábra

Vegyünk fel most egy erőt, mely az egyszerű lengőrendszer tömegének mozgása közben lép fel, annak sebességével arányos, értelme pedig a mozgás értelmével megegyező:

$$P = + c \cdot \dot{x}.$$

Ekkor az

$$m\ddot{x} - c\dot{x} + sx = 0$$

mozgásegyenlet első deriváltat tartalmazó tagjának előjele negatív.

A mozgásegyenlet megoldása az előzőhöz hasonlóan:

$$x = x_0 e^{\lambda t} \cdot \sin qt.$$

A mozgás időbeli lefolyását a 8. ábra mutatja. E lengést öngerjesztett, vagy negatív csillapítású lengésnek nevezzük.

Pontosan ilyen mozgás a valóságban szintén nem létezik, ugyanis a gyakorlati esetekben a lengés amplitudója nem növekedhet a végtelenségig.

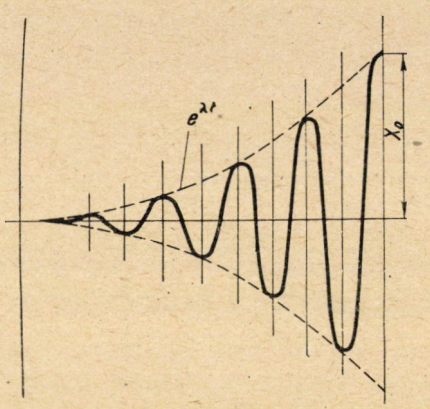
A levezetett egyenlet szerinti mozgás és a valódi öngerjesztett lengés közötti különbséget a probléma linearitásának érdekében bevezetett egyszerűsítés okozza.

Ha a csillapító erőt nem lineáris alakban írjuk fel, például:

$$P_s = c_1 \dot{x} - c_2 \dot{x}^3,$$

akkor a mozgásegyenlet megoldása a legtöbb gyakorlati esetben jól egyezik a valóságos öngerjesztett lengésekkel.

A nemlineáris differenciálegyenleteket általánosságban megoldani nem lehet. Ezért eljárást kellett kidolgoznunk, melynek segítségével — egyes



8. ábra

speciális esetekben — a numerikus együtthatójú, nemlineáris differenciálegyenleteket meg lehet oldani, illetve közelítő megoldásokat kellet találnunk arra az esetre, amikor az egyenlet nemlineáris tagja a többi taghoz képest kicsi.

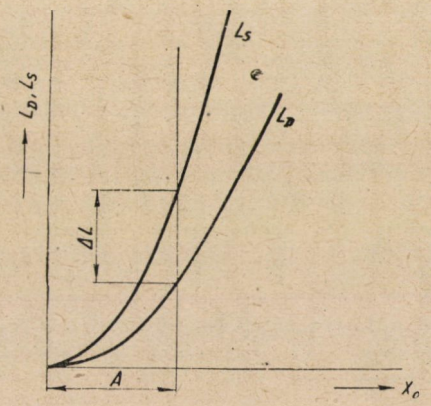
Problémánk megvilágítására elegendő az öngerjesztett lengéseket egyszerű energetikai módon tárgyalni. Tételezzük fel, hogy a lengőrendszerre külön csillapító erő P_d és negatív csillapító erő — öngerjesztő erő — hat. Ha mindkét erő lineáris:

$$P_d = -c_d \cdot \dot{x}\,; \quad P_s = +c_s \cdot \dot{x}$$

és $c_s > |c_d|$, akkor növekvő amplitudójú, színuszos lengés következik be. Rezgés közben mindkét erő munkát végez. Az öngerjesztő erő energiát táplál a rendszerbe, míg a csillapító erő energiát használ fel. Rajzoljunk diagrammot, melyben függőlegesen a két erő egy ciklus alatt végzett munkáját, vízszintesen pedig a rezgés amplitudóját vigyük fel (9. ábra).

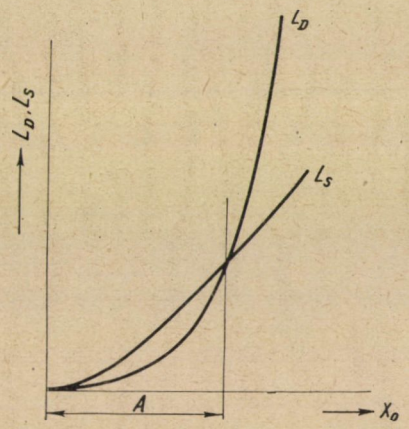
Ha egy pillanatban a rendszer lengéseinek amplitudója A, akkor a csillapítás L_{dA} munkát emészt fel, ugyanakkor a rendszerbe betáplált energia L_{sA} (egy

ciklus alatt). Az energiák ΔL különbsége a rezgés amplitudójának növelésére fordítódik. Ha a P_d és P_s erők kifejezése nem lineáris, akkor az energiadiagramm például a 10. ábra szerinti is lehet.



9. ábra

Ha a rendszer A-nál kisebb amplitudóval leng, akkor az öngerjesztés munkája nagyobb a csillapítás munkájánál, a lengés amplitudója tehát növekszik. Ez addig tart, míg a rezgés amplitudója az A értéket el nem éri. Ebben



10. ábra

a pillanatban energia-egyensúly van és a lengés tovább állandó A amplitudóval folytatódik.

A természetben is megfigyelhetünk öngerjesztett lengéseket: így leng a hegedű húrja, ha azon a vonót végighúzzuk. Így rezeg a kréta, ha a mozgás irányával ellentétesen megdöntve végig tóljuk a táblán. Az ajtó csikorgása is öngerjesztett lengés. Az ismertetett példáknál az öngerjesztő erőt súrlódás

szolgáltatta. További példák öngerjesztett lengésekre: a telefondrót lengései a szélben, a vízvezeték szelepének lengései stb.

A szerszámgép — egészét tekintve — egy sor lengőrendszerből áll, melyek együttesen sok szabadságfokú lengőrendszert alkotnak. A különböző szerszámgép-típusoknál az egyes részeket majdnem egymástól független rendszereknek lehet tekinteni. Így például az esztergapadnál beszélhetünk a munkadarab lengőrendszeréről (munkadarab, tokmány, főorsó, csúcsok, szegnyereg), a a szerszámrendszerről (késtartó és szánok), az ágy rendszeréről és a hajtószerkezet torziós rendszeréről (munkadarab, tokmány, főorsó, fogaskerekek, tengelyek és a motor forgórésze).

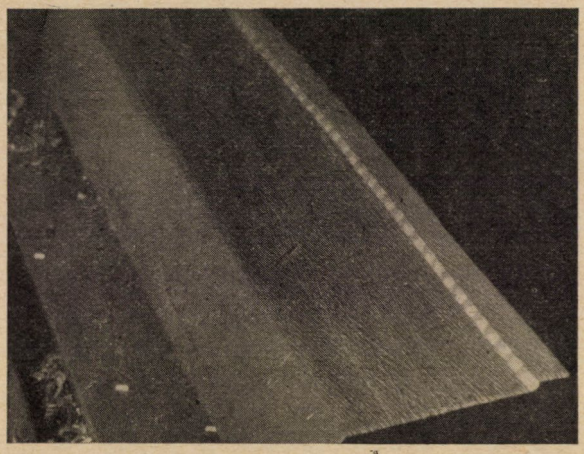
A forgácsolásnál fellépő öngerjesztett lengés frekvenciája mindig közel van a gép valamelyik rendszerének saját frekvenciájához. E rendszert az öngerjesztett lengés vezérlő rendszerének nevezzük. A szerszámgépek egyes típusainál jellegzetes vezérlő-rendszerek vannak. Esztergapadnál a munkadarab-rendszer a vezérlő rendszer, vízszintes marógépnél a gép karja, homlokmarónál a szerszámrendszer, stb. Ha a vezérlőrendszer sajátfrekvenciáját megváltoztatjuk — például az esztergált munkadarab súlyának változtatásával, akkor a megmunkálásnál előálló öngerjesztett lengés frekvenciája is megváltozik.

A rezonanciarezgés még erősíti a megmunkálásnál előálló öngerjesztett rezgést. Ezt az okozza, hogy a szerszám a munkadarabnak azon hullámos felületébe vág, melyet az előző fordulat alkalmával (esztergapadnál), vagy az előző löket alkalmával (vésőgépnél), vagy az előző fog (marásnál) munkált meg. Az előző vágás következtében a felület hullámos maradt. Ezeknek frekvenciája — az időben mérve — megegyezik az öngerjesztett rezgés frekvenciájával, tehát közel van a vezérlőrendszer sajátfrekvenciájához. Ha a szerszám az így hullámosított felületről forgácsot vesz le, akkor a forgács változó keresztmetszetű. Ennek következtében a forgácsoló erő is periodikusan változó és az egész rendszert rezgésre kényszeríti. Mivel a forgácsolóerő frekvenciája közel van a rendszer önrezgésszámához, rezonancia-lengésekről beszélhetünk. A rezonanciára jellemző, hogy a gerjesztő erő és a lengés kitérése között a fázisszög $90° = \frac{1}{4}$ hullámhossz. Ezt a fáziseltérést a megmunkált felületen is megfigyelhetjük. (11. ábra.) Itt az egymást követő fogásoknál előálló hullámok negyed hullámhosszal eltolódnak.

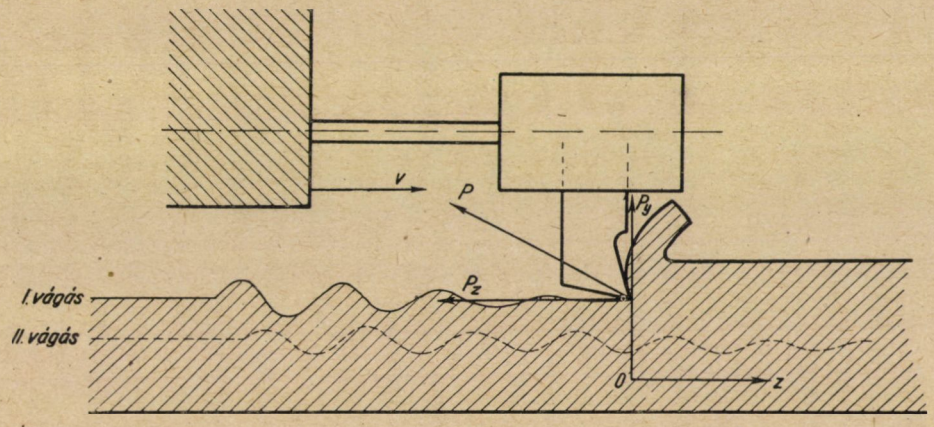
Lengések létrejötte szempontjából mindig figyelembe kell venni azt a körülményt, hogy a szerszám mindig az előzőleg megmunkált felületbe vág. Megtörténhet, hogy a rendszer — az első fogásnál — véletlenségből kitérést kapott, ennek csillapított lengés a következménye (12. ábra). A második fogásnál — a rezonancia következtében — a rezgés erősödhet, a harmadik fogásnál még jobban stb. E kérdést matematikailag is megvizsgáltuk. A megoldás matematikai szempontból igen érdekes, azonban kissé bonyolult. Itt csak azt

az eredményt ismertetem, hogy ilyen rezgés csak igen kis csillapítású lengőrendszernél következhet be, mely a szerszámgépeknél nem fordul elő.

Az öngerjesztett lengést elsődleges, a gerjesztett rezonancia-lengést pedig másodlagos jelenségnek kell tekintenünk. Az utóbbi befolyása jelentősebb.



11. ábra



12. ábra

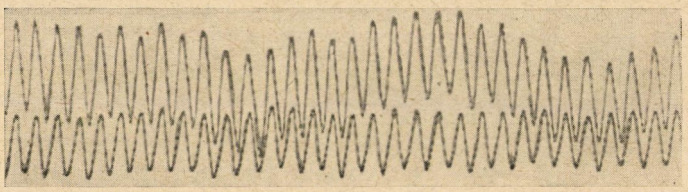
A megmunkálásoknál fellépő öngerjesztett lengés igen káros jelenség. Káros voltát az mutatja, hogy a szerszámgép egyes részeinek igénybevétele jelentősen megnő, a megmunkált felületen pedig meglehetősen nagy hullámok maradnak.

A vezérlőrendszer egyes részeinek fokozottabb igénybevételét a periodikus alakváltozás okozza. Ez az alakváltozás sokkal nagyobb értéket is elérhet, mint amelyet nyugodt forgácsolás mellett a forgácsolóerő okoz. Ezt az igénybe-

vételt úgy fejezzük ki, hogy a periodikusan változó deformáció amplitudójából és a hozzátartozó alkatrész merevségéből kiszámítjuk annak az erőnek a nagyságát, mely ugyanakkora statikus alakváltozást okozna. Jelöljük ezt az erőt P_{dyn}-nel. Hasonlítsuk össze a P_{dyn} erő nagyságát azzal az erővel, mely nyugodt forgácsvétel mellett — azonos forgácsolási feltételek esetén — ugyanarra a részre hatna. Ennek jele $P_{stat.}$. A kettő viszonya :

$$z = \frac{P_{dyn}}{P_{stat}}$$

kifejezi a gépalkatrész igénybevételének megnövekedését az öngerjesztett rezgés következtében. A z szám azonban nem fejezi ki teljes mértékben az öngerjesztett lengés veszélyességét a vezérlőrendszerbe tartozó gépalkatrészek szilárdságára és élettartamára vonatkozólag. Lengés közben a terhelés módja az úgynevezett váltakozó terhelés, melyre sokkal kisebb a megengedhető feszült-



13. ábra. Tiszta öngerjesztett rezgés forgácsolásnál.
Felső görbe : függőlegesen a nyeregszegnél. $2A = 96\ \mu$.
Alsó görbe : függőlegesen az orsónál. $2A = 50\ \mu$.

ség, mint nyugvó terhelésre. Ez függ a gépalkatrész kialakításától (ügyelni kell a bemetszések befolyására) és anyagától.

A gép vezérlőrendszerhez nem tartozó részeinek igénybevétele úgy számolható, hogy ezeket közel olyan váltakozó erőhatás terheli, mely a váltakozó keresztmetszetű forgács eltávolításához szükséges.

Ha az öngerjesztett lengések következtében a gép egyes részein túlterhelés mutatkozik, akkor félő, hogy a gép megsérül, vagy élettartama megrövidül. Az öngerjesztett lengések elkerülése érdekében a legtöbb esetben kisebb teljesítménnyel kell megmunkálnunk.

Hogy az öngerjesztett lengések káros voltát jobban el tudjuk képzelni, néhány példát mutatunk be. Különböző gépekre meghatároztuk a z szám értékét, ez a gép főrendszerének egyes részeiben az igénybevétel megnövekedését jellemzi.

1. példa. Egyetemes esztergapad, csúcsmagasság 250 mm, motorteljesítmény 8,5 kW. Munkadarab ∅ 140 mm, hossza 400 mm, befogás : tokmány és álló csúcs. Vágósebesség : $v = 45$ m/perc. Szerszám : keményfém beszúrókés ; szélessége : $t = 4$ mm, előtolás : 0,15 mm/ford.

A gép terhelése — tiszta forgácsolásnak megfelelően 0,8 kW. A munkadarabon lengéseket mértünk vízszintes (y) és függőleges (z) irányban. A 13. ábrán a munkadarab két különböző helyén felvett y irányú lengés képét láthatjuk.

Mérési adatok :

a rezgések frekvenciája $f = 147$ Hz ; amplitudók : a munkadarab orsó felé eső végén :

$$y_o = 25\ \mu\ ;\ z_o = 122\ \mu\ ,$$

a munkadarab másik végén a szegnyeregnél :

$$y_o = 48\ \mu\ ;\ z_o = 210\ \mu\ ,$$

a merevség (a munkadarabokon mérve)

$S_y = S_z = 12$ kg/μ az orsónál

$S_y = S_z = 6$ kg/μ a szegnyeregnél.

A dinamikus igénybevétel számított amplitudói :

$P_{y\,dyn} = 300$ kg ; $P_{z\,dyn} = 1460$ kg (az orsónál)

$P_{y\,dyn} = 288$ kg ; $P_{z\,dyn} = 1260$ kg (a szegnyeregnél).

A statikus erők :

$P_{y\,stat} = 40$ kg ; $P_{z\,stat} = 100$ kg

z értékei :

$z_y = 7{,}5$; $z_z = 14{,}6$ az orsónál

$z_y = 7{,}2$; $z_z = 12{,}6$ a szegnyeregnél.

2. példa. Egyetemes esztergapad, csúcsmagasság 190 mm, motorteljesítmény 6 kW, munkadarab ∅ 100 mm, hossza 220 mm, befogás : tokmány és forgó csúcs ; vágósebesség $v = 136$ m/perc, fogásmélység $t = 3$ mm, előtolás $s = 0{,}1$ mm/ford ; szerszám : jobbos nagyolókés, $\varkappa = 45°$, keményfém.

A munkadarabon mért lengések :

$$y_o = 68\ \mu\ ; \quad f = 162\ \text{Hz}.$$

A munkadarab merevsége :

$$S_y = 5\ \text{kg}/\mu$$

$$P_{y\,dyn} = 340\ \text{kg}\ ; \quad P_{y\,stat} = 22\ \text{kg}$$

$$z = 15{,}4$$

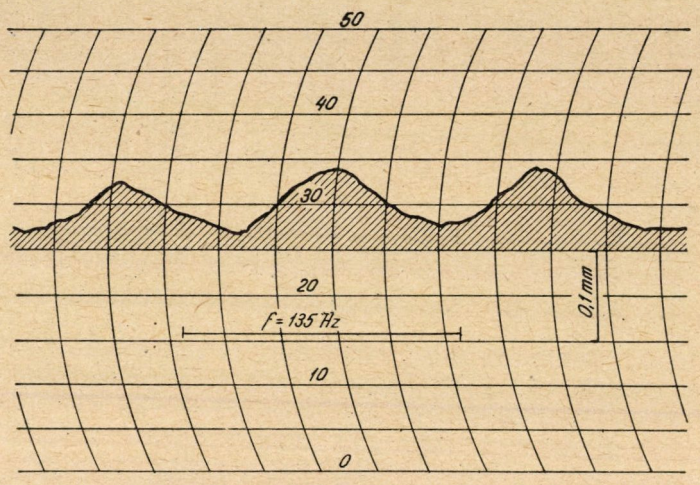
3. példa. A 2. példában szereplő esztergapad. Munkadarab ∅ 74 mm, hossza 600 mm, befogás : tokmány és forgó csúcs, $v = 31$ m/perc, $t = 3$ mm, $s = 0{,}05$ mm/ford. Szerszám : jobbos nagyolókés $\varkappa_1 = 45°$, $\alpha = 6°$, $\gamma = 8°$, keményfém.

Felvettük a megmunkált felület profilját. (14. ábra.) A profilogrammból látható, hogy a lengés amplitudója $y_o = 42$ μ, frekvenciája pedig $f = 135$ Hz.

$S_y = 5$ kg/μ merevség esetén

$P_{v\,dyn} = 210$ kg ; $P_{y\,stat} = 11$ kg

$z = 19$



14. ábra. A próbatest megmunkált felületének profilogrammja.
Kés : Jobbos nagyoló gyorsacél. $\varkappa = 45°$.
Forgács : $3 \times 0{,}05$ mm.

4. példa. Vízszintes marógép.

Szerszám : gyorsacél homlokmaró ∅ 100 mm, 14 foggal 40 mm átmérőjű tüskére fogva, kitámasztás nélkül. $v = 19$ m/perc, az asztal előtolása $s = 31{,}5$ mm/perc. Az egy fogra számított közepes előtolás $s/z = 0{,}04$ mm, fogásmélység 5 mm, mart szélesség 80 mm.

A marógépen x, y és z irányban mértünk lengéseket. A mért amplitudók $y_o = 50$ μ és $z_o = 75$ μ, a frekvencia 256 Hz.

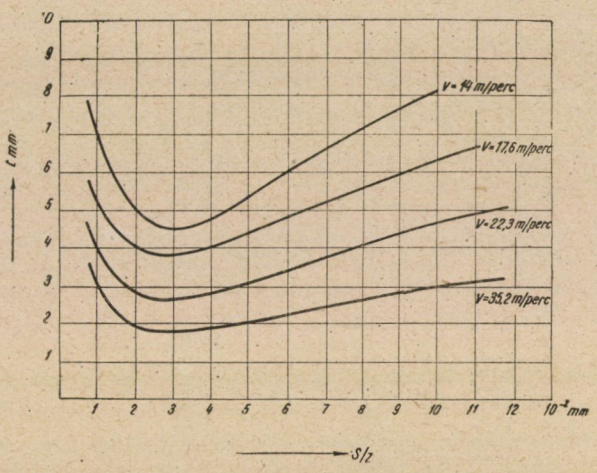
A szerszám merevsége : $S_y = S_z = 2{,}5$ kg/μ.

Ebből : $P_{y\,dyn} = 125$ kg, $P_{z\,dyn} = 187$ kg,

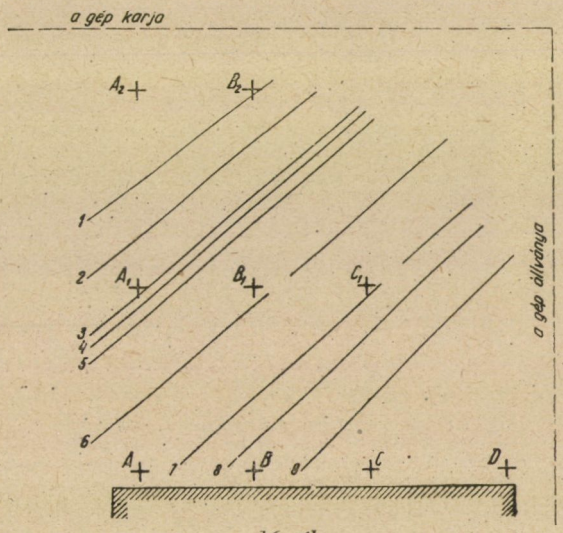
$P_{y\,stat} = 52$ kg, $P_{z\,stat} = 130$ kg,

tehát : $z_y = 2{,}4$ és $z_z = 1{,}4$.

A fenti marógépen fellépő öngerjesztett lengések határfeltételeinek szemléltetésére bemutatjuk a 15. ábrát. Az ábrán — a különböző vágósebességeknek megfelelően — görbéket rajzoltunk. A koordináták: fogásmélység (t) és előtolás/fog (s/z). Ha az összetartozó s/z és t értékeket a görbék alatti tartományban választjuk, lengésmentesen tudunk marni. A görbék feletti



15. ábra.



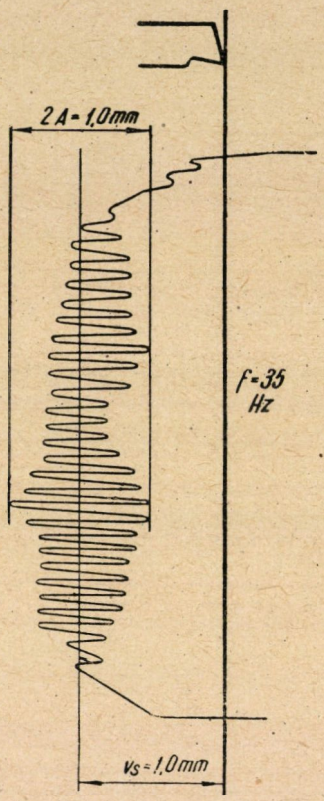
16. ábra

tartományba tartozó t és s/z értékek esetén öngerjesztett lengés lép fel. Így például $v = 22$ m/perc vágási sebességnél 5 mm-nél nagyobb fogásmélységgel gyakorlatilag nem lehet marni (az ismertetett körülmények között).

5. *példa.* Oszlopos gyalugép. Asztalszélesség 800 mm, szerszám: jobbos nagyolókés, $\varkappa = 45°$; $v = 19$ m/perc, $t = 6$ mm, $s = 1$ mm.

A keresztkar lengéseit mértük.

Az amplitudók: $y_0 = 130\ \mu$, $x_0 = 80\ \mu$, $z_0 = 170\ \mu$ } $f = 75$ Hz.



17. ábra

z számított értékei:

$$z_y = 1{,}65\ ; \quad z_x = 2\ ; \quad z_z = 0{,}93.$$

A 16. ábrán látható egyenesek az öngerjesztett lengések keletkezése szempontjából veszélyes helyeket kötik össze. Minél magasabban gyalulunk az ágy felett, vagy minél távolabb a gép állványától, annál könnyebben jöhetnek létre lengések. Az egyes vonalak azokat a pontokat kötik össze, melyeknél ugyanazon forgácsolási feltételek mellett lengések álltak elő. Ha a vágási hely az 1. egyenes vonalában van, akkor öngerjesztett lengések lépnek fel, ha például a forgácsolási adatok:

Szerszám : jobbos nagyolókés, $\varkappa_1 = 45^1$.

Vágósebesség : $v = 12{,}5$ m/perc.

Fogásmélység : $t = 3$ mm ; előtolás $s = 1$ mm.

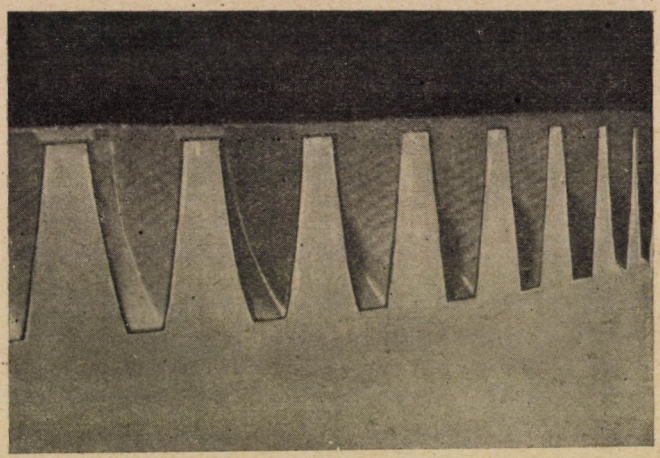
A 9 jelű egyenes vonalában gyalulva a következő feltételek mellett léphetnek fel öngerjesztett lengések :

Szerszám : mint előbb.

Vágósebesség 30 m/perc.

Fogásmélység $t = 9$ mm ; előtolás $s = 1$ mm.

6. *példa.* Függőleges vésőgép, legnagyobb löket 600 mm, motorteljesítmény N = 15 kW.



18. ábra

Szerszám : jobbos nagyolókés.

Vágósebesség : $v = 21$ m/perc.

Fogásmélység : $t = 18$ mm, előtolás 1 mm.

A tiszta forgácsoló teljesítmény 14 kW (a legnagyobb teljesítmény a forgácsolás alatt). A gyalult felület profiljának képét a 17. ábra mutatja. A szerszám és a munkadarab közötti viszonylagos lengések amplitudója 500 μ-nál nagyobb.

$$P_{y\,dyn} = 2500 \text{ kg (számítás alapján)}$$

$$z = 2.$$

7. *példa.* Lefejtő marógép. Legnagyobb marható modulus 10 mm.

Munkadarab : acélöntésű fogaskerék ∅ 1040 mm, m = 10 mm. E példánál nem a gép igénybevételét fogjuk kiszámítani, hanem figyelemmel leszünk a mart fog felületére.

Először nagyoló fogást vettünk a következő feltételek mellett : $v = 17{,}6$ m/perc ; előtolás asztalfordulatonként : $s = 3{,}8$ mm, fogásmélység 20 mm.

Ezután simító fogást vettünk : $v = 22$ m/perc, asztalfordulatonkénti előtolás $s = 1{,}2$ mm, fogásmélység : 1,6 mm.

A mart kerék rezgésének oszcillográf-felvételein meg lehet különböztetni az egyes fogak bekapásakor előálló gerjesztett lengéseket és a nagyobb frekvenciájú öngerjesztett lengéseket. A 18. ábrán jól láthatók a megmunkált felület hullámai. A hullámok frekvenciája megegyezik az öngerjesztett lengés frekvenciájával.

Az ismertetett példák alapján nyilvánvaló, hogy öngerjesztett lengések esetén az egyes géprészek igénybevétele olyan mértékű lehet, mely szilárdság és élettartam szempontjából nem engedhető meg. Ezért olyan forgácsolási feltételeket kell választani, hogy az öngerjesztett lengéseket elkerülhessük. Egyes esetekben ilyen választás egyáltalán nem lehetséges.

A bemutatott példák nem tartalmaztak különleges forgácsolási feltételeket. A legtöbb esetben a gép teljesítményének kihasználása csak töredéke volt a teljes terhelésnek. Ezek a feltételek a gép szempontjából mégis rendellenesek és kedvezőtlenek voltak. Így esztergapadokra is csak olyan példákat ismertetünk, ahol a munkadarab jól meg volt fogva. Hosszú munkadarabok esztergálásánál, vagy pedig a szabadon befogott munkadarabnál (ez a revolveresztergák esete) a viszonyok még kedvezőtlenebbek. Hasonlóképen a felhozott példáknál kedvezőtlenebb viszonyok léphetnek fel marógépeknél palástmaró használata esetén.

Hogy öngerjesztett lengések nélkül tudjunk megmunkálni, általában kisebb fogásmélységet vagy alacsonyabb vágási sebességet kell alkalmazni. Ez a lehetőség azonban teljesítmény-csökkentést jelent.

Megvan a lehetősége — különösen esztergapadoknál — annak is, hogy az öngerjesztett lengéseket az előtolás növelésével vagy kisebb $\varkappa_1$ szög választásával kerüljük el. Ez azonban a szerszám kisebb éltartósságát jelenti. E megoldás is meglehetősen korlátozva van.

Az oszlopos gyalugépre és a függőleges vésőgépre bemutatott példákból látható, hogy ezeknél a nagy gépeknél az öngerjesztett lengések jelensége a teljesítményt érezhetően csökkenti.

Remélem, hogy az ismertetett adatokkal — habár a jelenségek részletes leírását nem adtam meg — meg tudtam világítani azt, hogy a gépek teljesítménynövelését akadályozó összes okok közül az öngerjesztett lengés a legfontosabb probléma, melynek megoldását minden lehetséges eszközzel kutatnunk kell.

A kérdés megoldásánál két utat követhetünk.

1. A forgácsolási feltételek szempontjából :

Meg kell határoznunk, hogy milyen befolyása van az egyes forgácsolási adatoknak az öngerjesztett lengések keletkezésére és erősségére.

Ezek: a vágósebesség, a fogásmélység, az előtolás, az egyes forgácsolási szögek (különösen a $\varkappa_1$ beállítási szög) és még mások. Ezen meghatározások felhasználásával minden megmunkálási esetben a forgácsolási feltételek legkedvezőbb kombinációját kell választani.

2. Mivel ez az út nem visz el a probléma végleges megoldásához, a kérdés fontossága miatt nagy szerepe van az öngerjesztett lengések elméleti vizsgálatának. Ebben az irányban a legalapvetőbb munkákat szovjet kutatók végezték, és kiértékelték ennek befolyását az esztergályozásra.

Mi igen sok vizsgálatot végeztünk különböző szerszámgépeken. Nem ismertetem itt e vizsgálatok eredményeit, hanem a kérdést a gép szempontjából szeretném megvilágítani.

Az említett vizsgálatoknál igen sok változó befolyását kell tanulmányozni. Ezért szükséges volt, hogy olyan vizsgálati rendszert vezessünk be, mely lehetővé tette számunkra az esetek nagy számának csökkentését. Ehhez a rendszerhez a probléma jobb megértése érdekében még néhány megjegyzést kívánok tenni.

Az öngerjesztett lengés energia-ábráját már ismertettem. Itt külön felrajzoltuk az öngerjesztő erő (P_s) egy ciklus alatt végzett munkáját (L_s), valamint a csillapító erő által — egy ciklus alatt — felhasznált munkát (L_d).

A P_s és P_d erőknek ilyen elkülönített tárgyalásánál a ciklusonkénti csillapítási munka (L_d) a gép lengőrendszerével van kapcsolatban, az öngerjesztő erő ciklusonkénti munkája pedig a forgácsolási feltételektől függ. Ha változtatjuk a forgácsolási adatokat, akkor az energiadiagrammban csak az L_s görbe tolódik el. Ha pedig a lengőrendszer csillapítását változtatjuk, akkor az L_d görbe tolódik el.

Az L_s energia mennyiségére jellemző érték a forgács b szélessége (vagy állandó $\varkappa_1$ szög esetén a t fogásmélység). Gondoljuk meg a következőket:

Az 1. esetben — az 5. ábrán egyszerűsítve felrajzolt lengőrendszerbe — legyen b szélességű beszúrókés befogva. A 2. esetben két egyforma beszúrókést fogunk be egymás mellé és mindkettővel forgácsolunk.

Adott A amplitudójú lengésnél mindkét esetben ugyanakkora csillapítási energiát használunk fel. Tehát a második kés felerősítésével a rendszernek a csillapítástól függő tulajdonságán semmit sem változtattunk.

A második esetben azonban kétszer olyan mértékű vágási folyamat játszódik le, mint az első esetben. Ha a forgácsolás közben fellépő adott A amplitudójú lengéseknek bizonyos öngerjesztési energia felel meg, akkor ez a 2. esetben kétszer akkora, mint az első esetben. Ha a két kést $2b$ széles késsel helyettesítjük, akkor a 2. eseten gyakorlatilag semmit sem változtattunk.

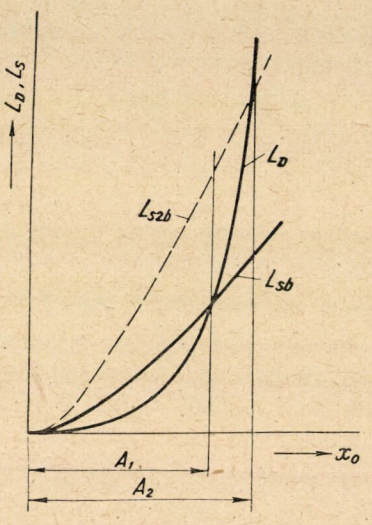
Azt mondhatjuk, hogy meghatározott A amplitudójú rezgés esetén az öngerjesztés energiája a forgács szélességével arányos (ha a többi jellemző nem változik).

Az L — x_o diagrammban — a 19. ábrán — szemléltetni tudjuk a fogás szélességének megkétszereződését. Az L_{sb} görbe L_{s2b}-be csúszik el. Ennek ordinátája bármilyen x_o-nál az L_{sb} ordináta kétszerese. A lengés most nem A_1, hanem A_2 amplitudónál stabilizálódik (A_2 nem kétszerese A_1-nek). Az A_2/A_1 viszony az L_s és L_d görbék menetétől függ.

Adott megmunkálási esetben a forgács szélessége vagy a fogásmélység az öngerjesztés energiájának mértéke. Ezzel tudjuk mérni a többi változó befolyását is.

Az eljárást a következő módon végezhetjük:

Adott forgácsolási feltételek mellett, t fogásmélységnél A_1 amplitudójú



19. ábra

lengések állnak elő. Ha a vágósebességet v_1-ről v_2-re növeljük — a többi forgácsolási adatot nem változtatva — a lengés amplitudója A_2 értékűre növekszik. Mint említettük, az A_2/A_1 viszony nem általános mértéke a sebességnövekedés befolyásának az öngerjesztésre. Más gép vezérlőrendszeréhez más L_d görbe tartozik, itt a sebességnövelés más A_2/A_1 viszonyt ad.

A forgácsolási folyamaton további változtatást végzünk. A vágósebességnek v_2-re való növelése után addig csökkentjük a t fogásmélységet, míg a rendszer lengéseinek amplitudója újból A_1 értékű lesz.

t csökkentésével az A_1 amplitudónál előálló öngerjesztési energiát t_2/t_1 arányban csökkentettük. Ezt a csökkenést a vágósebességnek v_1-ről v_2-re való növelése egyensúlyozta ki. Ilyen módon értékelhetjük helyesen a vágósebesség (vagy más forgácsolási tényező) befolyását az öngerjesztésre tetszőleges gép esetén.

E módszer azonban kissé bonyolult, ugyanis mindig mérnünk kell a lengés amplitudóját. A módszer általánosságban tetszésszerinti A_1 amplitudóra érvényes, így határesetben $A_1 = 0$-ra is. Ekkor azonban az eljárás igen egyszerű.

v_1 vágósebességnél találhatunk olyan t_1 fogásmélységet, melynél már éppen fellép öngerjesztett rezgés. t_1-et a v_1 sebességhez tartozó határmélységnek nevezzük. A v_2 vágósebességhez t_2 határmélység tartozik. A t_2/t_1 viszony a v_1 sebességnek v_2-re növelésére jellemző számszerű mérték az öngerjesztés szempontjából.

Hasonló módon lehet értékelni a gépen eszközölt egyéb változtatásokat. Például, ha az egyik szerszámgépnél kétszer akkora fogásmélységnél lép fel öngerjesztett lengés, mint a másiknál (azonos forgácsolási feltételek mellett), akkor az előbbi gép csillapítása — kis amplitudóknál — kétszer akkora.

A leírt módszerrel kísérletileg tanulmányoztuk a forgácsolási folyamat különböző változóinak befolyását az öngerjesztett rezgések előállására különféle szerszámgépeken, nevezetesen a vágósebesség, az előtolás, a vágószög, az egyidejűleg fogást vevő fogak száma marásnál, valamint a szerszám és a munkadarab befogása szempontjából. Habár ennek eredménye igen fontos és különösen a forgácsolás tulajdonságaival foglalkozó kartársak számára nagyon érdekes, itt nem ismertetem, hanem a kérdést a továbbiakban a szerszámgép szempontjából fogom megvilágítani.

Ha az öngerjesztett rezgések viszonyait a 0 amplitudó közelében vizsgáljuk, akkor ez számunkra még más előnnyel is jár.

Mindenképpen a legfontosabb, hogy a jelenséget a legkisebb amplitudóknál, tehát közvetlenül keletkezésekor tanulmányozzuk. Ha ugyanis a lengés amplitudója kezdetben nem kezd növekedni, akkor rezgés egyáltalában nem áll elő. Tehát a kérdés matematikai tárgyalásánál is teljesen elegendő, ha a jelenség kezdetét írjuk fel. Kezdetben az energiadiagramm L_d és L_s görbéjét parabolákkal helyettesíthetjük, melyeknek második differenciálhányadosa $\frac{d^2L}{dx_o^2}$ ugyanakkora, mint a valódi görbéké. Ez azt jelenti, hogy az öngerjesztő erővel és a csillapító erővel lineáris alakban tudunk számolni. Ilyenkor a csillapítási tényezőt (a pozitívet és a negatívot is) úgy kell megválasztani, hogy kis x_o értékek esetén az elméleti $L - x_o$ görbék a valódi $L - x_o$ görbékhez jól illeszkedjenek. Magától értetődik, hogy ilyen módon nem lehet meghatározni a kialakuló lengés végső amplitudóját. Ennek a kérdésnek csak másodsorban van jelentősége. Itteni levezetéseinket a kérdés matematikai tárgyalásánál fogjuk a továbbiakban felhasználni.

Szovjet kutatók igen sokat foglalkoztak a szerszámgépek öngerjesztett lengéseivel, különösen Kasirin és Szokolovszkij. Különböző kísérleteik alapján leírták a jelenség legfontosabb tulajdonságait, és elsők voltak a világon akik biztosan felismerték, hogy öngerjesztett rezgésről van szó. Felállították az elméleti megvilágítás alapjait. Mivel azonban igen bonyolult és sokoldalú

jelenségről van szó, igen sok munkát kell még végeznünk, míg minden tisztázódik és úgy tudunk szerszámgépeket tervezni, hogy forgácsolásnál nem lépnek fel öngerjesztett lengések.

Itt röviden ismertetem a szovjet kutatók által ezideig közzétett elméleti elgondolások alapjait. Feltételezték, hogy a forgácsoló erő kismértékben függ a szerszám- és munkadarab-rendszer relatív lengéseinek sebességétől. A forgácsolóerőnek ez a része a lengés öngerjesztő ereje. Az öngerjesztő erőnek a lengés $\dot{y}$, illetve $\dot{z}$ sebességétől való függését különböző módon magyarázták. Kasirin professzor a jelenség magyarázatát arra a tényre alapozza, hogy a v vágósebesség változásakor változik a forgácsolóerő. A lengés következtében változik a szerszám és munkadarab közötti, z-irányú viszonylagos sebesség, míg y irányban a forgács és a szerszám mellső felülete közötti csúszás sebessége változik. Ennek következtében változik a forgácsoló erő is az $\dot{y}$ és $\dot{z}$ sebesség függvényében. Szokolovszkij professzor kimondja, hogy a szerszámnak a lengés első félperiódusa alatt (a lengés sebességének egyik iránya), míg az anyagba behatol, kisebb erő ellenében kell mozognia, mint a lengés második félperiódusa alatt, amikor az anyag előfeszültsége miatt nagyobb erőt kell kifejteni.

A csillapító erőt matematikailag lineárisan:

$P_d = c \cdot \dot{x}$, míg az öngerjesztő erőt a $P_s = a \cdot \dot{x} + b \cdot \dot{x}^2 + c \cdot \dot{x}^3$ alakban fejezzük ki, mely nem lineáris.

Az a, b és c tényezők értékeit nem határozták meg. A problémát egyszabadságfokú lengőrendszerre egyszerűsítették le és a mozgásegyenletet erre írták fel. Az egyenletet közelítőleg tárgyalták és energiaegyenletre átírva, kifejezést kaptak a kifejlődött lengések amplitudójára.

Igen fontos e kifejezésben, hogy a rendszer ω sajátfrekvenciája a nevezőben van, tehát a kifejlődött lengés amplitudója fordított arányban áll a sajátfrekvenciával. Ez a főeredmény. Ennek megfelelően a rendszert merevre és kis súlyúra kell tervezni.

E megoldást ki kell terjeszteni, mert az eredmény ama feltételezésnek következménye, hogy a csillapító erő lineáris, viszont az öngerjesztő erő nem lineáris. Az eredményt csak akkor lehet tovább fejleszteni és a valóságra alkalmazni, ha a $P_d(\dot{y})$ és a $P_s(\dot{y})$ függvényeket mérni tudjuk.

Az egyszabadságfokú lengőrendszerek megoldásánál megtehetjük, hogy nem az ismertetett kifejezéseket határozzuk meg, hanem — ami még kedvezőbb — az $L_s(y_o,\omega)$ és az $L_d(y_o,\omega)$ kifejezéseket, tehát az öngerjesztési és csillapítási munka kifejezéseit.

Mindkét kifejezés alakját külön-külön kísérletekkel meg lehet határozni.

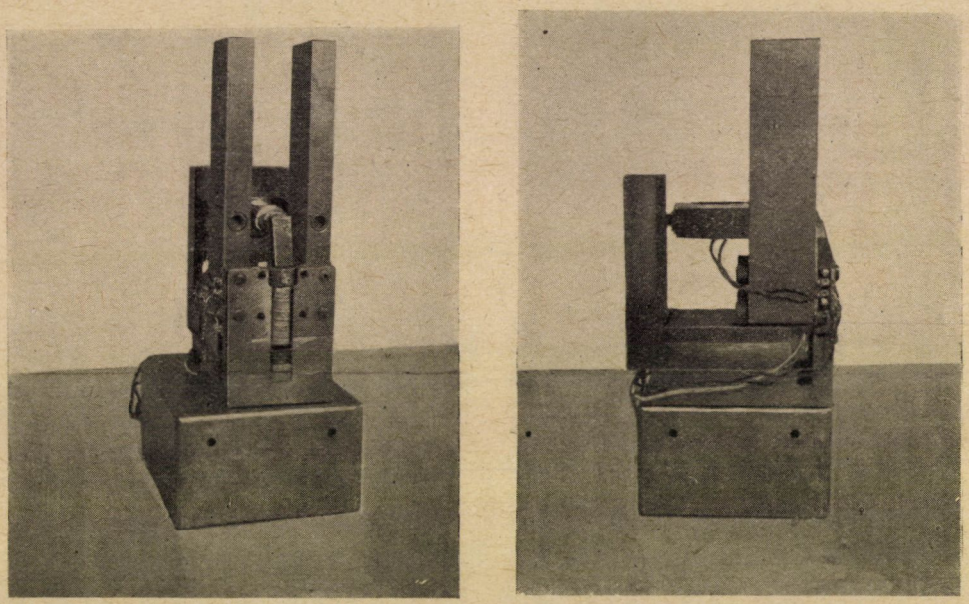
Az $$L_d = \varphi(y_o, \omega)$$

kifejezést meg akarjuk mérni különböző szerszámgépeken. Erre készüléket készítettünk, valamint módszert dolgoztunk ki, és objektív módon meghatá-

roztuk a módszer valamennyi hibáját. Most már méréseket is tudunk végezni. Erre még vissza fogunk térni.

Az $$L_s = \psi(y_c, \omega)$$

függvény alakját különleges modell segítségével lehet meghatározni. Ez egyszerű lengőrendszer, melynek segítségével forgácsolni lehet és igen érzékeny forgácsoló-erőmérő és lengésmérő berendezéssel van ellátva (20. ábra). Az öngerjesztés energiáját e két mennyiség szorzataként kapjuk. A modellt a



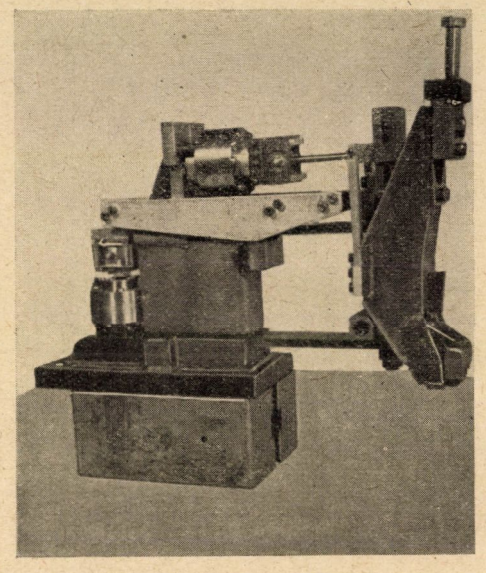
20. ábra

továbbiakban csillapítóval láttuk el, melynek csillapítási tényezője tetszésszerint állítható be. A csillapítás és az öngerjesztés munkáját közvetlenül tudjuk mérni. A modell sajátfrekvenciája tág határok között változtatható. A modellel y és z irányban is lehet dolgozni, éspedig úgy, hogy esztergapad szánjára erősítjük fel.

Az öngerjesztett rezgések — a gép konstruktív változtatásával való — leküzdésének lehetőségét összetettebb lengőrendszerek tanulmányozásában kell keresnünk. Az egyes rendszerek közötti kölcsönös összefüggések nagy szerepet játszhatnak az öngerjesztett rezgési jelenségeknél. Eddig csak az egyszabadságfokú rendszert dolgozták ki, mivel ez a legegyszerűbb. Ezen az úton azonban nem lehet eljutni a kérdés teljes megoldásához. Fordítsuk figyelmünket a gép valódi — bonyolult — lengőrendszerére, és nézzük meg, hogy

mennyire lehet ezt egyszerűsíteni anélkül, hogy a jelenség alapjait korlátoznánk. A kérdést így fogalmazzuk meg: Milyen egyszerűbb lengőrendszernél állhat elő olyanféle öngerjesztett lengés, mint a szerszámgépeknél? Hogy a kérdésre válaszolni tudjunk, vegyük sorra a szerszámgépek öngerjesztett lengéseinek kísérletileg meghatározott jellemvonásait:

a) Szabad forgácsolás esetén, tehát amikor a forgácsoló erő egyik komponense $P_x = 0$ (például beszúrás esztergálásnál, homlokmarás stb.) ugyanazon tulajdonságú lengések lépnek fel, mint a 3 komponenses forgácsolásnál. Ezért vizsgálatainkat a kétkomponenses forgácsolásra korlátozhatjuk.



21. ábra

b) Egyes esetekben megállapítható, hogy a lengés egyetlen frekvenciával játszódik le, és a legtöbb esetben minden irányban ezt a frekvenciát észleltük, — habár a vezérlő rendszernek több saját frekvenciája is van — ezek közül egy elegendő a lengés vezérlésére. Mivel a jelenséget — nagy egyszerűsítéssel — síkbeli problémaként tárgyaljuk, egyszerű, kétszabadságfokú, síkbeli lengőrendszert kell választanunk. Ehhez még — ha meg akarjuk határozni, hogy milyen feltételek között állanak elő lengések — az előző megállapítást is hozzáfűzhetjük, mely az öngerjesztő erőt és a csillapító erőt lineárisnak tételezi fel.

Ha kétszabadságfokú lengőrendszer 2 mozgásegyenletének felírásához az öngerjesztő erők lineáris alakját:

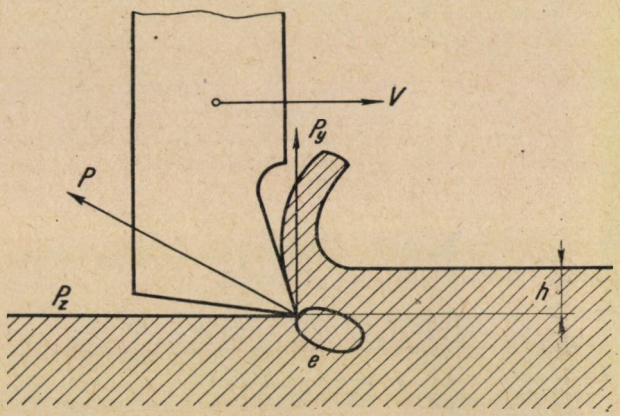
$$P_{sy} = c_y y + \alpha \cdot c_z \dot{z} \quad \text{és}$$

$$P_{sz} = c_z \dot{z} + \beta \; c_y \dot{y},$$

a csillapító erők lineáris alakját pedig:

$$P_{dy} = d_y\dot{y} \text{ és } P_{dz} = d_z\dot{z} \text{-nak választjuk,}$$

akkor már a közelítő megoldásból láthatjuk, hogy éppen a két rendszer ellentétes viszonyai igen fontosak. Az elmélet használhatóságának érdekében a c_y, c_z, α, β, d_y és d_z állandókat kísérletileg kell meghatározni. Ehhez a 21. ábrán látható modellt fogjuk használni. Ez hasonló az előzőekben ismertetett modellhez, azonban minden felszerelése megvan P_y és P_z irányban is, és sajátfrekvenciáját mindkét irányban tetszésszerint be lehet állítani.



22. ábra

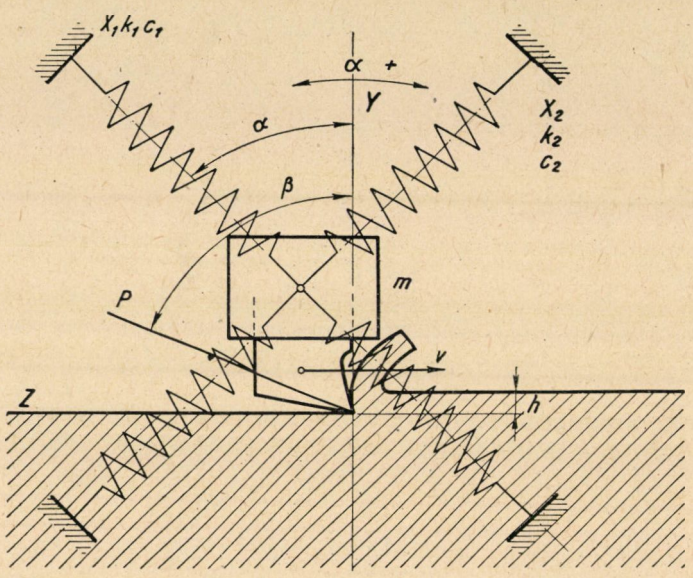
Ezideig ezzel még nem végeztünk méréseket, mert az elmélet felépítése közben új eredeti alapra akadtunk.

Ha egy kétszabadságfokú lengőrendszer viszonyait tanulmányozzuk, elképzelhető, hogy a kés csúcsának mozgása lengés közben szabályos mozgás — ellipszis, mint ezt a 22. ábra mutatja. Ez megfelel a valódi gépeken végzett megfigyeléseknek.

Ha az ellipszist az ábrán rajzolt irányban futjuk be, akkor a körfolyamat első fele alatt — míg a szerszám előre leng — a felület alatt kis mélységben végzett forgácsolási munka kisebb, mint az a munka, melyet a forgácsolóerő visszamenetelkor végez. Ebben az esetben a forgácsolóerő nagyobb, mivel a kés csúcsa a felület alatt mélyebben van. Ilyen ciklus alatt energiát táplálunk a rendszerbe. Az öngerjesztett rezgési folyamat ezen megvilágítása, melyet a kétszabadságfokú lengőrendszer felvétele tett lehetővé, egészen természetes, és a forgácsolóerőnek a lengés sebességétől való függését fel sem kell tételeznünk. Ilyen lehetőség birtokában át kell térnünk a kérdés rendes matematikai tárgyalására. Közben meghatározhatók azok a változók is, amelyektől a jelenség függ, és a függést qualitatív módon ki lehet fejezni.

Induljunk ki a 23. ábrán látható rendszerből. A lengőrendszer itt a szerszámmal kapcsolatos, míg például az esztergálásnál a munkadarab alkotja a vezérlőrendszert. Ezzel a változtatással a dolog lényegén nem változtattunk semmit. Rendszerünk a következő tulajdonságokkal rendelkezik: Az YZ síkban lenghet. A munkadarab teljesen merev. A lengőrendszert a szerszámmal összeerősített m tömeg és az egymással 90°-ot bezáró rúgók alkotják. Ezek helyzete tetszőleges, az Y iránnyal bezárt szöget α-val, a k_1 és k_2 merevségű rúgókhoz tartozó csillapítási tényezőket pedig c_1 és c_2-vel jelöljük.

A szerszámra az Y tengellyel β szöget bezáró P forgácsolóerő hat. Az erő



23. ábra

nagyságát a forgács szélességével (b) és vastagságával (h) adhatjuk meg; meghatározására használjuk a

$$P = C \cdot b \cdot h^{0,75}$$

kifejezést.

Ha a h méret Y irányú kis változását y-nal jelöljük, akkor a P erő kifejezését a következő alakba írhatjuk:

$$P = P_m + \Delta P,$$

ahol

$$\Delta P = \frac{dP}{dh} \cdot \Delta h = \frac{dP}{dh} \cdot y$$

tehát $$P = P_m + p \cdot y\,;$$

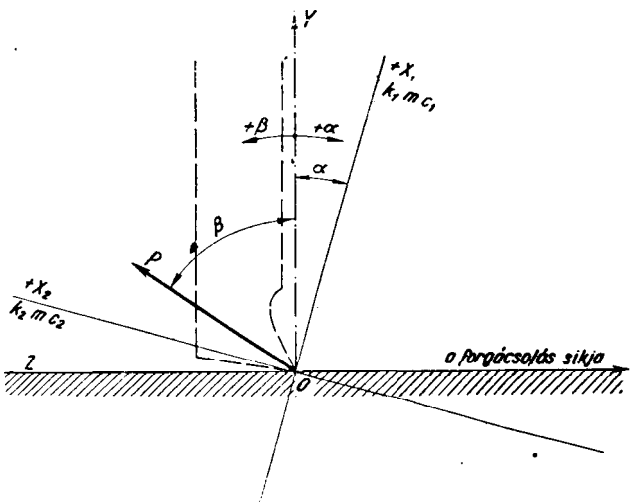
itt p értéke: $$p = C_1 \cdot b \cdot h^{-0{,}25}$$

a p tényezőt a »forgácsolóerő mélység-tényezőjének« nevezzük.

A mozgásegyenletek felírásához rajzoljuk át a 23. ábrát a 24. ábrába. Itt a koordinátatengelyek egybeesnek a rúgóirányokkal.

A forgácsolóerőt y függvényeként írtuk fel:

$$P = P_m + p \cdot y,$$



24. ábra

de kifejezhetjük x_1 és x_2-vel is a 25 ábra alapján:

$$y = x_1 \cos\alpha + x_2 \sin\alpha,$$

tehát

$$P = P_m + p \cdot x_1 \cos\alpha + p \cdot x_2 \sin\alpha.$$

Ha számításba vesszük a rúgóerőket, a csillapítóerőket, az inerciaerőket és a forgácsolóerőt, a formula rendezése után x_1 és x_2-re a következő mozgásegyenleteket kapjuk:

$$m\ddot{x}_1 + c_1\dot{x}_1 + [k_1 + p\cos\alpha \cdot \cos(\alpha+\beta)]\,x_1 + p \cdot \sin\alpha \cdot \cos(\alpha+\beta) \cdot x_2 = 0$$

$$m \cdot \ddot{x}_2 + c_2\dot{x}_2 + [k_2 + p \cdot \sin\alpha \cdot \sin(\alpha+\beta)]\,x_2 + p \cdot \cos\alpha \cdot \sin(\alpha+\beta) \cdot x_1 = 0$$

Az egyenletek megoldására alkalmazzuk az

$$x_1 = \xi_1 e^{st}$$

és $x_2 = \xi_2 \cdot e^{st}$ helyettesítést.

Ezen feltételezések behelyettesítésével és az egyenletek rövid rendezésével s-re karakterisztikus egyenletet kapunk. Ezt tovább rendezzük és új jelöléseket vezetünk be:

$$z = \frac{s}{\sqrt{\frac{p}{m}}},$$

továbbá

$$a = \sin\alpha \cdot \sin(\alpha + \beta); \quad b = \cos\alpha \cdot \cos(\alpha + \beta)$$

$$\left.\begin{aligned} \frac{k_1}{p} &= K_1 \\ \frac{k_2}{p} &= K_2 \end{aligned}\right\} \text{ a »rúgók viszonylagos merevsége.«}$$

$$\left.\begin{aligned} c_{1c} &= 2m\sqrt{\frac{k_1}{m}} \\ c_{2c} &= 2m\sqrt{\frac{k_2}{m}} \end{aligned}\right\} \text{ az alaprendszerek kritikus csillapítása,}$$

valamint:

$$\left.\begin{aligned} \frac{c_1}{c_{1c}} &= \gamma_1 \\ \frac{c_2}{c_{2c}} &= \gamma_2 \end{aligned}\right\} \text{ a két rendszer viszonylagos csillapítási tényezője.}$$

A K_1, K_2, γ_1, γ_2, a és b állandók dimenzió-nélküli mennyiségek.
Behelyettesítés után a karakterisztikus egyenlet:

$$z^4 + 2 \cdot z^3(\gamma_1\sqrt{K_1} + \gamma_2\sqrt{K_2}) + z^2(K_1 + K_2 + \cos\beta + 4 \cdot \gamma_1 \cdot \gamma_2\sqrt{K_1K_2} + \\ + 2z[\gamma_1\sqrt{K_1}(K_2 + a) + \gamma_2\sqrt{K_2}(K_1 + b)] + K_1K_2 + a \cdot K_1 + b \cdot K_2 = 0.$$

Az egyenlet z-re negyedfokú algebrai egyenlet. Négy gyöke van: z_1, z_2, z_3 és z_4. Mind a négy gyök lehet valódi, vagy kettő közülük valódi, kettő pedig konjugált komplex; vagy pedig két pár konjugált komplex kifejezés.
A mozgásegyenlet megoldása a következő:

$$x_1 = C_1e^{\sqrt{\frac{p}{m}}z_1t} + C_2e^{\sqrt{\frac{p}{m}}z_2t} + C_3e^{\sqrt{\frac{p}{m}}z_3t} + C_4e^{\sqrt{\frac{p}{m}}z_4t},$$

$$x_2 = D_1e^{\sqrt{\frac{p}{m}}z_1t} + D_2e^{\sqrt{\frac{p}{m}}z_2t} + D_3e^{\sqrt{\frac{p}{m}}z_3t} + D_4e^{\sqrt{\frac{p}{m}}z_4t}.$$

Ha a karakterisztikus egyenlet valódi gyökeit az x_1 és x_2 kifejezés egyes tagjaiba helyettesítjük, akkor exponenciális görbéket kapunk. Ennek kitevője lehet pozitív és negatív is, aszerint, hogy csökkenő vagy növekvő aperiodikus mozgásról van szó.

A karakterisztikus egyenlet komplex gyökeinek alakja a következő:

$$z_{12} = \lambda_1 \pm iq_1 \quad \text{és} \quad z_{34} = \lambda_2 \pm iq_2.$$

z ezen értékeinek behelyettesítésével az x_1 és x_2 kifejezés egyes tagjai lengőmozgást jelentenek, és pedig növekvő amplitudóval, ha a z gyök valódi része (λ) pozitív, viszont, ha λ negatív, a lengés amplitudója csökken.

$\lambda > 0$ ..... dinamikailag labilis

$\lambda < 0$ ..... dinamikailag stabilis.

A karakterisztikus egyenlet általános megoldását (negyedfokú algebrai egyenlet) köbös alakra való redukcióval lehet megkapni. Az eljárás sok időt igényel, és a kapott eredményt bonyolult alakja miatt nem lehet használni.

Az egyenlet numerikus együtthatójú speciális esetének megoldása is időtrabló munka, és ez legjobban grafikusan végezhető. A későbbiekben példát fogok ismertetni, illetve közlöm egy speciális eset megoldásának eredményét.

Adott esetben könnyebb és gyorsabb áttekintést kaphatunk a karakterisztikus egyenlet megoldásának jelentéséről, és a megoldással meg lehetünk elégedve, ha a gyökök valamelyike labilis esetet fejez ki. Ha ugyanis dinamikailag labilis esetről van szó, öngerjesztett lengés lép fel.

Ha a karakterisztikus egyenletet a következő alakba írjuk:

$$z^4 + A_3 z^3 + A_2 z^2 + A_1 z + A_o = 0$$

és az alábbi egyenlőtlenségek teljesülnek:

I. $A_o > 0$ III. $A_2 > 0$

II. $A_1 > 0$ IV. $A_3 > 0$

V. $A_1 A_2 A_3 > A_1^2 + A_3^2 A_o$,

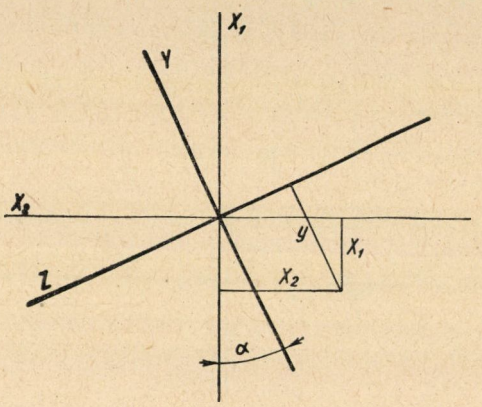
az egyenlet valamennyi megoldása stabilis. Ha viszont a fenti egyenlőtlenségek valamelyike nem teljesül, akkor van labilis megoldás.

Ha a kifejezésünk együtthatóit az egyenlőtlenségekbe behelyettesítjük, akkor megállapíthatjuk, hogy dinamikailag labilis mozgás — tehát öngerjesztett lengés — csak akkor lehet, ha az V. egyenlőtlenséget nem tudjuk kielégíteni.

Az V. egyenlőtlenség összefüggést ad K_1, K_2, γ_1, γ_2, a és b értékei között; ezt ki kell elégítenünk, ha nem akarjuk, hogy öngerjesztett lengés álljon elő.

További matematikai összefüggéseket vezettünk le arra az esetre, mikor mindkét rúgó viszonylagos csillapítása ugyanakkora ($\gamma_1 = \gamma_2$). Diagrammokat rajzoltunk az α szög különböző értékeire, (tehát a rendszer különböző hajlásszögei esetén), melyet a és b értékpárokkal lehet jellemezni. Erre az esetre $\operatorname{tg}\beta = 2{,}5$, tehát : $P_z : P_y = 2{,}5$. A K_1, K_2 és $\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma$ közötti összefüggést a 26. 27. és 28. sz. diagrammokon ábrázoltuk.

A 26. sz. diagramm a rendszer olyan elhelyezésére érvényes, amikor $\alpha = \frac{\beta}{2}$ (lásd 23. ábra).



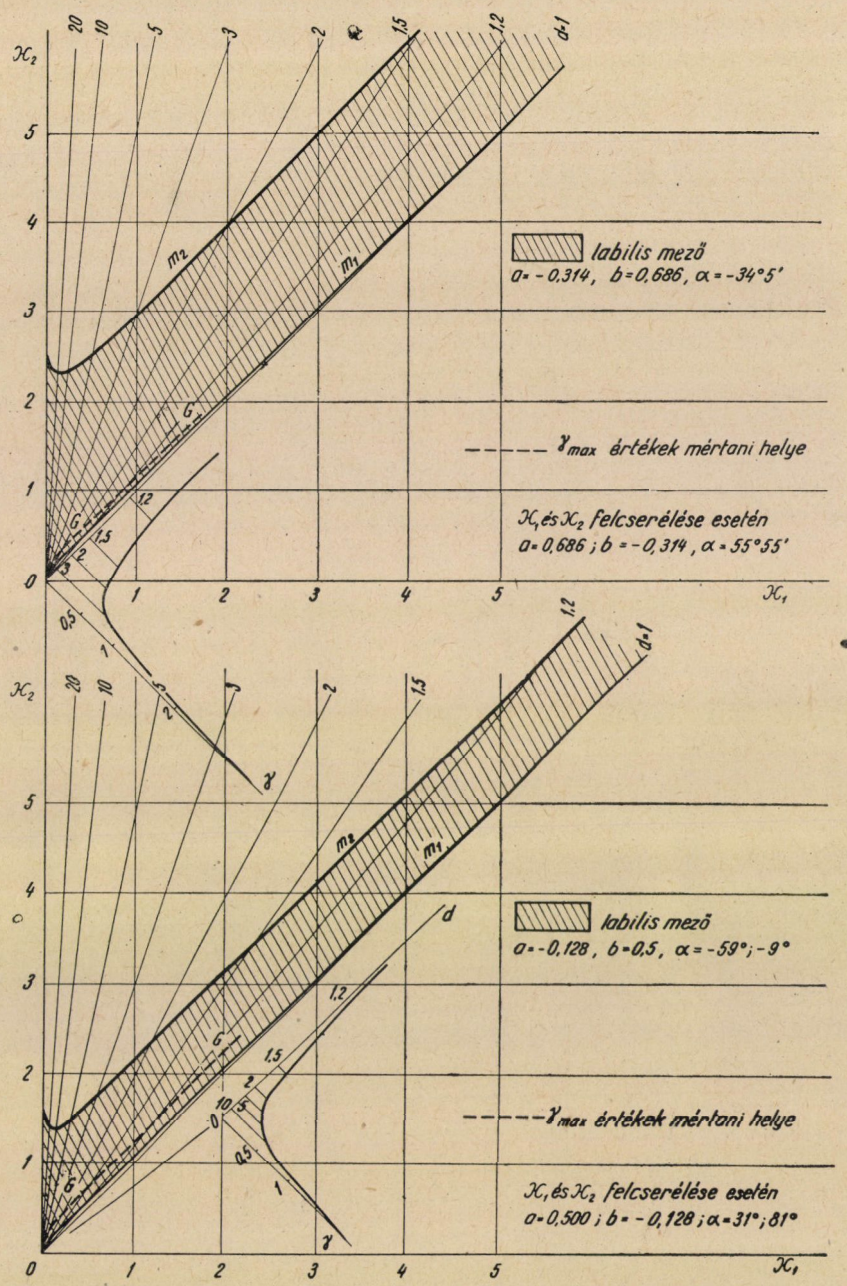
25. ábra

α szög ezen értékeinél az $a(\alpha)$ és $b(\alpha)$ függvényeknek szélső értékei vannak. A diagrammot K_1 és K_2 koordinátákban rajzoltuk, a γ változót pedig a papír síkjára merőlegesen felmérve képzeljük. A diagramm tehát a K_1, K_2, γ felületnek a $\gamma = 0$ síkkal való metszése.

Az m_1 és m_2 egyenesek elválasztják a stabilis mezőt a labilis területtől (vonalkázott rész). A diagrammból látható, hogy $K_1 > K_2$ esetén a megoldás mindig stabilis. Ilyen rendszernél öngerjesztett rezgések nem léphetnek fel. Azon rendszerek, melyeknél $K_2 > K_1$, labilisak lehetnek, ha K_1 és K_2 a labilis mezőbe eső pontot ábrázol.

A diagrammba több, a 0 ponton átmenő egyenest rajzoltunk. Ezek a $\frac{K_1}{K_2}$ = állandó viszonynak felelnek meg.

Mivel $K_1 = \frac{k_1}{p}$ és $K_2 = \frac{k_2}{p}$, ezen egyenes egyes pontjai adott $\frac{k_1}{k_2}$ = állandó viszony esetén p változó értékeinek felel meg. p értéke például a fogásmély-



26. ábra. $a = -0{,}314$; $b = 0{,}686$; $\alpha = -34°5'$.

$$\frac{K_2}{K_1} = \text{áll.}$$

K_1 és K_2 felcserélése esetén:

$a = 0{,}686$; $b = -0{,}314$; $\alpha = 55°55'$.

27. ábra. $a = -0{,}128$; $b = 0{,}5$; $\alpha = -59°, -9°$.

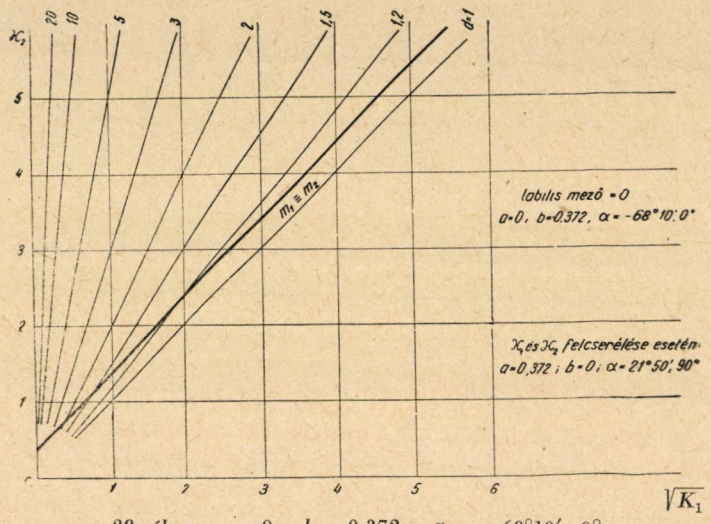
$$\frac{K_2}{K_1} = \text{áll.}$$

K_1 és K_2 Felcserélése esetén:

$a = 0{,}5$; $b = -0{,}128$; $\alpha = 31°, 81°$.

séggel változhat. A $\frac{K_1}{K_2}$ = állandó egyenes adott $\frac{k_1}{k_2}$ esetén különböző fogásmélységeknek felel meg. Minél kisebb a fogásmélység, a kérdéses pont annál jobban jobbra tolódik a diagrammban. Tehát adott $\frac{k_1}{k_2}$ viszony esetén a fogásmélység csökkentésével átjuthatunk a labilis mezőből a stabilis területre. Ez jól egyezik a valósággal.

$\frac{K_1}{K_2} < 1$ esetén — 1 közelében — igen kis fogásmélység mellett is labilis mezőben maradunk.



28. ábra. $a = 0$; $b = 0{,}372$; $\alpha = -68°10'$, $0°$.

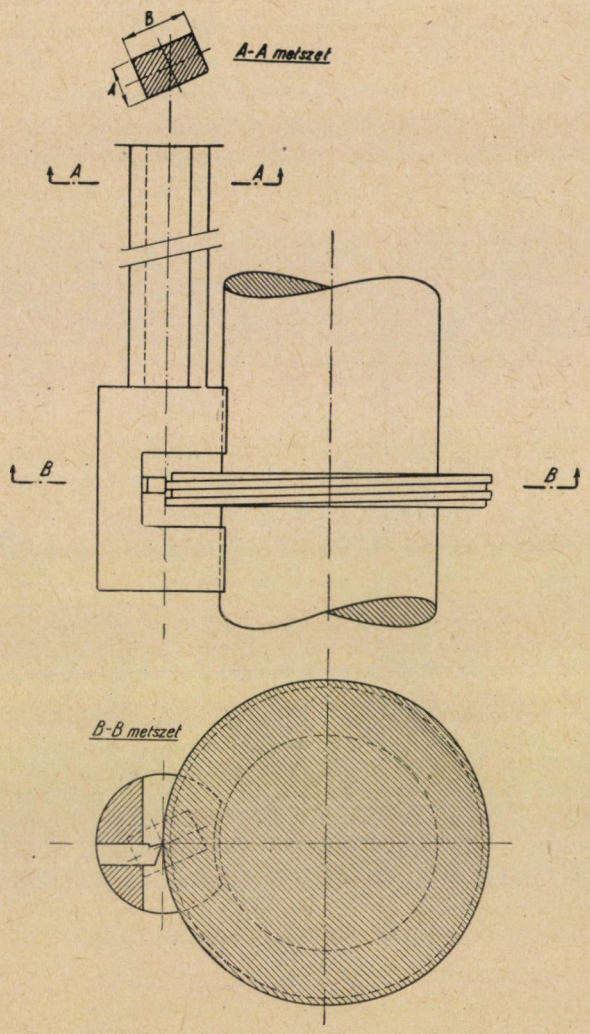
$\frac{K_2}{K_1}$ = áll.

K_1 és K_2 felcserélése esetén: $a = 0{,}372$; $b = 0$; $\alpha = 21°50'$, $90°$.

Ha az egész diagrammot figyelembe vesszük, tehát $\gamma > 0$ esetén a labilis mező egy felülettel határolt zárt tér. A határoló felületet a $\gamma = 0$ sík az m_1 és m_2 egyenesekben metszi. A határoló felület legmagasabb pontjai a $G - G$ egyenes felett vannak. A diagrammon feltüntettük a felületnek a $\gamma = 0$ síkra merőleges és a $G - G$ egyenesen átmenő síkkal való metszésének leforgatott képét.

Labilis eset csak akkor állhat elő, ha K_1, K_2 és γ összetartozó értékei a diagramm labilis tartományába esnek. Ha a rendszert stabilissá akarjuk tenni, akkor vagy $\frac{k_1}{k_2}$ legyen nagyobb egynél, vagy $\frac{k_2}{k_1} > 1$ esetén k_1 és k_2 legyen elég nagy (illetve p elég kicsi), vagy γ elég nagy.

A 27. és a 28. ábrán a és b, valamint az α szög más értékeire rajzolt diagrammok stabilis és labilis mezőit láthatjuk. Ezekben az esetekben a labilis mező kisebb, sőt az $\alpha = 0$ esetén (28. ábra) labilis mező nincs.



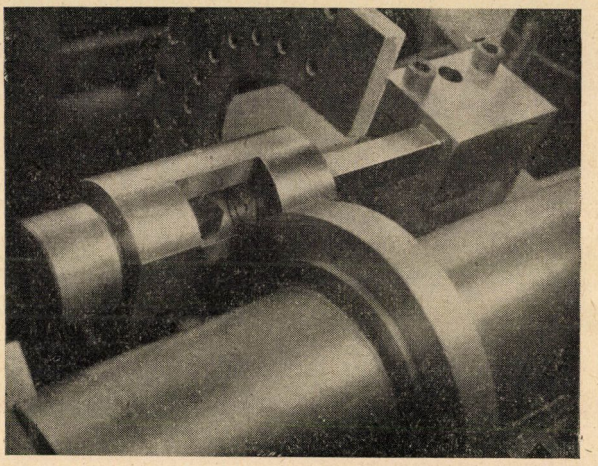
29a. ábra

Példa: A teljes megoldást az alábbi speciális esetre végeztük el: (lásd 23. ábra)

$k_1 = 10\,000$ kg/cm $\qquad m = 2 \cdot 10^{-2}$ kgmp^2/cm
$k_2 = 30\,000$ kg/cm $\qquad \gamma_1 = \gamma_2 = 0{,}2$
$p = 20\,000$ kg/cm $\qquad \alpha = -\,34°5'$.

A rendszer öngerjesztett rezgésének frekvenciája 173 Hz. A jelenség kezdetén az amplitudó-növekedés két egymást követő lengés amplitudójának viszonyával adható meg. Ez a jelen esetben : $\frac{A_{n+1}}{A_n} = 1{,}197$.

Az elmélet igazolására egyelőre csak egyszerű kísérletet végeztünk a 29a. és b. ábrán látható modell segítségével. A modell pontosan megfelel az elméletileg tárgyalt rendszernek. A két, egymásra merőleges irányban különböző rúgóállandójú rúgót úgy valósítottuk meg, hogy téglalap-keresztmetszetű rúd végére tömeget erősítettünk. A keresztmetszet méretei A és B. A berendezést $\gamma \sim 0$ esetén vizsgáltuk, tehát majdnem csillapításmentes esetben. A merev-



29b. ábra

ség $k_1 < k_2 = 30\,000$ kg/cm, tehát a rúgók igen lágyak. A keresztmetszetnek ez a helyzete a labilis mező egy pontjának felel meg. 2 × 0,1 mm-es forgácsot esztergálva, igen erőteljes öngerjesztett lengés állott elő. Ezután a viszonyokat — a keresztmetszetet egyszerűen 90°-al elforgatva — úgy változtattuk meg, hogy a kapott eset a 26. ábrán látható diagramm stabilis mezejének feleljen meg. Ugyanazt a forgácsot esztergálva, nem lépett fel öngerjesztett lengés.

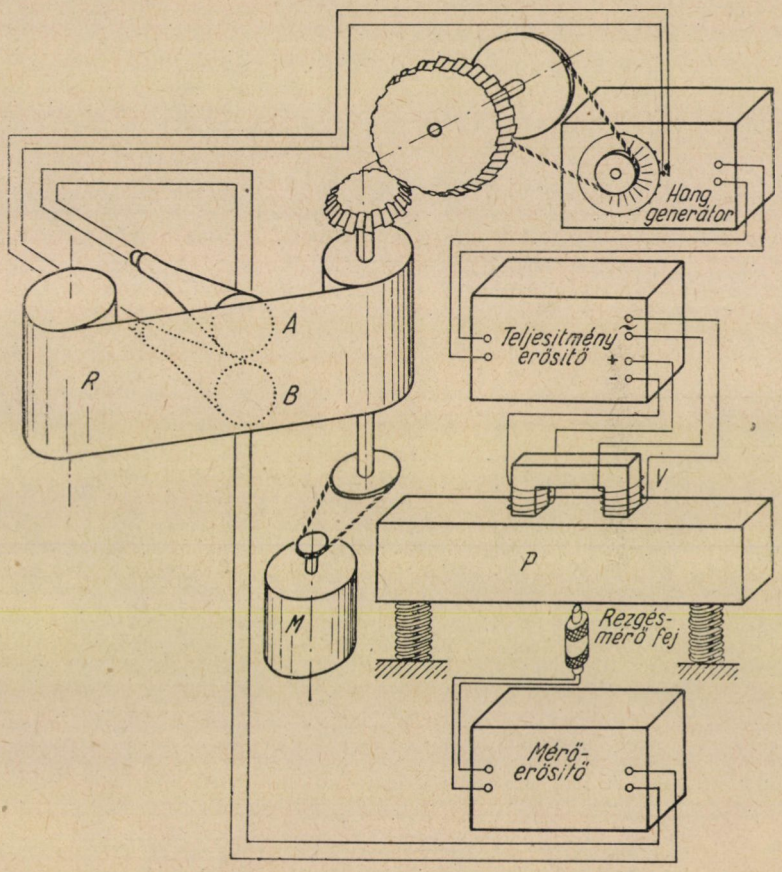
A kétszabadságfokú rendszerek mozgásának elméleti vizsgálatát ezzel nagyjából befejeztük és egyelőre kísérletileg is igazoltuk. Azonban természetesen még át kell dolgozni, és sok kísérletet kell végezni különböző csillapítási tényezőjű esetekre.

A kapott eredmény igen fontos. Azt mutatja ugyanis, hogy az öngerjesztett rezgés fellépése két sajátlengés együttműködésének következménye. Ezek azonban úgy is módosíthatók, hogy ne lépjenek fel öngerjesztett lengések.

Természetesen az is lehetséges, hogy léteznek a rezgés sebességével arányos öngerjesztő erők is. A helyzet itt is hasonló és a kérdés tanul-

mányozása céljából kísérleteket fogunk végezni az előzőkben ismertetett modellekkel.

További kérdésünk: hogyan lehet az elméletileg, illetve az egyszerűbb modellel kapott eredményeket valódi — bonyolult lengőrendszerű — gépekre alkalmazni. Ez nem probléma, mihelyt tudjuk, hogy egy bizonyos szerszámgép valódi lengőrendszere milyen tulajdonságokkal rendelkezik. Ez azt jelenti, hogy ismernünk kell a sajátfrekvenciákat, a merevségi viszonyokat, és az egyes

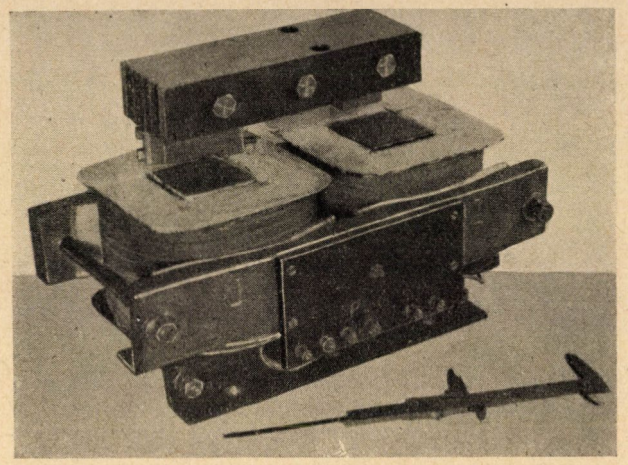


30. ábra

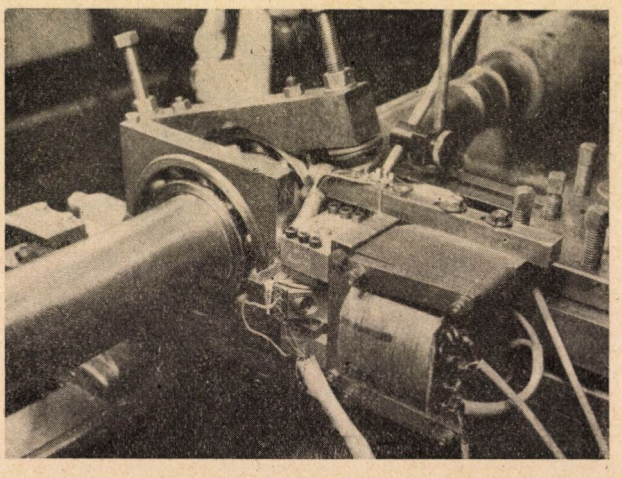
rendszerekhez tartozó tömegeket, rúgókat és csillapítást (ciklusonkénti csillapítási munkát adott amplitudónál). Ezek meghatározására mérési módszereket dolgoztunk ki és mérőkészülékeket készítettünk. Ezeket szeretném még röviden ismertetni.

A sajátrezgések mérése nehéz feladat. A szerszámgépek sajátlengései gyorsan csillapodnak, és igen nehéz az egyes sajátrezgési módozatokat megkapni. Ezért az egyes rendszerek tulajdonságait nem közvetlenül a kirezgési görbe

alapján, hanem gerjesztett rezonancia-lengés segítségével mérjük. Rezonanciában igen kis amplitudójú gerjesztő erő komoly amplitudójú lengésekbe hozhatja a rendszert. Ebben az állapotban a rendszer rúgóerejének és inercia-



31. ábra

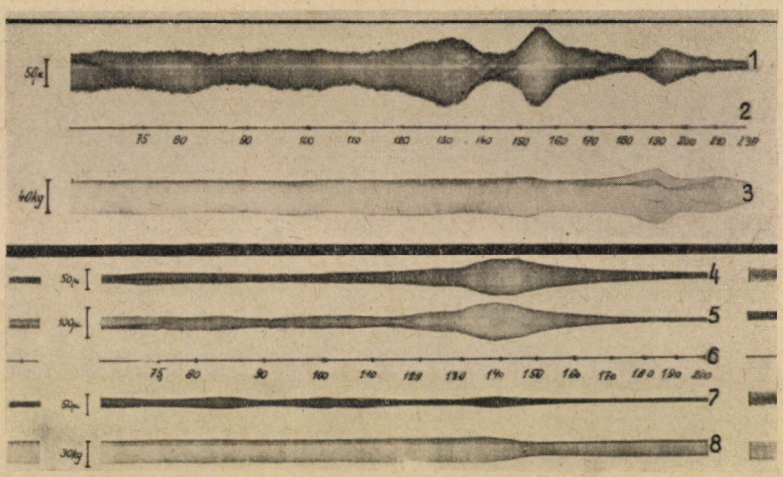


32. ábra

erejének amplitudója sokszorta nagyobb, mint a gerjesztő erő, tehát ez csak igen kis mértékben befolyásolja a lengés alakját.

Először az egyes rendszerek önlengésszámait, tehát esetünkben a rezonancia-frekvenciákat határozzuk meg. Erre a célra elektromágneses vibrátort használunk, amelyet hanggenerátor táplál erősítőn keresztül. Az áram frek-

venciáját a hanggenerátor szabályzó gombjának forgatásával folyamatosan változtathatjuk. A berendezés vázlata a 30. ábrán látható. Az oszcillográf motorja (*m*) a film feltekerésére szolgáló dobot forgatja. Fogaskerékáttétel segítségével egyidejűleg a hanggenerátor frekvenciaszabályzó gombja is forog. Így a hanggenerátor által előállított váltakozó áram frekvenciája is változik. Ezt a feszültséget az erősítőbe vezetjük, és innét a rezgető mágnesbe. A mágnest a szerszámgép valamely részéhez, például a késtartóhoz fogjuk, míg a vasmag különálló részét a gép más részéhez, például a munkadarabhoz erősítjük.



33. ábra

1. A szán és a munkadarab vízszintes relatív rezgései
2. A rezgető erő frekvenciája Hz.
3. A gerjesztő erő nagysága
4. A munkadarab abszolút lengései vízszintesen
5. A munkadarab relatív lengései vízszintesen
6. A rezgető erő frekvenciája Hz
7. A szán abszolút rezgései
8. A rezgető erő változása

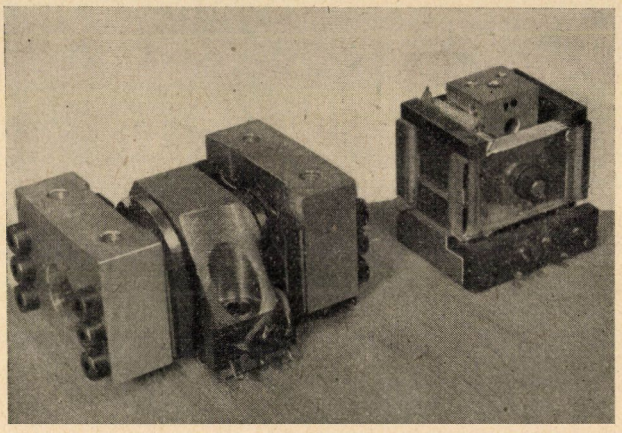
E rész lengéseit, illetve a két rész viszonylagos lengéseit lengésmérő segítségével érzékeljük és a felvevőfej indukált feszültségét oszcillográfra kapcsoljuk, melynek ernyőjéről filmfelvételt készítünk. Ilyen módon automatikusan fel lehet venni a rezonancia-görbét.

Az erősítőt külön erre a célra építettük. Kimenő teljesítménye 25-1000 Hz-ig 600 W. Különböző gépeknél különböző nagyságú mágneseket használunk. Az eddig készített legnagyobbat a 31. ábrán láthatjuk. Ezt egy nagy marógép méréseinél használtuk. Ekkor $\pm$ 200 kg amplitudójú rezgető erőt adott.

Példaként bemutatom a 32. és a 33. ábrán egy esztergapad munkadarab-rendszerének rezgető vizsgálatát és a felvett rezonancia-görbét.

E módszerrel azonban nemcsak az egyes rendszerek saját-frekvenciáját lehet meghatározni, hanem a rezgés térbeli lefolyását is. Rezonancia-rezgésnél pontosan ugyanaz a lengéskép alakul ki, mint önlengéseknél, tehát nincs átmeneti jelenség. Ha a rendszert arra kényszerítjük, hogy állandóan rezonanciában rezegjen, akkor a gép tetszésszerinti pontjaiban mérni tudjuk a rezgés amplitudóját. A mérés alapján eldönthető, hogy milyen tömegek és rúgók vesznek részt a rezgésben.

Az egyes rendszerek csillapításának mérését is gerjesztett rezgések segítségével végezzük. A rezonancia-karakterisztika felvételére használt elrendezést alkalmazzuk, csak a rezgető mozgó vasmagja és a géprész közé erőmérőt építünk



34. ábra

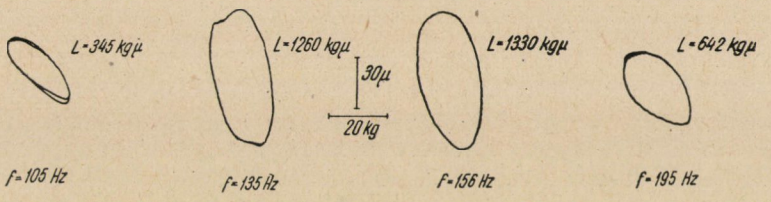
be. Az erőmérő a 34. ábrán látható. A csillapítás mérésére szolgáló elrendezést a 32. ábra mutatja.

A lengésmérő által indikált feszültséget katódsugár-oszcillográf függőleges eltérítő lemezeire, míg a mért erőnek megfelelő feszültséget a vízszintes eltérítő lemezekre kapcsoljuk. Ezáltal állandó lengésnél zárt görbét kapunk, melynek területe — megfelelő léptékben — megegyezik a rezgető által egy ciklus alatt bevitt munkával. Nyilvánvaló, hogy ez a munka megegyezik azzal a munkával, melyet a csillapítás egy ciklus alatt felemészt. A csillapítási munkát a felület planimetrálásával nyerjük. A 35. ábra példaként néhány zárt görbét mutat, ezeket az oszcillográf ernyőjéről fényképeztük le. A 36. ábrán mért értékeket láthatunk.

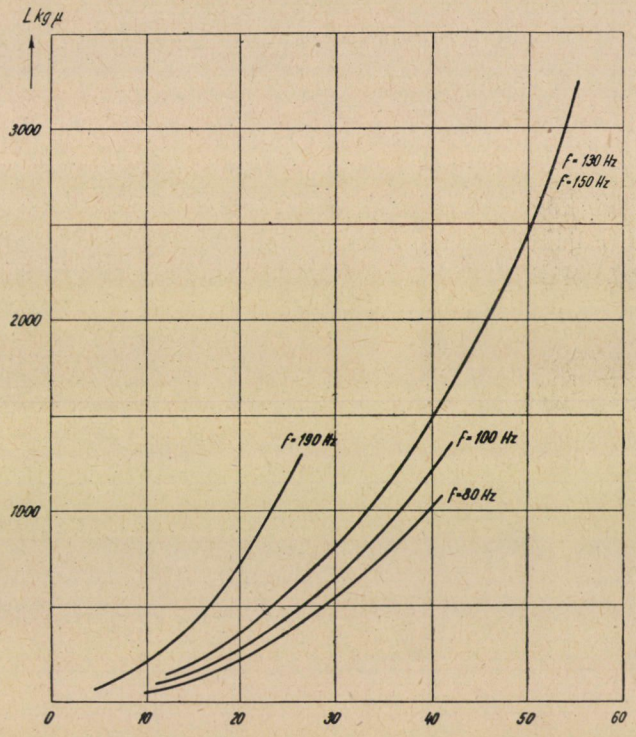
Az ismertetett mérőeljárás alapos átdolgozása körülbelül egy esztendőt vett igénybe. A mérési eredményeket a rezgető mágneses mezeje és energiaveszteségei különböző mértékben befolyásolják. Értékelnünk kellett valamennyi befolyásoló tényezőt, majd automatikus korrekció beépítése után a mérőeljárás

pontosságát ellenőrizni kellett. Jelenleg az egész berendezés teljesen rendben van, és legnagyobb mérési hibája ± 7%.

A kérdés jelenlegi állását röviden összefoglalva, a következőket mondhatjuk:



35. ábra. A csillapítási munka diagrammjai az S 35 típusú esztergapadnál



36. ábra. Összefüggés a lengés amplitudója és a csillapítás munkája között egyes frekvenciáknál

A munkadarab méretei: ∅ 70×600 mm. Előfeszítő erő 300 kg. $n = 500$ ford/perc.
A munkadarab megfogása: tokmány és forgó csúcs.

1. A fő szerszámgéptípusokon végzett kísérletek és mérések alapján meghatároztuk az öngerjesztett rezgések jellemző sajátosságait.

2. A különféle forgácsolási tényezők befolyását körülbelül 2000 esetre vizsgáltuk meg és ennek eredményét egységes alakban állítottuk össze. Ezen

eredményeket — melyek lehetővé teszik, hogy a lengések szempontjából a legkedvezőbb forgácsolási adatokat válasszuk — itt nem ismertetem, azonban dokumentációban meg fogják kapni. A változók nagy számát azáltal csökkentettük, hogy befolyásukat egy érték — és pedig a fogásmélység — segítségével mértük. Ez nagymértékben elősegítette a probléma elméleti megoldását, mivel elméletileg általánosságban is meg kell határoznunk az egyes forgácsolási feltételek befolyását az öngerjesztett lengések fellépésére vonatkozólag.

3. Kiértékeltük az öngerjesztett lengések káros voltát.

4. Kísérletileg és elméleti meggondolások segítségével megvilágítottuk és részben meg is határoztuk az öngerjesztett lengések okát és fellépésének alapfeltételeit. Tudatában vagyunk annak, hogy a szerszámgépek konstrukciójának megváltoztatásával el lehet kerülni az öngerjesztett lengéseket.

5. Az öngerjesztő erők állandóinak meghatározása céljából modellokat és megfelelő mérőberendezéseket készítettünk.

6. A szerszámgépek sajátosságainak meghatározására mérőberendezést és módszert dolgoztunk ki, hogy az elméleti és a leegyszerűsített megoldásokat alkalmazni tudjuk a gépek szerkesztésénél.

E munkát még el kell végeznünk. A probléma végleges megoldása még körülbelül egy évig fog tartani. Amíg ezt el nem érjük, az öngerjesztett lengések lehető kerülése céljából a következő irányelveket kell követnünk:

1. A forgácsolási adatokat a található adatok alapján kell választani.

2. A vezérlő rendszer egyes részeinek merevségét a lehetőség szerint növelni kell.

3. A vezérlőrendszer csillapítását növelni kell. Ehhez különböző adatokat adtunk.

Megemlítem, hogy a probléma alapvető megoldásával párhuzamosan felkutattuk a lengéscsillapítók szerkesztésének irányelveit. Erre a célra olajcsillapítású »hangolt« csillapítót használunk. E munkát közben befejeztük. Ezideig marógépek részére készítettünk csillapítót, amely jó eszköznek bizonyult az öngerjesztett lengésekkel szemben. E berendezés alkalmazása esetén csak kétszer akkora fogásmélységnél áll elő öngerjesztett lengés.

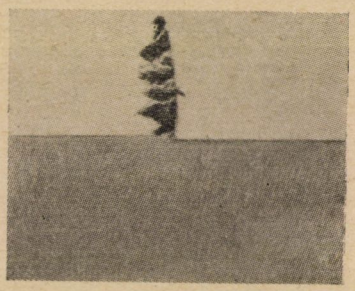
HOZZÁSZÓLÁSOK

KAZINCZY LÁSZLÓ

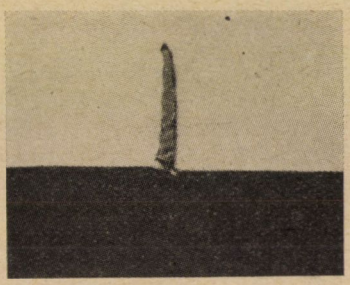
Van bizonyos szempont, amely szerint ketté kell választani a forgácsolási jelenségeket, mégpedig a kis forgácsolási sebesség mellett folytatott forgácsolást külön kell választani a nagy, vagy, ahogy ma mondjuk, gyorsforgácsolási sebességektől. Másképen jelentkeznek az önrezgések jelenségei kis és nagy forgácsolási sebességeknél.



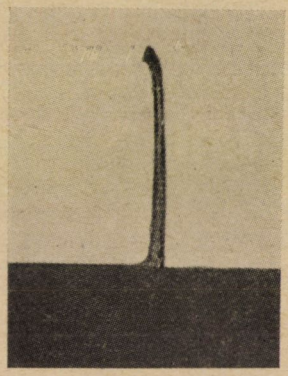
1. ábra



2. ábra



3. ábra



ábra

Az egész jelenséget az ortogonális forgácsolással próbálom megvilágítani.

Szívós anyag forgácsolásánál mindig előfordul — mint tudjuk — az élsisak jelenléte és az élsisak kis előtolásnál, vagy pedig kis fogásmélység esetében odavezethet, hogy kinyomja a szerszám éle előtt a forgácsot s akkor az ábrán látható alakok jönnek létre a szerszám éle előtt, a forgácstőben. Minden olyan esetben pedig, amikor az élsisak kinyomul ezek előtt az alakok előtt, megfutamodik a kés, tehát okot ad az önrezgésre. Azután megint jön

egy periódus, amikor a kés nagyobb igénybevételnek van alávetve, vagyis a forgácsoló erő megnő, tehát ingadozásokat kapunk.

Hogy ez tényleg így van, a következő felvételekkel tudom igazolni.

A 2. ábrán látható, hogy amikor kereken tízméteres sebességgel 40 kg-os anyagot egytizedes fogásmélységgel gyalultunk, a szerszám éle előtt a forgács periodikusan tarajokat kapott. Amint növekedett a forgácsolási sebesség (3. ábra), pl. 39 m/percnyi sebességre, ott már jóval simább, de még mindig tarajos forgácsot kaptunk. Amikor aztán felmentünk közel 60 m-es sebességre, akkor már ezek a periodikus jelenségek megszűntek s az egész forgácsolás lefolyása mentes volt az önrezgéstől (4. ábra).

Tehát kis — 10 m alatti sebességeknél — látjuk, hogy időnkint erősen szaggatott periodikus jelenségek vannak, de ha 60 m-es sebességre megyünk fel, akkor már egészen sima felületet kapunk.

Mindez azt bizonyítja, hogy rendkívül fontos, hogy milyen sebességgel végezzük a forgácsolást, illetve hogy a forgácsolási sebességet milyen jelenség kíséri a forgácstőben. Ha ezek a jelenségek az él előtti beszakadást, az élsisak tömegének ingadozását és periodikus jelenségeket hoznak létre, akkor ezek következménye természetesen az önrezgés. Ez azonban csak egyik oka az önrezgésnek és nem az egész önrezgés fejezet perdöntője. A többi jelenség összefügg a szerszámgép, a szerszám, és a munkadarab befogási, szilárdsági és merevségi feltételeivel.

RITTER ENDRE

Kazinczy László hozzászólásában a rezgéseknek egy másik fajtáját említette meg, melyek a sebességtől függően fellépnek vagy nem lépnek fel. Ebből azonban arra következtetek, hogy itt nem önrezgési jelenségekről van szó, hanem gerjesztett rezgésekről.

Az előadás további hozzászólói:

MUTTNYÁNSZKY ÁDÁM

RITTER ENDRE

JIŘÍ TLUSTÝ válasza a hozzászólásokra

Kazinczy László rámutatott arra a körülményre, hogy a vágási sebesség befolyással van a forgács alakjára, és különböző vágási sebességek esetén különböző alakú forgácsok keletkezhetnek. Kétségtelen, hogy az öngerjesztett lengések összefüggésben vannak a vágási sebességgel is. Az is kétségtelen, hogy az öngerjesztett lengésekre hatással vannak a szerszám homlokélén lejátszódó jelenségek. Előadásom keretében mondottam, hogy a különböző megmunkálási feltételek hatással vannak az öngerjesztett lengésekre és ezek között jelentős befolyással van a vágósebesség értéke is.

A rezgésnek azzal a magyarázatával, amelyet Kazinczy itt elmondott, már találkoztunk egyes szovjet szerzők munkáiban is. Így Kasirin és Szokolovszkij professzorok kísérleti eredmények alapján kimutatták, hogy az így keletkezett lengések nem a forgács töréséből származó frekvenciával bírnak, hanem a lengésszámokat a lengőrendszer saját frekvenciája szabja meg. Abban az esetben, ha a forgács törése által jelentkező lengések frekvenciája megegyeznék a törés frekvenciájával, akkor kényszerlengésekről lenne szó. Mivel

azonban ez nem áll fenn, nem valószínű, hogy itt rezonancia-jelenség előforduljon. Ebben az esetben az ebből származó lengések sokkal kisebb amplitudót adnának, mint amilyen lengések tényleg keletkeznek.

Érdekes, hogy a forgácsolási erőnek ez a bizonyos ingadozása nagyobb a kisebb sebességeknél, mint a nagyobb sebességeknél. Ezzel ellentétben, az öngerjesztett lengések annál nagyobbak, minél nagyobb a sebesség. Itt persze igen bonyolult jelenségről van szó és mind a szovjet szerzőknek, mind nekünk igen sok kísérlet elvégzésére van szükségünk, hogy a helyes utat megtaláljuk. De a kísérletekből kétségtelenül kitűnt, hogy a lengéseket nem lehet a forgácstörésből származó ingadozásnak tulajdonítani, hanem olyan jelenségeket kell keresni azok okául, amilyenekről az előadás során megemlékeztem. Két magyarázatot említettem meg. Az egyik magyarázat során az egy szabadságifokkal rendelkező rendszert tárgyaltam, feltételezve, hogy a lengést előidéző ok a sebességgel arányos. A másik magyarázat pedig azon az egyszerű feltételezésen alapszik, hogy az erő nagysága arányos a forgács keresztmetszetével, illetve a fogásmélységgel. Be van bizonyítva, hogy ez a második ok tényleg fennáll. Nem tartom kizártnak azonban annak lehetőségét sem, hogy az öngerjesztett lengések keletkezésére mindkét ok hatással van. Éppen ezért méréseket fogunk végezni a modellokon annak megállapítására, hogy tényleg létezik-e az az első gerjesztő ok, amiről beszéltem.

Sajnos, nem volt lehetőség ebben az előadásban mindazoknak az okoknak felsorolására, amelyek meggyőztek engem arról, hogy ezt a kérdést ilyen formában kell vizsgálni.

ESZTERGÁLÁS NAGY SEBESSÉGGEL

ZDENEK PŘIKRYL

A technológusnak fontos feladata a termelés fokozása. E cél elérésének egyik eszköze a vágósebesség növelése.

A gyorsvágás alapjelenségeinek magyarázatára különféle elméletek alakultak ki, melyek a nagysebességű forgácsolás lefolyását igyekeznek megvilágítani. Egyesek azon a véleményen vannak, hogy nagyobb vágósebesség esetén a vágás helyén a hőmérséklet emelkedik és így az anyag külső rétege felmelegszik, képlékennyé és könnyebben megmunkálhatóvá válik. Mások szerint a nagy vágósebességek alkalmazási lehetősége a negatív homlokszöggel bíró szerszámok használatával magyarázható.

Egyik vélemény sem tekinthető teljesen megbízhatónak. Igaz ugyan, hogy a vágósebesség növelésével a hőfok emelkedik, de ez nem arányos a sebesség növekedésével. 150 m/perc vágósebességig a hőfok viszonylagosan gyorsabban nő, azon túl azonban lassúbb az emelkedése. Nagy vágósebességek esetén a közepes hőmérséklet a szovjet kutatók vizsgálatai szerint mintegy 700—800 C°. A forgácsolási ellenállás mérésével megállapítható, hogy kisebb és közepes vágósebességekkel végzett munkával szemben gyorsvágás esetén a forgácsolási ellenállás 20—40%-kal csökken.

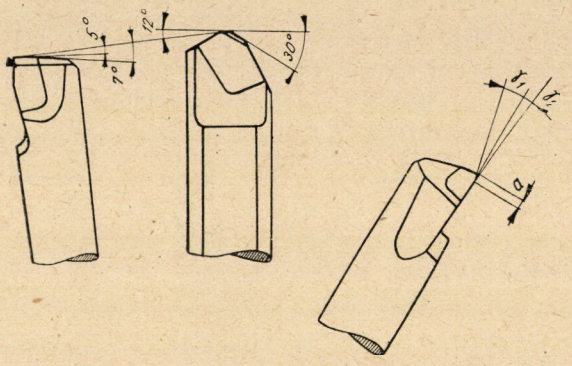
Ha elfogadjuk azt a feltevést, hogy a megnövelt vágósebesség használatát a megmunkált anyagnak a vágás közben középértékben 800 C°-ot elérő felmelegedése teszi lehetővé, akkor a forgácsolási ellenállásnak 80%-kal, nem pedig csupán a valóságban megállapított 30%-kal kellene csökkennie. Az acélnak 800 C°-ra való felmelegedésével ugyanis annak szilárdsága az eredeti értéknek 20%-ára csökken.

Ennek az elméletnek a helytelenségét másodsorban a megmunkált anyagnak és a szerszám vágóélének érintkezési időtartama is biztosítja. Ha feltételezzük, hogy 600 m/perc vágósebességgel dolgozunk, továbbá a forgács tömörödési tényezője $\lambda_0 = 2$, és a vágóélnek a forgáccsal való érintkezési hossza 2 mm, akkor a vágóél és az anyag érintkezésének összes időtartama

$$t = \frac{60 \cdot 2 \cdot 2}{1000 \cdot 600} = 0{,}0004 \text{ mp.}$$

Lehetetlen, hogy a vágóéllel közvetlenül érintkező anyag ilyen rövid idő alatt a vágóéllel azonos hőfokra melegedhessék fel. Ha az anyag például 20 C°-ról 500 C°-ra 0,0004 mp alatt melegednék fel, akkor a felmelegedési sebességnek percenkint 72 000 000 fokot kellene elérnie.

A gyorsvágás alatt fejlődő meleg a forgácsolás folyamatát csak túlzott sebességek használata esetén befolyásolja. Ilyen sebességeknél a vágóél és a megmunkált anyag között nagy surlódás keletkezik. Az érintkezési helyen a hőfok a már megadott 800 C°-on túlemelkedik és elérheti az anyag olvadási hőfokát. Ezáltal a megmunkált anyag mikroszkópikus felületi rétege meg-



1. ábra

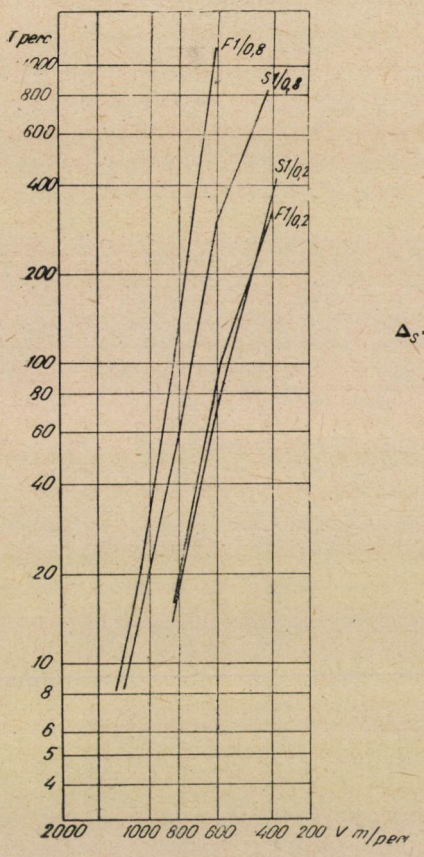
olvad, s ennek következtében a surlódási ellenállás csökken, mivel az anyag és a szerszám közötti száraz surlódás részben folyadéksurlódássá válik.

Ez a jelenség azonban a szerszám relatív mozgásának a következménye és nem előzi meg a vágási folyamatot, tehát nem befolyásolhatja az anyag egész lemunkált rétegének a képlékenységét.

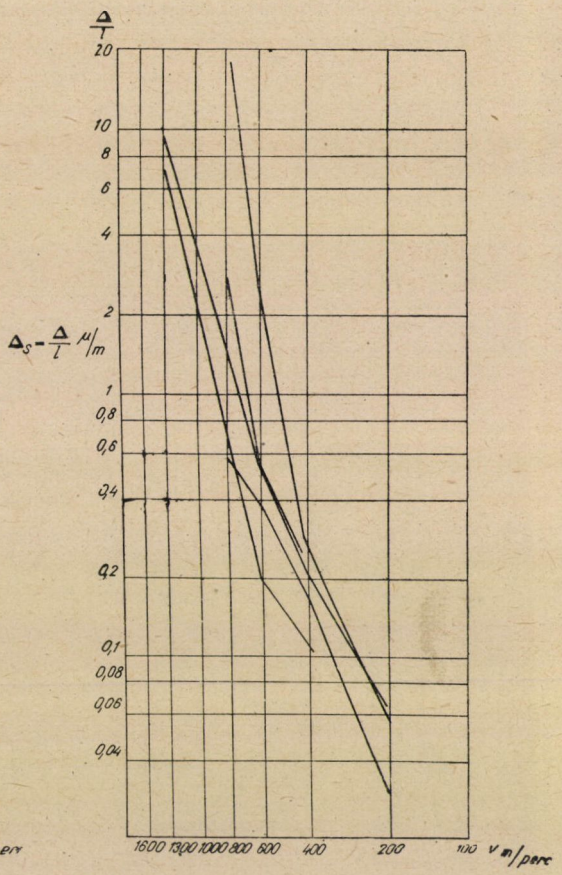
A forgácsolási ellenállásnak a csökkenése nagy vágósebességek esetén ismert jelenséggel magyarázható, tudniillik azzal, hogy a dinamikusan igénybevett anyag rugalmassági határa megnövekszik. Ha ezt a tényt a vágás folyamatára vonatkoztatjuk, feltehető, hogy ha a vágóél nagyobb sebességgel hatol az anyagba, a rugalmassági határ megnő, ezáltal a forgácsok leválasztásához szükséges deformációs munka csökken.

90°-nál nagyobb metszőszög (vagyis negatív homlokszög) használata csak nagyobb szakítószilárdsággal bíró anyag megmunkálásánál indokolt. A negatív homlokszög — mely különösképen megnöveli a forgácsolási ellenállást — célja csupán az, hogy a vágóél szilárdságát megnövelje, a nagysebességű forgácsolásra azonban más befolyása nincsen. Különösen nem indo-

kolható az alkalmazása kis keresztmetszetű forgácsoknak nagy vágósebességgel való eltávolítása esetén. Ennek bizonyítására kísérleteket végeztünk, amelyeknek célja az volt, hogy megállapítsuk a homlokszög befolyását a szer-



2. ábra



3. ábra

szám éltartamára. Először az éltartam és a vágósebesség összefüggését állapítottuk meg. Az erre a célra felhasznált esztergakés alakja az 1. ábra szerinti volt. A vágóél különböző fajtájú keményfémből készült és a következő vágóélszögekkel rendelkezett:

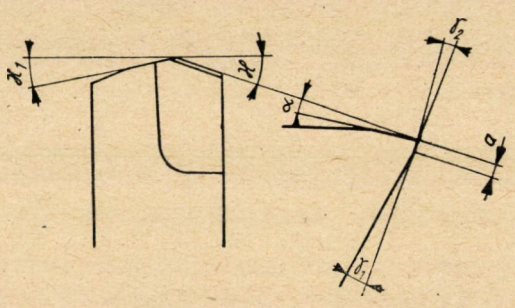
elhelyezési szög $\varkappa = 30°$;
terelőszög $\lambda = +5°$;
homlokszög $\gamma_1 = -5°$;
homloklap folytatásának hajlása $\gamma_2 = 2° - 5°$;
élsáv szélessége 0,1—0,2.

Az 50 kg/mm² szakítószilárdságú szénacélanyagot 0,06 mm/ford előtolással, 0,2 mm fogásmélységgel és 400, 600, 850, 1300 m/perc vágósebességgel munkáltuk meg. A vágóél kopását a szerszám hát- és homlokfelületén figyeltük meg és a kopás határát a megnövelt sebességeknél 0,8 mm-re, kisebb sebességeknél pedig 0,2 mm-re választottuk meg.

A kísérletek eredményét a 2. diagrammban tüntettük fel az F_1 és S_1 jelű keményfém-lapkákra és 0,2, illetőleg 0,8 mm kopáshatárra vonatkozóan. Az eredményeknek matematikai megfogalmazását a következő összefüggés szolgáltatja:

$$v = \frac{c}{T^m}.$$

Keményfémlapkákkal ellátott esztergakésekre a c és az m értékei a következők:



4. ábra

	F_1	S_1
c	920—750	800—680
m	0,16—0,19	0,2—0,23

A további kísérletek folyamán megállapítottuk a vágóél Δ kopását az esztergakés homlokfelületén a kés éltartamának megfelelő l hosszúságú útra vonatkoztatva, 200, 400, 600, 800 m/perc vágósebesség, 0,2 mm/ford előtolás és 0,5 mm fogásmélység esetén. A vágóél fajlagos kopása, vagyis az esztergakés 1 m-es útjára eső Δ_s vágóélkopás is megállapítást nyert. Ezt a következő egyenlettel fejezzük ki:

$$\Delta_s = \frac{\Delta}{l}.$$

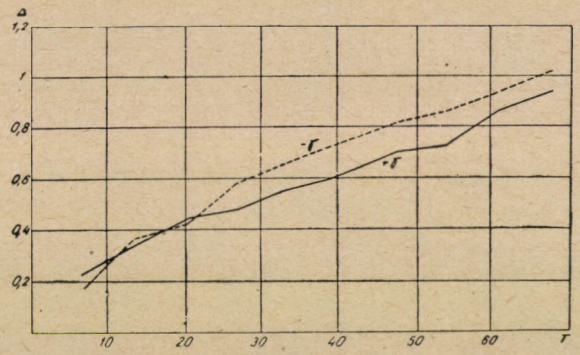
A kísérletek eredményeit a logaritmikus beosztású 3. diagrammban tüntettük fel. A diagramm görbéiből a növekedő vágósebességekkel megnövekedő

fajlagos kopás egyértelműen kiviláglik. Ez azt jelenti, hogy a vágósebesség növekedésével a keményfémnek a súlymennyiségre vonatkozó kihasználása rosszabbodik.

Az e kísérletnél alkalmazott munkamenetet ezután felhasználtuk arra, hogy megállapítsuk a homlokszög nagyságának a befolyását az éltartamra. A vizsgálathoz felhasznált, keményfém-lapkával ellátott egyik esztergakés alakja a 4. ábra szerinti volt és a következő szögekkel rendelkezett:

$$\gamma = +10°,\ \alpha = 8°,\ \varkappa = 20°,\ \varkappa_1 = 5°,\ \lambda = +4°.$$

A másik esztergakésnek negatív homlokszöge, $\gamma = -5°$ volt 0,2 mm szélességű csekély felületen.



5. ábra

A kísérletet 45 kg/mm² szakítószilárdságú acéllal, a következő vágási feltételekkel végeztük:

$$e = 0{,}2 \text{ mm},\ f = 0{,}5 \text{ mm},\ v = 1750,\ 1350,\ 1000,\ 800,\ 400 \text{ m/perc}.$$

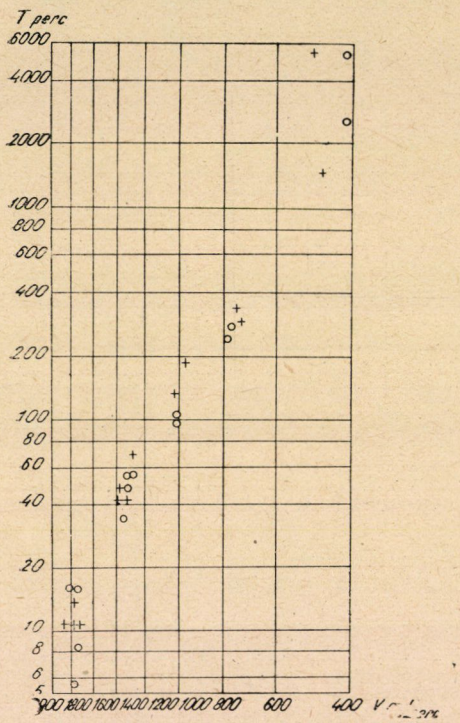
A homlok-oldalon megfigyelt kopás lefolyását 1350 m/perc vágósebességnél mértük és az 5. diagrammban tüntettük fel. A $\Delta = f(T)$ függvénnyel meghatározott görbe alakját a vágósebesség befolyásolja. Nagy vágósebességek számára a görbe egyenlete $\Delta = a \cdot T + b$, vagyis egyenest közelít meg, a kisebb sebességeknél az egyenes-vonalú változás a $\Delta = a \cdot T^x + b$ exponenciális függvénybe megy át. A kopás határát 0,8 mm-re választottuk meg. A kísérletek eredményeit a 6. diagrammban, logaritmikus koordinátarendszerben tüntettük fel. A keresztek pozitív homlokszöggel bíró esztergakésekre, a karikák negatív homlokszöggel bíró késekre vonatkoznak.

A kísérlet eredményei alapján lehetetlenség bebizonyítani azt, hogy a vágóélek e két élesítési módja közül bármelyik is előnyösebb volna. Kitűnik az is, hogy a közepes éltartam-értékek a kísérlet egész terjedelmében mind a pozitív, mind a negatív metszési szögekre nézve azonosak.

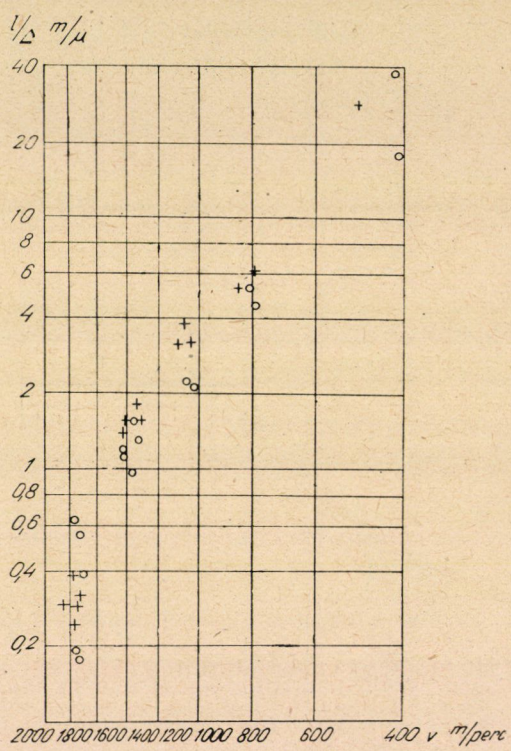
Ha a vágóélek kopására vonatkozó átszámított értékeket, amelyek az esztergakések 1 m-es működési útjához tartoznak, felrakjuk, a görbe alakjából (7. ábra) látható, hogy az esztergakések teljesítőképessége a vágósebesség növekedésével csökken. A teljesítmény-csökkenés túlzott sebességek esetén megnő. Ez azt bizonyítja, hogy a vágósebességeknek egy nagyobb tartományában a

$$v = \frac{c}{T^m}$$

sebesség-éltartam-függvény állandóinak értékei már nem érvényesek.



6. ábra

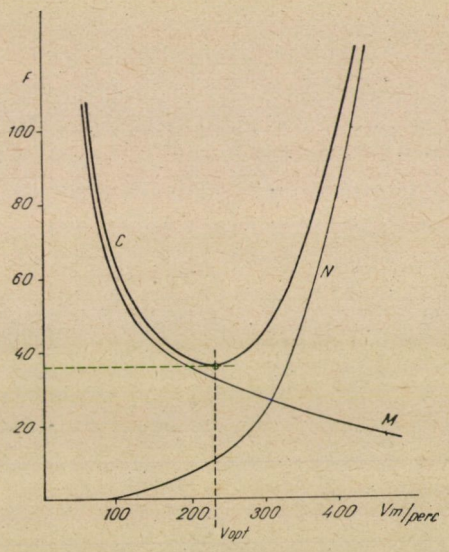


7. ábra

Utólagos vizsgálattal, amelyet 1 mm szélességű homlokfelülettel és negatív homlokszöggel bíró 3 esztergakéssel végeztünk, megállapítottuk, hogy ezeknél az éltartam középértékei megegyeznek a pozitív homlokszögű kések éltartamával. Ezeknek a vizsgálatoknak az eredményeiből következik, hogy az esztergakéseknek az 1 m működési útjára eső, fajlagos kopása a vágósebesség emelkedésével növekszik. Kiviláglik továbbá, hogy kis vagy közepes szakítószilárdságú acéloknak gyorsvágása esetén a negatív homlokszög a kés kopásállóságára nem előnyösebb. Nagyobb vágósebességeknél a negatív felület

rövid idő alatt eltűnik és olyan pozitív homlokszögű vájatok keletkeznek, melyek az eredeti metszőszöget 20 fokkal meghaladják.

Ezeknek a kísérleteknek az eredményei a vágósebességek növelésére irányuló törekvésekkel természetesen nincsenek ellentmondásban. A munkateljesítmény növeléséért folytatott küzdelemben igyekeznünk kell nagyobb, de természetesen a legkedvezőbb sebességgel dolgozni. A legkedvezőbb az a sebesség, amelynél az adott munkadarabot a leggazdaságosabban, vagyis a legolcsóbban munkáljuk meg. A vágósebesség megnövelésével a gépi idők és ezekkel együtt a termelési költségek csökkennek ugyan, a szerszámok nagyobbmérvű elhasználódása folytán azonban költségtöbblet keletkezik.



8. ábra

Ha a szerszámokra fordított nagyobb kiadások a teljesítmény növekedésével elért megtakarításokat túlhaladják, akkor az ezzel a vágósebességgel végzett munka már nem mutatkozik gazdaságosnak. Valamely meghatározott munka elvégzésére legkedvezőbb, vagyis leggazdaságosabb vágósebességet (amelyet a szükséges gépi megmunkálásra fordított idő határoz meg) könnyűszerrel úgy határozhatjuk meg, hogy a gépi megmunkálás költségeit a vágósebesség függvényében (M jelű görbe) és a szerszámköltségeket ugyancsak a vágósebesség függvényében (N jelű görbe) rakjuk fel (8. diagramm). Az M jelű görbe alakját az $M = c_1 \frac{D}{v}$ egyenlet határozza meg, amelyben c_1 a meghatározott munkára vonatkozó állandó. Ennek nagysága a szerszám működési úthosszából állapítható meg. D a megmunkálás egységideje percekben, v az alkalmazott vágósebesség. Az N jelű görbe alakja a szerszámokra fordított

költségeknek a vágósebesség függvényében kifejezett értékét jelzi és az éltartamnak a vágósebesség függvényében kifejezett egyenletéből vezettük le.

$$\left(v = \frac{c}{T^m}\right).$$

Ha a szerszámok élesítési, kopási és leírási költségeinek a munkaidőegységre vonatkozó költségrészeit B-vel jelöljük, akkor a szerszámköltségek és a vágósebesség számára általános összefüggést kapunk:

$$N = B \cdot \mathrm{f}(T), \qquad N = B \cdot \frac{c_2}{v^n}.$$

Valamely adott munkadarab meghatározott darabszámának előállítására vonatkozó összes kiadásoknak a vágósebesség függvényében feltüntetett görbéjét az M és N görbék összegezésével a C jelű görbe határozza meg. Látható, hogy ennek a görbének minimuma van egy meghatározott sebességnél, melyet a diagrammban v_{opt} jellel jelöltünk meg.

Ez a vágósebesség legkedvezőbb sebességnek számít, vagyis az adott esetben ez a leggazdaságosabb sebesség. A vágósebességnek ezen a határon túl való további növelése esetén a termelés gazdaságossága csökken. Ezért befejezésképen kimondhatjuk, hogy a vágósebességnek a növelése a munkateljesítmény fokozásának hatékony módja, de a sebesség nagyságát úgy kell megválasztanunk, hogy a termelés gazdaságosságát minden esetben biztosítsuk.

KÍSÉRLETI VIZSGÁLATOK A FORGÁCSKÉPZŐDÉS TERÉN

WITOLD BIERNAWSKI

Sok szó esik az ω irányszögről, amelyet a forgácsolási irány és a forgács részecskéinek elcsúszási iránya zár be. Amint hallottuk, ez az ω szög az egyik leglényegesebb adat azok közül, amelyek a leválasztandó réteg forgácsolása közben lejátszódó mechanikai folyamatot jellemzik. Ez a szög jellemzi a forgácsolás közben végbemenő összes termodinamikai jelenségeket is.

Első pillantásra bárkiben felmerülhet az a gondolat, hogy miért foglalkozunk ilyen gyakorlati és ipari problémáktól távoleső kérdéssel, mint amilyen az ω szög nagysága. Azért foglalkozunk vele, mert arra törekszünk, hogy megismerjük a fémforgácsolás közben lejátszódó fizikai és mechanikai jelenségeket.

Néhány szót kívánok idézni Kuznyecovtól:

»Taylor munkái egyrészt igen hasznosak voltak az ipar terén, mint a fémforgácsolás előmozdítói, másrészről viszont igen kártékonyak voltak a fémforgácsolási elmélet kifejlesztése szempontjából. Ezek a fémforgácsolást receptúrává sűlyesztették. Majdnem teljesen elfojtották a tudományos gondolkodást, amely a fémforgácsolási jelenségek megismerésére és megértésére törekszik. Ennek a hibának a kiküszöbölésére elvben el kell szakadni Taylor gondolataitól, a tiszta empírizmusra való törekvéstől és a fémforgácsolás területén az elméleti gondolkodást kell minél jobban kifejleszteni.«

Foglalkozzunk röviden a fémforgácsolás ú. n. alapegyenletével (1. ábra). MM a forgácsrészecskék elcsúszásának síkja, a_p a leválasztandó forgács csúszási irányban vett metszetének hossza.

Ez az alapegyenlet az ω irányszöget, a γ homlokszöget, a leválasztandó fémréteg a vastagságát és a forgács a_w' vastagságát kapcsolja össze. Levezetem ezt az egyenletet, noha feltételezem, hogy általában ismert:

$$a = a_p \cdot \sin \omega$$

és

$$a_w' = a_p \cdot \sin \varphi.$$

A

$$\varphi = 90° + \gamma - \omega$$

szögösszefüggéssel

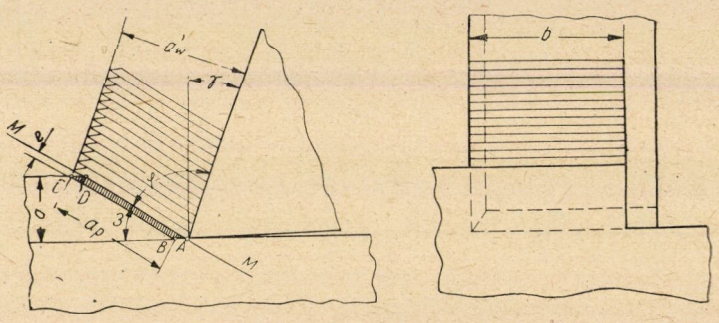
$$\Theta = \frac{a'_w}{a} = \frac{\sin\varphi}{\sin\omega} = \frac{\sin(90° + \gamma - \omega)}{\sin\omega} = \frac{\cos(\gamma - \omega)}{\sin\omega} =$$

$$= \frac{\cos\gamma\cos\omega + \sin\gamma\sin\omega}{\sin\omega} = \cos\gamma\,\mathrm{ctg}\,\omega + \sin\gamma.$$

Ebből:

$$\omega = \mathrm{arc\,ctg}\left(\frac{\Theta - \sin\gamma}{\cos\gamma}\right) \tag{1}$$

A leválasztandó rétegnek van egy $ABCD$ által határolt eleme. Ez az elem, miközben a kés A pontból B pontba mozdul el, elcsúszik a kés homlok-



1. ábra

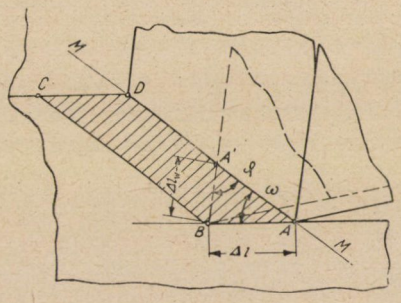
felületén felfelé. Feltételezzük, hogy ez az elem egyelőre csak mértanilag mozdul el felfelé anélkül, hogy magában ebben az elemben bármiféle változás játszódnék le. Ekkor a következőket lehet megállapítani:

A forgács vastagsága a kés homloklapjára nagyjából merőlegesen csúszik el. A leválasztott forgács vastagsága és a leválasztandó réteg vastagságának viszonyát már Θ-val jelöltük. Felvetődik az a kérdés, hogy helyes-e a forgácsolás alapegyenlete és igazolja-e ezt a gyakorlat, vagy sem? Azt kell mondanom, hogy az összes tudományos munkákban a mai napig ezt a képletet találjuk. Ez az egyenlet, le kell szögeznem, hogy csak kizárólag a rideg fémekre érvényes, de nem lehet használni képlékeny fémek forgácsolásánál.

Vizsgáljuk meg közelebbről a kérdést (2. ábra).

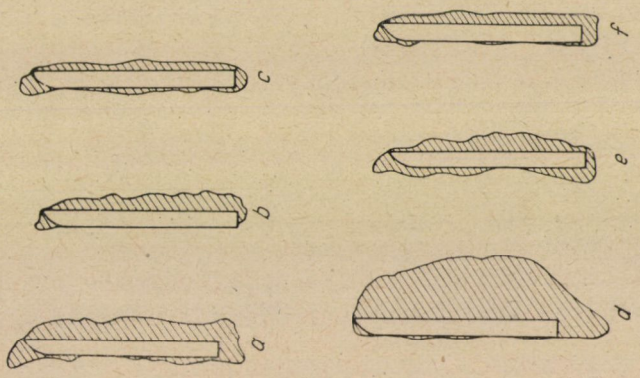
Tegyük fel egy pillanatra, hogy az $ABCD$ elem nem tartozik hozzá szervesen a leválasztandó réteghez. A kés így elmozdul A pontból B pontba, akkor ez az elem eltolódik a ferde síkon felfelé, vagyis függőleges összetevőben megtesz BA' utat. Az A pont tehát, amely a B ponttal egy síkban fekszik, a késelmozdulás végén felkerül A' pontba. Másszóval a Δl forgácsolási útnak megfelel a forgács csúszása a kés homlokfelületén $B\,A'$ szakaszon.

Így lenne akkor, ha a forgácselemre a forgácsolás közben semmiféle erő nem hatna. Természetesen ez lehetetlen. Miközben a forgácsolás tart, a kés nyomja a forgácselemet és ez megváltozik, összenyomódik. Az A pont az A' pont helyett alacsonyabbra kerül. Ez a forgácselem minden irányban kiterjed, amerre csak lehetősége nyílik. Feltételezzük, hogy most ez a méret megnöve-



2. ábra

kedik a forgácsolás irányára merőlegesen és a leválasztott forgács szélessége nagyobb lesz, mint a leválasztandó réteg szélessége volt. A következő ábrákat mutatom be, hogy szemléltessem, hogy hogyan aránylik egymáshoz a leválasztandó réteg és a leválasztandó forgács keresztmetszete (3. ábra).

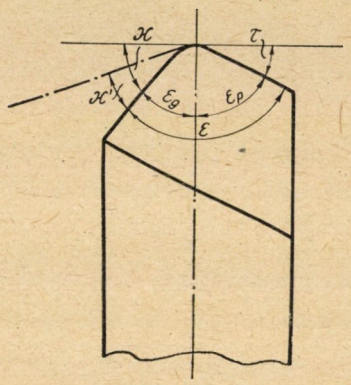


3. ábra

Ezeken az ábrákon a fehér mező mutatja azt, hogy mi volt a leválasztandó réteg keresztmetszete és a külső görbével határolt és fehér mezőn túl vonalkázott rész mutatja, hogy mi lett a leválasztott forgács keresztmetszete. A két felület nagysága természetesen különböző és viszonyuk a termodinamikus munkafeltételektől függ. Abban az esetben, ha a forgács rövidülését úgy határozzuk meg, hogy összehasonlítjuk a leválasztandó réteg hosszát a leválasztott réteg hosszával, a kettő között olyan arányt találunk, amilyen arány a leválasztott réteg keresztmetszete és a leválasztott forgács keresztmetszete között van.

Ha a forgács-rövidülést úgy határozzuk meg, hogy nem vesszük figyelembe a forgács méreteinek megnövekedését a csúszási sík irányában, jelentős hibát követünk el, amely visszahat az ω szög nagyságára. A forgács megrövidülési együtthatójának meghatározásakor tehát feltétlenül tekintetbe kell vennünk a forgácsnak a forgácsolás irányára merőleges és a forgács csúszási síkjában mutatkozó megnövekedését. Később számszerű eredmények kerülnek bemutatásra arra, hogy mi a különbség az eredeti egyenlettel számított és az ily módon helyesbített ω szögértékek között.

Legyen K_{sp} a forgács-rövidülési együttható, l a leválasztandó réteghossz; ehhez felhasználhatjuk Δl-t, amely n-nel szorozva, megadja a leválasz-



4. ábra

tandó réteghosszt. Tekintetbe kell venni azokat a változásokat, melyeket a forgács keresztmetszetével kapcsolatban bemutattunk.

$$K_{sp} = \frac{l}{l_w} = \frac{n\Delta l}{n\Delta l_w} = \frac{\Delta l}{\Delta l_w} = \frac{\sin\varphi}{\sin\omega} = \frac{a'_w}{a} = \Theta \qquad (2)$$

l a leválasztandó forgács hossza; l_w a leválasztott forgács hossza.

Kísérlet az ω szög meghatározására

68 kg/mm² szakítószilárdságú acélt forgácsoltak a következő adatokkal (4. ábra):

Szerszámanyag: gyorsacél.

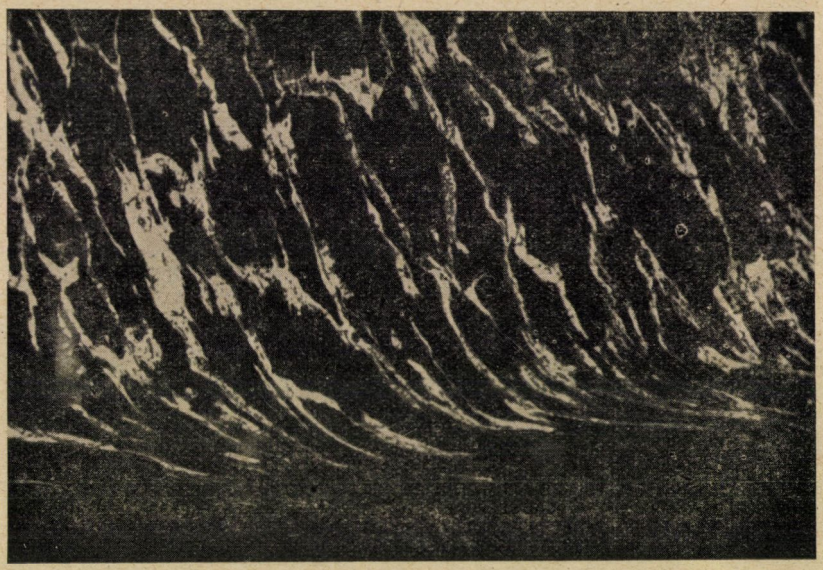
$\gamma = 0°$	$R = 1$ mm
$\alpha = 5°$	$f = 3{,}33$ mm
$\varepsilon_g = 45°$	$e = 0{,}3$ mm/ford
$\varepsilon_p = 85°$	$v = 20$ m/perc
$\tau = 5°$	hűtés-kenés nélkül
$\lambda = 0°$	

A $\varkappa$ elhelyezési szög helyett azért szerepel ε_g, mert pl. ha kúposan esztergálunk, akkor $\varkappa$ megváltozik és $\varkappa'$ lesz. Hosszesztergályozásnál $\varkappa' = \varkappa$.

A $\varkappa$ szöget az előtolás iránya és a főforgácsoló él közötti szög adja meg.

A 3. ábra alapján kiszámítható a leválasztandó réteg és a leválasztott forgács keresztmetszetének területe. Ebből a keresztmetszeti felületek aránya 4,3 volt. Ez a valóságos forgácsszélesedés.

$$K_{sp} = \frac{F_w}{F} = 4{,}3,$$



5. ábra

ahol F_w a leválasztott forgácskeresztmetszet,

F az eredeti «

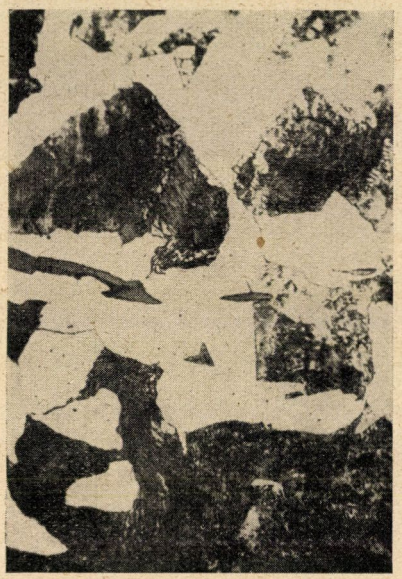
A kapott értékből az (1) képlettel kiszámítva $\omega = 13°$ volt. Amikor a forgácsot mikroszkóp alá vették (5. ábra), egészen más értéket tapasztaltak. Körülbelül $\omega = 18°$-ot kaptak. Tehát a valóságos forgácselem elcsúszási irányszöge kb. 40%-kal nagyobb volt, mint a számított érték. Magától értetődik, hogy ilyen hibát nem lehet elfogadni. Ez a hiba abból származik, hogy nem vették tekintetbe a forgács kiszélesedését a forgácsolási irányra merőlegesen és az elcsúszási sík irányában.

Hogy megvilágítható legyen az összenyomódás mértéke, amely az anyagon belül játszódik le, a 6. ábrán a forgácsolandó anyag szövezeti képe forgácsolás előtti állapotában látható. A fehér részek természetesen ferritcsoportok. A 7. ábra ugyanaz az anyag, de már forgács alakjában. Ez a forgács

középtáján elhelyezkedő szerkezet. Jól láthatjuk, hogy a ferrit, mint lágy anyag, a mezőben mennyire megszűkül és megnyúlik.

Ugyanennek a forgácsnak kisebb mértékben nagyított képe az 5. ábra és ez a forgácsnak arról a széléről készült, amelynek felületén a kés homloka, tehát a forgács csúszik. Látható, hogy miközben a forgács a késhomlokfelületen csúszik, a forgácsban még további szerkezeti deformáció következik be. Ez acélra érvényes.

Vizsgáljuk meg, hogy hogyan mutatkozik ugyanez a jelenség öntöttvas forgácsolása esetén.



6. ábra



7.ábra

Azt mondjuk, hogy az öntöttvas rideg anyag. De ezt helyesen úgy kell mondanunk, hogy az öntöttvas általában rideg állapotban van. Megfelelő forgácsolási körülmények között az öntöttvasat plasztikussá tehetjük. A 8. ábra az öntöttvasnak azt a forgácselemét mutatja be, amelyet majd le fogunk forgácsolni. Vizsgáljuk meg, hogyan fest ez az elem, amikor a kés homloklapjára kerül. Ez egészen más képet mutat (9. ábra). Nem igen lehet azt mondani ezek alapján, hogy az öntöttvas rideg. A grafit nyomait tisztán láthatjuk, azt is, hogy a perlit alakváltozást szenved. Ha az ábrának felső jobbszélét megnézzük, látjuk, hogy ott valósággal örvénylik az anyag.

Annak igazolására kerültek ezek az ábrák bemutatásra, hogy általában nem beszélhetünk rideg és képlékeny anyagokról, hanem inkább csak arról, hogy az anyagok rideg, vagy képlékeny állapotban vannak-e. Sajnos, nincs lehetőség annak bemutatására, hogy hogyan néznek ki azok a forgácsok, ame-



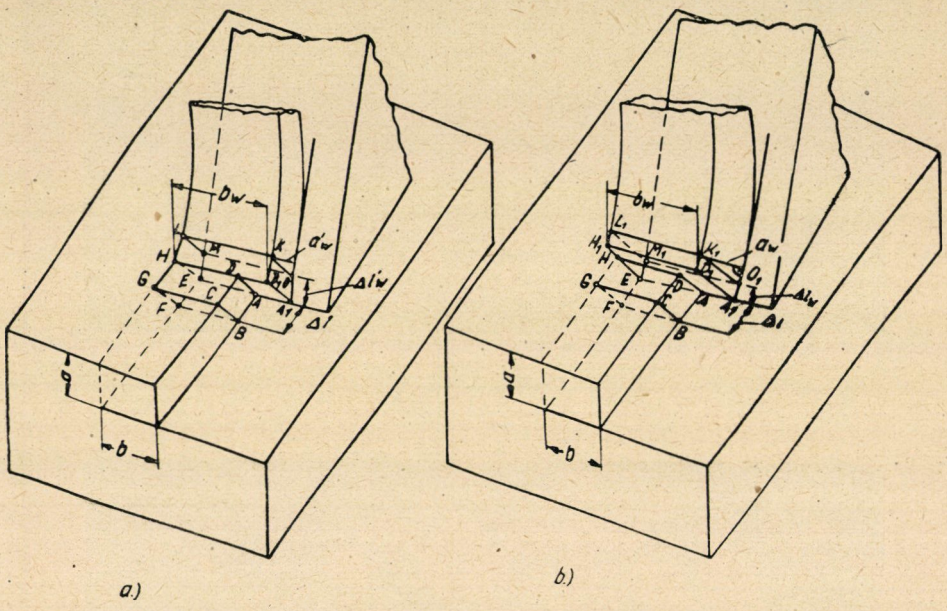
8. ábra



9. ábra

lyeket az előbb bemutatott acélból a gyorsforgácsolás termodinamikus körülményei között választottak le. Ott pontosan fordított képet kapnánk. A sebesség növekedése közben az acél rideg állapotot vesz fel.

A 10. ábrán térszerűen kinagyított ábrán egy feltételezés látható a forgács keletkezéséről. A leválasztandó forgácsanyag rétege más, mint a kés homloklapjára felcsúszó forgácsréteg. A leforgácsolandó elem *ABCDEFGH* betűkkel, míg a leválasztott elem pedig $A_1D_1KOEHLM$ betűkkel van jelölve (10/a. ábra).



10. ábra

Itt azt tételeztük fel, hogy a forgács csak a forgácsolás irányára merőlegesen szélesedik és a b elemszélesség b_w-re változik.

Tételezzük fel, hogy a forgács nemcsak keresztirányban növeli meg méretét, hanem a csúszás síkjában is, és a magasság helyett a_w lesz a forgács vastagsága (10/b. ábra).

$$V_e = ab\,\Delta l = V'_w = a'_w b_w \Delta l'_w.$$

Ez a forgács térfogata a leválasztás előtt és után. Feltételezzük, hogy ezek a térfogatok azonosak, mert a fajlagos anyagsűrűség a forgácsolási körülmények között legfeljebb 0,02 százalékkal növekszik meg. Ez ebből a szempontból elhanyagolható.

$$\frac{\Delta l}{\Delta l'_w} = K'_{sp} = \frac{a'_w}{a} \cdot \frac{b_w}{b} = \Theta \cdot K_b.$$

Ebből tudjuk, hogy a forgács szélesedési együtthatója az előbbiből $K_b = \frac{b_w}{b}$ lesz. Ez az első rajzra vonatkozik, ahol csak a szélesedést tételeztük fel. Most pedig áttérünk a 10/b. ábrára, ahol kétirányú forgácsnövekedést tételeztünk fel. A leválasztandó elem: $ABCDEFGH$, a leválasztott elem $A_1D_1K_1O_1EH_1L_1M_1$. A forgácstérfogat:

$$V_e = ab\,\Delta l = V_w = a_w\,b_w\,\Delta l_w.$$

Ebből

$$\frac{\Delta l}{\Delta l_w} = K_{sp} = \frac{a_w\,b_w}{a\,b} = \frac{a_w}{a'_w} \cdot \frac{a'_w}{a} \cdot \frac{b_w}{b} = K_a\,\Theta\,K_b,$$

$$\Theta = \frac{K_{sp}}{K_a K_b}.$$

Szénacélnál $\Theta = \frac{K_{sp}}{K_b}$, mert $K_a \cong 1$.

Igen képlékeny anyagoknál $\Theta = \frac{K_{sp}}{K_b^2}$, mert ezeknél $K_b \geq K_a \geq 1$.

A leválasztandó részecske térfogata egyenlő a leválasztott forgácselem térfogatával.

Ha visszatérünk az első kifejezésre és Θ értékét a fentiekből helyettesítjük, felírhatjuk a fémforgácsolásra a helyes egyenletet:

$$+\gamma \text{ esetén} \qquad \omega = \operatorname{arc\,ctg}\left(\frac{K_{sp}}{K_b \cos\gamma} - \operatorname{tg}\gamma\right),$$

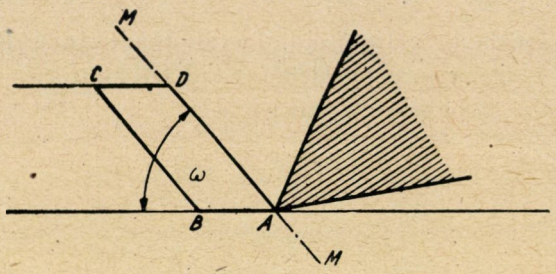
$$-\gamma \text{ esetén} \qquad \omega = \operatorname{arc\,ctg}\left(\frac{K_{sp}}{K_b \cos\gamma} + \operatorname{tg}\gamma\right).$$

Ha az értékeket behelyettesítjük, 17°-os ω szöget kapunk. Amint látható, a valóságtól való eltérés rendkívül kicsi.

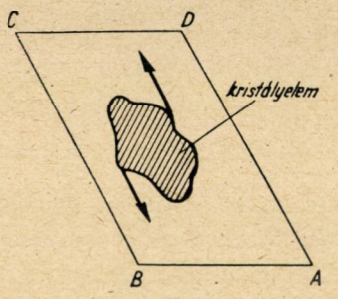
Erre vonatkozóan kerül bemutatásra a Kristianovics—Klusin-féle kísérleti bizonyítási elv, amelynek hipotézise helyes. Ismeretes, hogy a forgács keletkezésének mechanikája a következő:

Vegyük megint az A, B, C, D pontokkal körülhatárolt elemet (11. ábra). Feltételezzük, hogy ez az ω szög síkja. Ez képlékeny állapotban lévő anyagra vonatkozik. Ezt az elemet most erősen nagyítsuk meg. Vegyünk ki belőle egy kristályelemet és ha feltételezzük, hogy ezen belül a csúszási sík párhuzamos a forgács elcsúszási síkjával, a kristályon belüli elcsúszási síkkal párhuzamos MM csúszási síkban ébredő összenyomó erők hatása alatt erőpárt kapunk, amely ezt a kristályt el akarja fordítani (12. ábra).

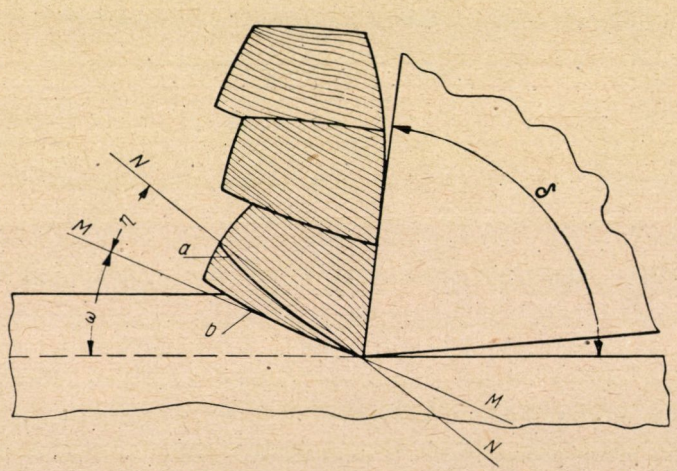
E mellett a kristályelemek a csúszási síkkal párhuzamosan el fognak csúszni (13. ábra).



11. ábra



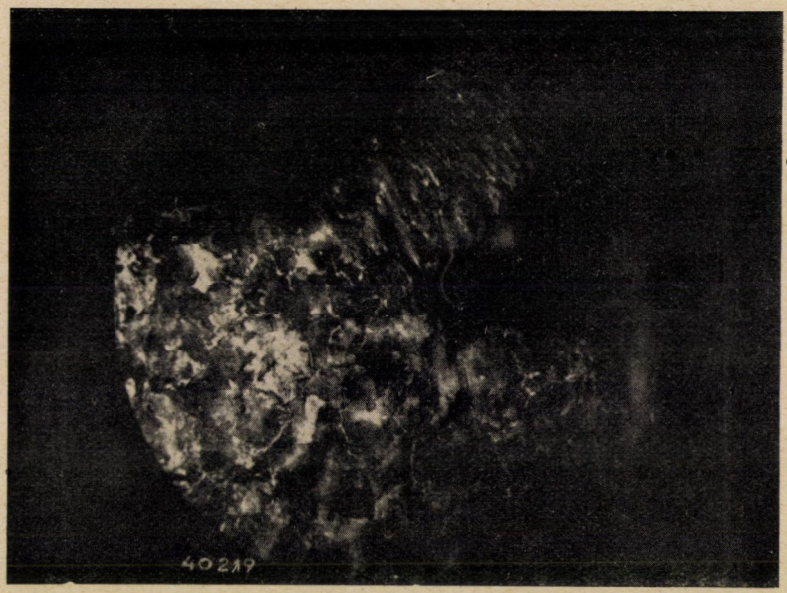
12. ábra



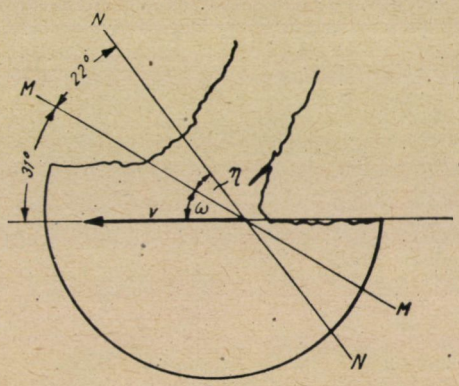
13. ábra

Tegyük fel, hogy szabad elemekre szabjuk fel a kristályt és ha elkezdjük nyomni, ezek elmozdulnak. Ezeknek az elemeknek a mozgására elmozdulási irányt kapunk. Ez az elem nagyon jól látható az ú. n. élrátétes, élsisakos forgácsokban.

Ez jól látható a 14. ábrán, amelyen látjuk azt az anyagot, amelyből a forgács keletkezik. Látható továbbá az élsisak és látjuk, hogy a főcsúszási vonal iránya és a kristályok mozgási iránya más. Kivehetjük, hogy hol feje-



14. ábra



15. ábra

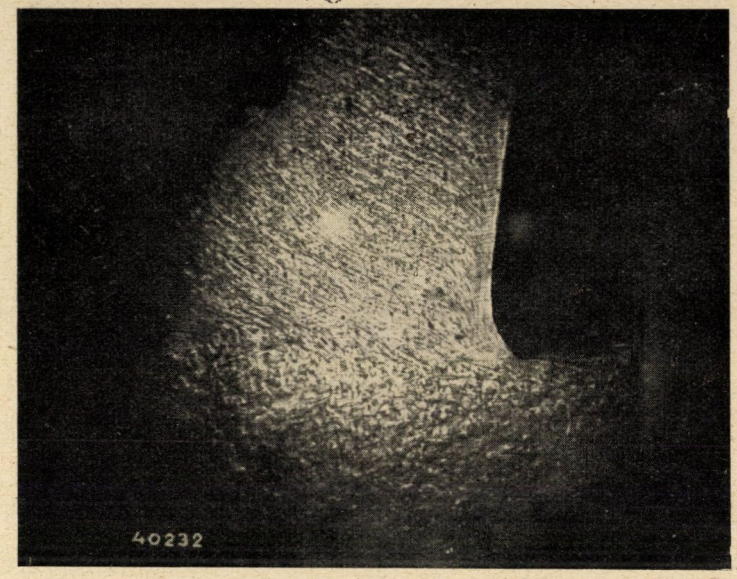
ződik be a forgács alakváltozása. Ebből az ábrából még nehezen vehető ki, de a továbbiakban világosabban lesz szemlélhető.

A 15. ábrán látható az elcsúszási sík deformációjának határa. 31° az ω és 22° az η szög.

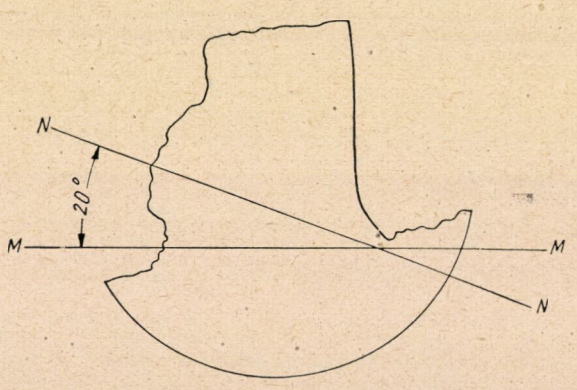
Az 1913—15. években Uszacsev orosz kutató meghatározta, hogy ez az η szög az anyagok képlékenységének függvényében 0—30° között változik.

A 16. ábrán jobban látható az alakváltozás határa, illetve a csúszás síkja, azonkívül a vonalak, amelyeken a kristályok elcsúsznak.

A 17. ábrán az η szög 20° értékű. Ez azt mutatja, hogy hogyan kelet-



16. ábra



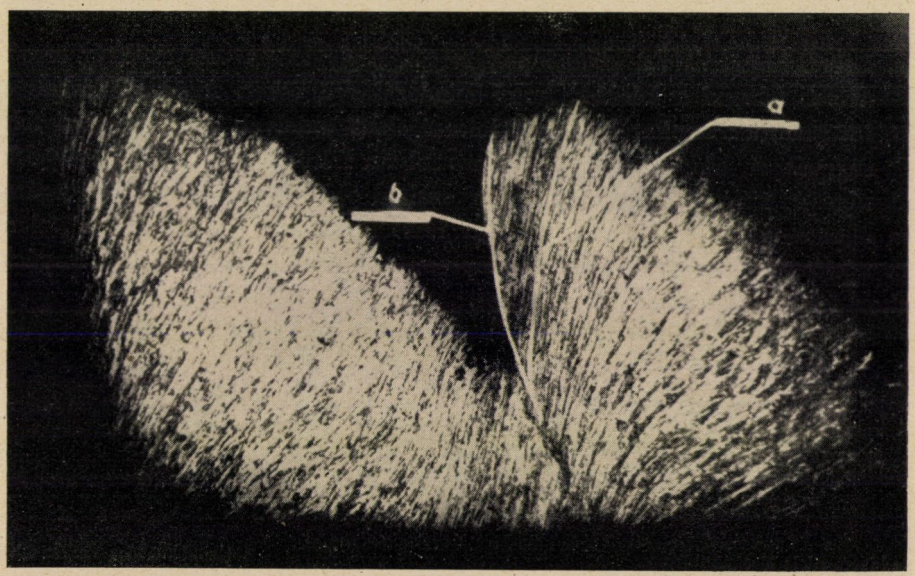
17. ábra

kezett a lépcsőzetes forgács a leválasztandó rétegből. Látjuk, hogy *MM* síkja a csúszási felület érintősíkja és látjuk az *NN* síkot, amely a részecskék elmozdulásának irányát mutatja.

Kristianovics szovjet kutató, aki az anyagok képlékenységi elméletével foglalkozott, bebizonyította, hogy a képlékeny alakváltozás a csúszási irány-



18. ábra



19. ábra

ban csak addig történik, amíg az anyag eléri a legnagyobb alakváltozást. Ha az alakváltoztatási igénybevételt továbbfolytatjuk, akkor szakadás áll be a részecskék között, és a részecskék közötti szakadás az alakváltozási görbe vonalak burkoló görbéje.

Ennek az elméletnek alapján magyarázza Kristianovics a forgács keletkezését a leválasztandó fémrétegből.

A forgács keletkezésének folyamatát két szakaszra lehet osztani. Az első szakaszban a leválasztandó elem összenyomása következik be. A második rész pedig az, amikor ez az elem az anyagon megcsúszik, mégpedig bizonyos meghatározott felületen. Az első szakasz a képlékenységi tartalék kimerítéséig tart, addig, amíg megjelenik az a vonal, amely az anyagnak tulajdonképen a repedését jelenti. Ez a vonal a burkoló görbéje a kristályelem-elmozdulási vonalaknak. Egyben ez a főoka a forgács lépcsőzetességének.

Érdekes felvételt sikerült készíteni (18. ábra), amely szemléltetően támasztja alá Kristianovics és Klusin hipotézisét. Ezen két elem látható a keletkezés pillanatában. Az egyes elemek itt kezdenek egymástól elválni. Ez a vonal nem párhuzamos a többi nyulási vonallal, hanem azokkal az η szöget zárja be. Ez a vonal olyan görbe, amely folyamatosan érinti az alakváltozási görbéket.

A következő (19. ábra) még világosabban mutatja ezt az érdekes jelenséget.

Itt már kialakultak a forgácslépcsők. Látható a b vonal, amely mentén az egyes forgácselemek egymástól elváltak. Ez a b görbe burkoló görbéje. Az a vonal mentén a kristályelemek csúsznak el. Az a és b görbe érintői között bezárt szög az η szög.

Lehet, hogy valaki különösnek tartja, hogy miért van szükség erre az elméletre és felteszi a kérdést, hogy mindez hova vezet. Azért szükséges ez, mert ha ismerjük azokat a fizikai jelenségeket, amelyek a forgácsolási feltételek függvényei, akkor módunkban lesz olyan feltételeket szabni, amelyekkel gazdaságosan tudunk forgácsolni. Nen szabad elfelejtenünk, hogy a forgácsolásra felhasznált teljesítmény igen nagy része fordítódik ezekre a kétségtelenül deformációs munkákra. Ezért kell alaposan tanulmányozni a fémek forgácsolásakor felmerülő fizikai jelenségeket.

A kiadásért felel: Mestyán János Műszaki felelős: Farkas Sándor
A kézirat beérkezett: 1953 X. 24. Terjedelem: 32 (A/5) ív, 228 ábra

Akadémiai nyomda, Gerlóczy-u. 2. — 27866/54 — Felelős vezető: ifj. Puskás Ferenc

MŰSZAKI TUDOMÁNYOK OSZTÁLY KÖZLEMÉNYEI
XI. kötet 3—4. sz. füzet

TARTALOMJEGYZÉK

Az I. Magyar Szerszámgépészeti Kongresszus műsora 223

A Kongresszus külföldi vendégei 227

Biró Ferenc: Megnyitó 229

Hornung Andor: A forgácsoláselmélet jelenlegi állása, különös tekintettel a forgácsolási adatok közötti összefüggésekre 233

Hozzászólások:

Szentkúti Károly 261
Kovács K. Pál 262
Kazinczy László 262
Hornung Andor válasza 269

Hubert Gusztáv: A szerszámgépek jellemző adatainak meghatározása technológiai igénybevételük alapján 273

Hozzászólások:

Hajós György 289
Josef Píč 289
Jiří Tlustý 289
Ritter Endre 291
Radnai János 293
Medek Béla 297
Knizsek Ferenc 299
Hubert Gusztáv válasza 301

Kelemen András: A szerszámgépek fejlődésének irányai 305

Hozzászólások:

Jiří Tlustý 338
Josef Píč 340
Kurt Gläser 341
Füzi Ernő 343
Juhász Károly Jenő 345
Szentkúti Károly 346
Gyulai Gergely 348

Horst Berthold: Fokozatnélküli hajtóművek a szerszámgépeken 353

Hozzászólások:

Ritter Endre 374
Kovács Károly Pál 374
Horst Berthold válasza 375

Pogány Tibor: A forgácsoló szerszámok leghelyesebb élkialakításának elvei 377

Hozzászólások:

Zdenek Př kryl 394

Witold Biernawski 394
Kordoss József 395
Szécsy László 396
Komesz János 398
Sztankó Lajos 399
Béres Sándor 399

Makádi András: Az első érintkezési pont elhelyezkedésének hatása a marókés éltartósságára és meghatározása grafikus módszerekkel 401

Hozzászólások:

Horst Berthold 428
Witold Biernawski 428
Simonyi Imre 429
Bittvai Nándor 431
Zoltai Gyula 432

Sasi Nagy István: A lefejtőmarók fejlődésének jelenlegi állása 435

Hozzászólások:

Varga István Zoltán 452
Szeniczei Lajos 453
Kékvölgyi Károly Győző 456
Bohák János 456
Sasi Nagy István válasza 458

Lechner Egon: A gyártásmódok gazdasági összehasonlítása méretthűség és felületi simaság szempontjából 459

Hozzászólások:

Witold Biernawski 478
Kiss Gyula 479
Makádi András 479
Borzsák Ferenc 482
Varga József 482
Jakab István 484
Lechner Egon válasza 486

Barna György: Villamos megmunkálások 487

Hozzászólások:

Gillemot László 516
Hoffmann Tibor 517
Koncz István 518
Barna György válasza 520

Jiří Tlustý: Fémek forgácsolásánál fellépő öngerjesztett lengések 521

Hozzászólások:

Kazinczy László 559
Ritter Endre 560
Jiří Tlustý válasza 560

Zdenek Přikryl: Esztergálás nagy sebességgel 563

Witold Biernawski: Kísérleti vizsgálatok a forgácsképződés terén 571

Ára: 69,-- Ft.