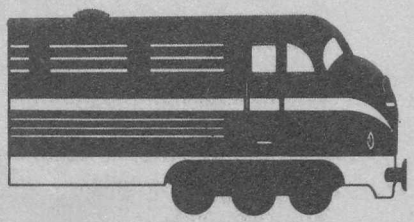
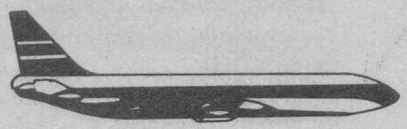
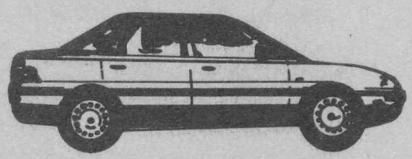
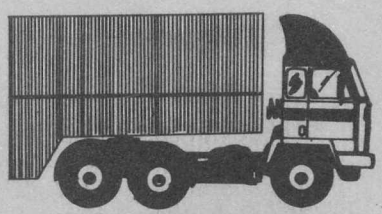
1992. 42.k. 10. sz.

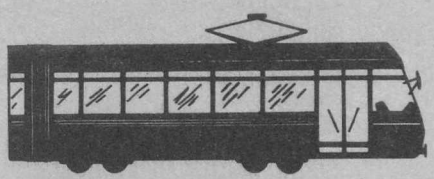
KÖZLEKEDÉS TUDOMÁNYI SZEMLE

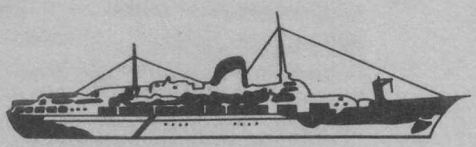












1992 -10- 29
Igaric!
Közlekedéstudományi Intézet Könyvtára BUDAPEST

10 1992. október XLII. ÉVFOLYAM

KÖZLEKEDÉSTUDOMÁNYI SZEMLE

A Közlekedéstudományi Egyesület lapja

A lap megjelenését támogatják: HUNGAROCAMION, INTERGLOB, MAHART, MALÉV, MÁV, VOLÁN vállalatok: AGRIA, ALBA, BORSOD, HAJDÚ, KAPOS, KISALFÖLD, KÖRÖS, NÓGRÁD, TISZA, ZALA, VOLÁNBUSZ, VOLÁNCAMION, VOLÁNTOURIST, DUNATOURS Kft.

VERKEHRSWISSENSCHAFTLICHE RUNDSCHAU
Zeitschrift des Vereins für Verkehrswissenschaft

REVUE DE LA SCIENCE DES COMMUNICATIONS
Organe de la Société Scientifique des Communications

SCIENTIFIC REVIEW OF COMMUNICATIONS
Monthly of the Scientific Association for Communication

Megjelenik havonta

felelős szerkesztő
DR. IVÁNY ÁRPÁD

szerkesztő
HÜTTL PÁL

A szerkesztőség címe: 1146 Budapest, Városligeti krt. 11. Telefon: 1420-565

Kiadja a Delta-B KFT
1053 Bp., Kossuth L. u. 17.
Felelős kiadó: Nemesné NÁDOR MARA

Terjeszti a Magyar Posta. Előfizethető bármely hírlapkézbesítő postahivatalnál, a Hírlapelőfizetési és Lapellátási Irodánál Budapest XIII., Lehel u. 10/a. – 1900 – közvetlenül vagy postautalványon, valamint átutalással a HELIR 215-96 162 pénzforgalmú jelzőszámra.

Egy szám ára: 45,– Ft, egy évre: 540,– Ft. Külföldön terjeszti a Kultúra Külkereskedelmi Vállalat, 1389 Budapest, Pf.: 149

Készült: Script Nyomda
Felelős vezető: Kaiser Antalné

Publishing House of International Organisation of Journalist INTERPRESS, Budapest, Tanács krt. 11. H-1075. Telefon: 22-1271 TX. IPKH. 22-5080

HUNGEXPO Advertising Agency, Budapest, P.O.B. 44. H-1441 Telephone: 225-008, Telex: 22-4525 bexpo

MH-Advertising, Budapest, H-1818 Telephone: 183-640, Telex: mahir 22-5341

Issn 0023 4362

Tartalom

Kádár András: **Dízelmotorokban keletkező rezgések és azok diagnosztikai alkalmazásának általános kérdései** 361

A szerző a dízelmotorokban fellépő rezgések csökkentési lehetőségeit vizsgálta. Vizsgálatának eredményét mutatja be a cikkben.

Dr. Kőfalvi Gyula: **A haszongépjárművek közúti biztonsága** 370

A szerző vizsgálatai alapján elemzi a haszongépjárművek okozta baleseteket.

Abdul Khalik, A. M. Al-Taaei: **A magyarországi közúti közlekedésbiztonság néhány jellemzője** 384

A szerző hazánkban tudományos ösztöndíjas. A cikkben kandidátusi értekezését mutatja be. Elemzi az országos baleseti adatokat és értékeli azok összefüggéseit.

Varga Károly: **A Lötschberg Vasút (BLS) és a Bönigeni Járműfenntartó Műhely** 390

Svájcban a Svájci Szövetségi Vasutakon (SBB) kívül több kisebb-nagyobb magán vasúttársaság is működik. A szerző ezek közül az egyiket, a Bern--Lötschberg-Simplon Vasutat (BLS) és annak Bönigeni Járműfenntartó Műhelyét mutatja be.

Szerzőink:

Kádár András okl. gépészmérnök, MÁV Záhonyi Vontatási Főnökség; *Dr. tech. Kőfalvi Gyula* okl. közlekedésmérnök, a HUNGAROCAMION osztályvezetője; *A.- M. Al-Taaei:* a Közlekedéstudományi Intézet aspiránsa; *Varga Károly* okl. közlekedésmérnök, gazdasági mérnök.

KÖZLEKEDÉSTUDOMÁNYI SZEMLE

XLII. évfolyam 10. szám 1992. október

Dízelmotorokban keletkező rezgések és azok diagnosztikai alkalmazásának általános kérdései

Kádár András

1. A dízelmotor fontosabb rezgésforrásai és a rezgés keletkezés természete

Magyarországon és a világ számos országában sokoldalú vizsgálatokat végeznek a dízelmotorokban ébredő rezgések csökkentése érdekében. Ezen vizsgálatok egyik alapvető feladata a különböző motor terhelésekhez tartozó intenzív rezgés források meghatározása. gyakorlatilag a legintenzívebb rezgéssugárzás a dízelmotor névleges teljesítményénél figyelhető meg, s ezért a vizsgálatok nagy részét ezen teljesítménynél végzik.

A fontosabb rezgésforrások keresését a rezgési mezők meghatározásával kell kezdeni. Dízelmotorok esetében ezek a forgattyússzekrény, a karter és a befecskendezőszivattyú. A maximális rezgésszónák behatárolása után, az adott zónában legintenzívebb sugárzást keltő forrásokat kell meghatározni. A dízelmotor fontosabb rezgésforrásait a következőképpen csoportosíthatjuk:

- aerodinamikai – a szívó- és kipufogórendszerek által keltett légzajok, amelyek érzékelhető rezgést nem keltenek;
- aerodinamikai (gázdinamikai) – a hengerben végbemenő égésfolyamat által keltett zajok és rezgések;
- mechanikai eredetű rezgésforrások;
- hidrodinamikai, melyek a dízelmotornál zajt és rezgést okoznak.

Ismeretes, hogy a dízelmotorban keletkező minden kényszererő különböző frekvenciájú rezgéseket, lengéseket hoz létre. Ugyanakkor a különböző kényszererőkhöz tartozó frekvenciák megegyezhetnek. Ahhoz, hogy meghatározhassuk mely kényszererőkhöz tartoznak a maximális rezgések, milyenek ezek tulajdonságai és periódikusan megegyeznek-e, ismerni kell a dízelmotorban keletkező kényszererők alapfrekvenciáit. Alapvető kényszererőt hoz létre: a szívócsőben jelentkező nyomáskülönbség, égés alatt a hengerben végbemenő hirtelen nyomásváltozás, a szelepeknél jelentkező ütések, a fogaskerék erőátvitelnél, a befecskendezőszivattyúban és a porlasztócsőben periodikusan jelentkező váltakozó nyomások, a tehetetlenségi erők és azok nyomatékai. Ezek periodikussága a dízelmotor fordulatszámának többszöröse.

A rezgési spektrumok minél teljesebb kiértékelése céljából ismerni kell a dízelmotor fontosabb konstukciós elemeinek szabadrezgés frekvenciáit. Ide sorolhatjuk a hengerfej, a forgattyússzekrény, a karter, a befecskendezőszivattyú-ház, a szivattyúk, a kipufogócsövek stb. szabadrezgéseinek frekvenciáit. Amint a gyakorlat is mutatja a különböző források által keltett kényszererők frekvenciái megegyezhetnek, amely megnehezíti a fokozottabb rezgéseket kiváltó fontosabb kényszererők azonosítását. Ezért a következő feladat az azonos frekvenciatartományba tartozó kényszererők felosztása, hogy meghatározhassuk az adott frekvenciához tartozó minden egyes rezgésforrás fontosságát. Figyelembe kell venni, hogy a várható eredmény pontossága függ a kényszererők és szabadrezgések számításának pontosságától és teljességétől, valamint az adott frekvenciához tartozó rezgés keletkezésének meghatározási pontosságától.

Az egy ciklus alatti nyomásnövekedés jellegének változása a magas frekvenciájú rezgések megváltozásához vezet. jelenleg az a vélemény alakult ki, hogy a dízelmotor hengerében keletkező aerodinamikai rezgé-

sek alaposabb vizsgálatához szükséges a nyomás időbeli első differenciálhányados dp/dt, valamint a nyomás időbeli, második differenciálhányados dp^2/dt^2 vizsgálatára alkalmas berendezések kifejlesztése, melyek segítségével lehetséges lenne az égés folyamat detonációs tulajdonságainak, valamint a motor keményebb járásának értékelése, vagyis a gyújtási szám többszöröseinek megfelelő alacsony frekvenciájú gázdinamikai lengések intenzitásának és a magas frekvenciájú gázdinamikai lengések intenzitásának meghatározása. A magasabb rezgésszintek a gyorsjárású, feltöltéses dízelmotoroknál, míg az alacsonyabb rezgésszintek a feltöltés nélküli, lassújárású dízelmotoroknál lehetségesek.

A dízelmotor terhelésének növelése üresjárattól a motor névleges teljesítményéig állandó fordulatszám mellett sokkal kisebb mértékű rezgés növekedést okoz, mint a dízelmotor fordulatszámának növelése. Négyütemű dízelmotorok rezgései a hengerszám növelésekor egytől hatig csökkenek a kiegyensúlyozatlanságból eredő erők és nyomatékok miatt, mivel ezek határozzák meg ebben az esetben a motor általános rezgésszintjét. A hengerszám hatnál többre növelése a nagyfrekvenciájú rezgések növekedéséhez vezet.

A motor fajlagos tömegének növelése, mely bizonyos fokig a dízelmotor konstrukciójának merevségét jellemzi, jó hatással van a rezgések csökkentésére. A rezgés csökkenés annak köszönhető, hogy a motor tömegének megnövelésével a leggyakrabban előforduló szabadrezgések kilépnek a kényszerrezgések frekvenciatartományából. Az alkalmazott anyag belső surlódási tényezőjének növekedése csökkenti a motor általános rezgésszintjét.

Jellemző, hogy a különböző dízelmotor típusok esetében az egyes rezgésforrások rezgésintenzitás alapján való besorolásakor, a különböző dízelmotor típusok esetében a sorrendek változóak. A maximális rezgés a henger-dugattyú egység működésétől, az égéstől és a kiegyensúlyozatlan erők és nyomatékok kisferkvenciájú összetevőitől függ. Ez azt jelenti, hogy minden egyes dízelmotor típus esetében külön-külön kell megállapítani a rezgés és zajforrások csoportosítását. A továbbiakban részletesebben vizsgáljuk meg a dízelmotor néhány fontosabb rezgésforrását.

2. A befecskendezés és égés folyamatok által keltett rezgések

A dízelmotorok üzemeltetési tapasztalatai azt mutatják, hogy a befecskendezési és égési folyamatok nem csak az indikátordiagram alakját befolyásolják, hanem a dízelmotor zajszintjét, valamint a zaj és rezgés spektrumok összetételét is. Ahhoz, hogy jobban megérthessük az égés által keltett rezgéseket, röviden tekintsük át a befecskendezési és égési folyamatok lefolyását.

A befecskendezés és az égés folyamatát feltételesen négy szakaszra bonthatjuk [1]:

Az *első szakasz* a gyúlási késedelem szakasza, mely a tözelőanyag ténylegesen hengerbe befecskendezésétől a lobbanás kezdetéig tart.

A *második szakasz* a lobbanás és a kezdeti égés szakasza, mely a lobbanás kezdetének pillanatától az égési csúcsnyomás eléréséig tart. Az alapvető tényezők, amelyek hatással vannak a második szakaszra: a gyulladási késedelem ideje, a gyulladási késedelem alatt befecskendezett tözelőanyag relatív mennyisége és a befecskendezési jelleggörbe.

A *harmadik szakasz* az alapégés szakasza, mely az égési csúcsnyomás pillanatától a maximális hőmérséklet elérésének pillanatáig tart. Ez a szakasz sokkal inkább hatással van az indikátordiagram alakjára, mint a dízelmotor zajára és rezgésére.

Végül a *negyedik szakasz* az utóégés szakasza, mely a maximális hőmérséklet elérésének pillanatától a kipufogás kezdetéig tart.

A leírtakból következik, hogy az égés által keltett dízelmotor rezgések keletkezhetnek mind a második szakaszra (különösen annak elejére) jellemző detonáció nélküli gyors nyomásnövekedés következtében, mind pedig egyes esetekben, amikor nagy a gyulladási késedelem, a lobbanás kezdetén jelentkező detonáció következtében.

Vizsgáljuk meg a befecskendezés és égés folyamatok alatt keletkező rezgések fizikai természetét. A befecskendezés és a kezdeti égés alatt, melyet a gyors ütemű nyomásnövekedés jellemez a hengerben, a motor részegységeire jelentős dinamikai terhelés hat, amely leginkább egy ütésre hasonlítható. A dinamikai terhelés intenzitását nemcsak a $dp/d\phi$ nyomásnövekedési sebesség jellemzi, hanem a maximális nyomásnövekedési sebesség időbeli hossza, valamint a p_z/p_c viszony is. (Itt p_z az égési csúcsnyomás értéke, p_c a hengernyomás értéke a sűrítés végén, ϕ a forgattyústengely szögelfordulása.) A p_z/p_c viszony nagyságát, jelentéktelen $dp/d\phi$ változásnál, jelentős hatással van a közepes és magas frekvenciákon jelentkező amplitudó értékekre. Ezenkívül a motor részegységek dinamikai terhelésére jelentős hatást gyakorol a sürítési és égési nyomásdiagrammok közötti átmenet, amelyet az égési és sürítési nyomásnövekedési sebességek közötti különbség határoz meg. (Az átmeneti pontban felvett érintők közötti szög.) Ennek a szögnek a növekedésével a henger-dugattyú egységre ható dinamikai terhelések is növekednek, amely általában a motor zaj és rezgés növekedésével jár együtt. Ez lehetséges túl korai és túl késői lobbanás esetében is. A sűrítési és égési nyomásdiagramok közötti hirtelen átmenet esetében a dízelmotor részeiben jelentős helyi deformációk ébrednek, amelyek a továbbiakban saját frekvenciájú csillapított rezgést végeznek.

Tekintettel arra, hogy a dízelmotor egy nagyon összetett összefüggő rezgőrendszer, amely nagyszámú egymással különböző merevséggel összekapcsolt tömegekből áll, az egyes alkatrészek rezgései a gyors nyomásnövekedési szakasz végén széles frekvenciatartományt foglalnak el. A fontosabb dízelmotor részegységek és alkatrészek rezgésének saját frekvenciái, tekintettel ezek merevségére, a közepes és magas frekvenciatartományokba esnek.

A dízelmotor hengereiben jelentkező gázdinamikai rezgések keletkezésének fizikai természetét a következőképpen magyarázhatjuk. A gyulladási késedelem szakaszán az égéstér egyes pontjaiban a lobbanáshoz szükséges feltételek kedvezőbbek, mint más pontokban. Ezért a lobbanás az égéstér nem minden pontjában megy egyszerre végbe, hanem eleinte csak egyes pon-

tokban. A tüzelőanyag hirtelen belobbanása helyi nyomásemelkedést hoz létre. Az égő fáklya terjedésével egyidőben a magasabb nyomáshullám is tovaterjed. Az égő fáklya továbbterjedési sebessége az egész égéstérben meghatározza az ütés keletkezésének feltételeit is, amely az indikátordiagrammon a nyomásnövekedési szakasznak felel meg. Az ütéshullám elérve a hengerfalat onnan többszörösen visszaverődik. Az így keletkezett rezgések a terjeszkedési ütem legnagyobb részén megmaradnak. Az ütéshullám sebessége függ az összetorlódás előtti és utáni nyomáskülönbség és a gázsűrűség értékétől. Minél nagyobb a nyomáskülönbség, annál nagyobb lesz az ütéshullám sebessége. Amint a tapasztalat is bizonyítja az égés által keltett legintenzívebb zajok és rezgések az osztatlan égésterű gyorsjárású dízelmotoroknál jelentkeznek.

3. A henger-dugattyú egység által keltett rezgések

A mechanikai rezgések legintenzívebb rezgésforrása a dízelmotor hengerperselyének és forgattyússzekrényének rezgései, melyek a dugattyú oldalirányú elmozdulásakor keletkeznek a hézag miatt. A hengerperselyek és forgattyússzekrények rezgéseinek jellege egy sor konstrukciós és dinamikai tényezőtől függ. Ilyenek például a dugattyú tömege, sebessége, a dugattyú és hengerpersely közötti érintkező felület nagysága. A dugattyú irányváltozását okozó forgatónyomaték nagysága annál nagyobb lesz, minél nehezebb a dugattyú felső része és minél rövidebb a palástja. A dugattyú felsőrész tömegének növelése és a palást hosszának csökkentése az oldalirányú gyorsulás, s ezzel együtt az ütés intenzitásának növekedéséhez vezet, valamint a hengerpersely helyi deformációját és a persely rezgésének növekedését eredményezi.

Hajó dízelmotorok rezgésének vizsgálata a dugattyú és persely közötti hézag nagyságának változtatásával azt mutatja, hogy a hézag csökkenésének következtében csökken a dízelmotor rezgése az ütés intenzitásának mérséklődése hatására. Belátható, hogy a mechanikai eredetű rezgéseknek a dugattyú tömegétől is függeni kell, mivel ettől függenek a tehetetlenségi erők, valamint a dugattyú irányváltozásakor jelentkező ütések intenzitása. Azonban, amint ezt kísérleti eredmények is bizonyítják [2], a dugattyú tömegének 1,5–2-szeresére való növelésekor a dízelmotor rezgése nem változik. A számítások is azt bizonyítják, hogy a dugattyú tömegének megduplázásakor a henger tengelyirányában ható eredő erő a munkaütemnél a felső holtpont környékén nem hogy növekszik, de még mintegy 5-8 %-kal csökken is. Az erő ilyen változása nincs hatással a hengerpersely rezgésének növelésére. A tehetetlenségi erők szempontjából viszont nagy jelentősége van a szögsebességnek. Ismert, hogy a tehetetlenségi erők a szögsebesség négyzetével arányosan változnak.

A dugattyúpalást hosszának növelése csökkenti a dugattyú elmozdulásának lehetőségét. A dugattyú teljes alkotó mentén való érintkezésekor a perselyfallal a hengerpersely és a motor forgattyússzekrény lengéseinek frekvenciatartománya szűkül. A perselyfal vastagságának növelése ugyanannál az anyagnál a perselyrezgés intenzitásának csökkenéséhez vezet, a frekvencia egyidejű növekedésével.

A súrlódások miatt keletkező rezgéseket a dízelmotorokban elsősorban a dugattyúgyűrűk súrlódásai határozzák meg.. A henger-dugattyú egység súrlódása következtében keletkező lengések a motorolaj viszkozitásától, a kenési feltételektől, a dugattyú sebességétől, a súrlódó felületek állapotától, valamint a súrlódó testek rezgéseinek intenzitásától és frekvenciájától függenek. A dugattyú külső felületének állapota és kopásának nagysága a motor hosszabb üzeme után a dugattyúpalást részénél tiszta folyadéksúrlódás jelenlétére utal. Ezért a dugattyúpalást súrlódása nem okoz jelentősebb rezgéseket. A dugattyú kompressziógyűrűinek súrlódása a persely felületén viszont igen jelentős. Ezt a félig száraz súrlódás, valamint a jelentős normál irányú nyomás jelenlétével magyarázhatjuk, amely a gyűrűk fölötti térben található gázok nyomásától származó és a gyűrűk rugalmas erőinek összegzéséből adódik. Különösen nehéz körülmények között található a két felső kompressziógyűrű, melyekre nagy nyomások hatnak és magas hőmérséklet-tartományban üzemelnek.

Különböző dugattyúgyűrűk alkalmazásával kisebb és nagyobb méretű dízelmotoroknál végzett kísérletek megmutatták, hogy a henger-dugattyú egység lengései változhatnak a dugattyúgyűrűk számának változásával. A legnagyobb rezgéscsökkenés a felső kompressziógyűrű eltávolításakor jelentkezik, amely valószínűleg annak nehéz üzemi feltételeivel magyarázható. Látszólag hasonló jelenségnek kell bekövetkeznie a második kompressziógyűrű eltávolításakor is. Azonban a mérések azt bizonyítják, hogy a második gyűrű felett a nyomás 1,5-2-szer kevesebb, mint a felső kompressziógyűrű feletti részben. Emellett a második gyűrű kenése valamivel jobb, minek következtében sokkal kisebb súrlódó erő keletkezik, mint a felső gyűrűnél.

Néhány dízelmotor típusnál a lengések csökkenése valamennyi terhelésnél megfigyelhető. A második és az utána elhelyezkedő gyűrűk eltávolításakor a dízelmotor rezgései újból növekednek. A rezgésváltozás ilyen törvényszerűsége azzal magyarázható, hogy a gyűrűk eltávolításakor a dugattyú oldalirányú elmozdulására nagyobb lehetőség van, amely a dugattyú irányváltozását intenzívebbé teszi.

4. A befecskendezőszivattyú rezgései

A befecskendezőszivattyú rezgésintenzitásának vizsgálata a különböző paraméterek függvényében azt mutatja, hogy a rezgések és zajok növekedése elsősorban a szögsebesség-változás hatására jön létre. Ez a lengési amplitudó növekedésével hozható kapcsolatba, mely az elülső front nyomásváltozási görbe meredekségének és a maximális befecskendezési nyomás növekedésének hatására következik be.

A befecskendezőszivattyú rezgésszintjének változásakor nincsenek maximumok, amely az élénken kifejeződő rezonancia-jelenségek hiányáról tanuskodik. A viszonylag kis tömegek és nagy merevségek következtében a befecskendezőszivattyú-ház, valamint a szivattyú részegységek saját frekvenciái nagyon magasak. A befecskendezőszivattyú-ház rezgési spektruma (külö-

nösen alacsony frekvenciáknál) meg kell hogy feleljen az alap gerjesztőerő spektrumának, azaz a szivattyú befecskendező tolattyúja feletti tüzelőanyag nyomásból származó erővel. A kényszerrezgések mellett a befecskendezőszivattyú részei sajátrezgést is végeznek. Ez a tüzelőanyag befecskendezés nyomólökete alatt és a nyomólöket végén keletkező terhelések dinamizmusával, valamint a szivattyú egymáson elmozduló részei közötti hézaggal van kapcsolatban. Tekintettel arra, hogy a saját frekvenciák igen magasak a viszonylag nagy merevségek és a befecskendezőszivattyú alkatrészeinek kis tömege miatt, a befecskendezőszivattyú elsősorban a közepes és magas frekvenciájú rezgések és zajok forrása.

5. A rezgésakusztikai paraméterek alkalmazásának lehetősége dízelmotorok diagnosztizálásához

A különböző gépek, többek között a dízelmotorok rezgésakusztikaui vizsgálatai az esetek többségében egy konkrét dízelmotorra vonatkoznak, amelynek szerkezeti és funkcionális paraméterei az adott motorra jellemzőek. Szerkezeti paraméterek alatt jelen esetben a technológiai hézagokat, az egymáson súrlódó felületek állapotát és más a dízelmotor részegységeit jellemző mennyiségi mutatókat kell érteni. Az ilyen paraméterek meghatározását általában álló dízelmotornál végzik.

A funkcionális paraméterek magukban foglalják mindazokat a jellemzőket, amelyeket járó dízelmotornál lehet meghatározni. Ilyen paraméterek lehetnek például a motor teljesítménye, fordulatszáma, tüzelőanyagfogyasztása, füstölése, rezgése, zaja, stb.

A rezgésakusztikai paraméterek alkalmazása a gépek műszaki állapotának meghatározására a dízelmotorok esetében már hosszabb ideje megvalósul, amikor is a jól képzett kezelőszemélyzet hallás alapján ítéli meg azt. Ugyanakkor az objektív ellenőrzés hiánya a dízelmotor tényleges műszaki állapota alapján való javítások elvégézésénél, a dízelmotor vezérlésének automatizálás és más, ehhez kapcsolódó feladatok szükségessé teszik diagnosztikai módszerek és eszközök alkalmazását. Sajnos legtöbb esetben a dízelmotoroknál alkalmazott rezgési és akusztikai mérőberendezések, különbözve az emberi hallástól, gyakorlatilag mindent regisztrálnak, amely a motor külső felületén megjelenik, sőt általában ezek az értékek valamilyen átlagot jelentenek.

Ilymódon a dízelmotor részegységek műszaki állapotának változásával kiváltott, térben és időben elkülönülő, rezgésakusztikai paraméter-változások eltűnnek a jelek sokaságában, amelyet a mérőműszer regisztrál és amely így gyakorlatilag érzéketlen a motor műszaki állapotának változásaival szemben. Ha feltételezzük, hogy a helyi rezgésakusztikai impulzus paramétereit a dízelmotor egymással kölcsönhatásban lévő alkatrészeinek és részegységeinek műszaki állapota határozza meg, akkor a diagnosztizáláskor ezeket a paramétereket a motor külső felületén regisztrálni lehet.

Ilyen esetben elsődleges átalakító berendezések (adók) felszerelése nem követel konstrukciós változtatásokat a dízelmotornál és ugyanakkor megmarad a motor leginkább terhelt alkatrészeinek és részegységeinek épsége. Például a dugattyúhengerpersely pánál jelentkező hézag növekedés a dugattyú hengerfallal való ütközés következtében intenzitásának növekedését, valamint a rezgés-impulzus elülső részének forgattyústengely forgásszögéhez viszonyított elmozdulását eredményezi. Az ütés következtében jelentkező hengerpersely rezgést a forgattyússzekrény átveszi és továbbítja a forgattyússzekrény oldalán elhelyezett rezgésátalakítókhoz. A kapott kísérleti eredmények alapján megállapítható, hogy a rezgésimpulzus a dízelmotor felületén már jelentősen csillapított és a dízelmotor teljes körfolyamatával összehasonlítva ez az impulzus nagyon rövid idő folyamán észlelhető csak.

Ez a körülmény lehetővé teszi, hogy a rezgésakusztikai paraméterek alapján a dízelmotor nagyszámú részegységénél a műszaki állapotot megállapíthassuk, amelyek rezgései megoszlanak az idő, vagy a forgattyús tengely szögelfordulása alapján a részegységek működésének sorrendje és gyakorisága függvényében. Ezenkívül a rövid ideig ható kényszerítő erőknél – ütéseknél, lökéseknél, súrlódó részeknél végbemenő relaxációs folyamatoknál stb. jelentkező erős csillapítás kedvező feltételeket hoz létre a jelek időpont alapján való kiválasztásához, mivel az egyik hengerben keletkező rezgésimpulzusok gyors csillapodása következtében azok nem rakódnak rá egymásra. Meg kell jegyezni, hogy a közepes fordulatszámú és lassú járású dízelmotoroknál, a hosszabb ideig elnyúló munkafolyamatok miatt, az egyes impulzusok közötti időintervallumok még hosszabbak lesznek, mint a gyorsjárású motorokénál.

Mivel a dízelmotoroknál jelentkező valamennyi rezgés impulzus jellegű, ezért a jelentős csillapítás miatt a hasznos információ megkülönböztetéséhez fel lehet használni a jel fázis alapján való kiválasztását, amely abból áll, hogy az elemző és regisztráló berendeezések felé csak olyan jelek jutnak el, amelyek az információt hordozó rezgésimpulzus keletkezésének megfelelő forgattyústengely szögelfordulási intervallumba esnek.

Általában alacsonyabb fordulatszámon a jelentős csillapítás miatt az egyik hengerhez tartozó rezgési folyamatok nem rakódnak rá a másik hengerhez tartozó rezgési folyamatokra, vagy ezek a rárakódások nem jelentősek. A gyakorlat azt bizonyítja, hogy a két szomszédos hengerben végbemenő jelentősebb rezgések, amelyek az égési folyamat lefolyása, a dugattyú irányváltása, a szelepek működése stb. okoz, nincsenek kapcsolatban egymással és csak az égési folyamat következtében a felső holtpont közelében keletkező jelentősebb impulzusok hatnak a szomszéd hengerben jelentkező rezgésekre. A közepes fordulatszámú és lassújárású dízelmotoroknál ez a hatás a szomszédos hengerektől még kevésbé jelentkezik.

A diagnosztikai információ ilyen megoszlása a dízelmotor szerkezete alapján lehetővé teszi a kapott információk megbízhatóságának, a mérendő alkatrészek vagy részegységek közvetlen közelében elhelyezkedő elsődleges rezgésátalakítók számának növelésével történő emelését. Ugyanakkor a rezgésátalakítók helyének kiválasztásakor a következőket is figyelembe kell venni:

- a rezgésátalakítók kényelmes elhelyezését és hozzáférhetőségét és azok megóvását a külső hatásoktól a motor működése közben;

- a rezgésátalakítók által figyelemmel kísért legtöbb információt hordozó diagnosztikai jelek szétválasztását a forgattyústengely szögelfordulása függvényében, azok egymásra rakódásának lehetséges veszélyét;
- az információt hordozó rezgésakusztikai jel csillapítása nem lehet nagyobb, mint más rezgésakusztikai folyamatok csillapítása.

Következésképpen a közepes és nagy teljesítményű dízelmotorok esetében a rezgésátalakítók elhelyezése és e rezgésfolyamatok fázis alapján való kiválasztása fontos feltétele a diagnosztikai információ megbízhatóságának. A FÁK Központi Dízel Kutató Intézetében elvégzett kísérleteknél [3] az információt hordozó rezgésimpulzusok frekvenciatartományát alapjában véve az alkatrészek és részegységek sajátrezgései határozzák meg, amelyekben a mérendő rezgési jel keletkezik és tovaterjed. Akkor feltételezve, hogy egy pontba több diagnosztizálandó folyamattól érkező információt is regisztrálunk jobban támaszkodhatunk a fázis alapján való kiválasztásra, mint a frekvencia kiválasztására.

Például az égéstermékek karterba átfuvásakor a dugattyúggyűrűk lengései a hengerpersely rezgéséhez vezetnek. A dugattyúgyűrű 1-2 kHz lengései a hengerpersely, majd pedig a forgattyússzekrény felületének (ahol a rezgésátalakítók vannak elhelyezve) 15-20 kHz rezgését idézik elő. Ilyen szempontból a zajjel előnyösebb, mivel a zaj terjedésekor a zajforrástól az adóig levegő esetében a frekvencia átviteli görbe nem változik. Ez kompenzálja a zajjelnek azt a hátrányos tulajdonságát, hogy légtérben gyakorlatilag nem csillapodik (kis távolság esetében). Másrészt viszont a kisebb csillapitás lehetővé teszi a zaj alkalmazását több henger diagnosztizálásához egy rezgésátalakítóval a fázis alapján való kiválasztás alkalmazásával.

A diagnosztikai berendezések kialakításánál fontos tényező azok funkcionális feladata. Ha a diagnosztika terjedelmének a meghatározásánál azoknak a részegységeknek a számából indulunk ki, melyek a legkevésbé megbízhatóak, vagy a motor teljes szétszereléséig tartó üzemidőt állapítjuk meg, akkor a diagnosztizálás algoritmusa nagyrészt attól függ, hogy milyen körülmények között folyik a diagnosztizálás (üzemeltetés közben vagy a javító műhelyben), valamint attól, hogy mi a diagnosztizálás célja (a fennmaradó üzemidő vagy a javítási munka nagyságának meghatározása, kezdődő meghibásodások feltárása stb.)

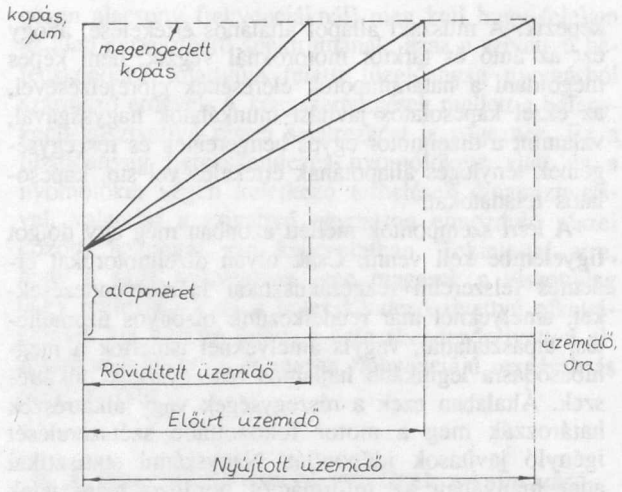
Tekintettel arra, hogy a rezgésdiagnosztika jelenlegi fejlettsége mellett ilyen konkrét feladat meghatározására még nincs lehetőség, célszerű a rezgésdiagnosztikai feladatok megoldását meghatározott számú meghibásodásra és egyes részegységekre korlátozni, természetesen figyelembe véve annak lehetőségét, hogy távlatban más paraméterekkel együtt lehessen alkalmazni egy komplex diagnosztikai mérés keretén belül.

Napjainkban léteznek már kipróbált funkcionális és teszt vizsgálati diagnosztikai módszerek a dízelmotor részegységek rezgésakusztikai paraméterei alapján. Több országban is a teherautó és traktor motoroknál alkalmaznak olyan sorozatban gyártott mérőberendezéseket, amelyek a rezgési jeleket, mint kiegészítő információt hordozó, az elvégzendő javítási feladatok meghatározását végző tesztvizsgálati diagnosztika részeit képezik. A műszaki állapot általános értékelése, ahogy ezt az autó és tarktor motoroknál végzik, nem képes megoldani a határállapotok elérésének előrejelzésével, az ezzel kapcsolatos javítási munkálatok nagyságával, valamint a dízelmotor egyes hengereinek és részegységeinek tényleges állapotának értékelésével stb. kapcsolatos feladatokat.

A leírt szempontok mellett azonban még egy dolgot figyelembe kell venni. Csak olyan dízelmotorokat érdemes felszerelni rezgésakusztikai mérőberendezésekkel, amelyeknél már rendelkezünk bizonyos üzemeltetési tapasztalattal, vagyis amelyeknél ismertek a meghibásodásra leginkább hajlamos részegységek, alkatrészek. Általában ezek a részegységek vagy alkatrészek határozzák meg a motor fokozottabb szétszerelését igényló javítások időpontját. Nagyszámú statisztikai adat hiányában az információt hordozó rezgésjelek összekapcsolása a szerkezeti elemet jellemző mennyiségi mutatóval gyakorlatilag lehetetlen, mivel igen jelentősen eltérnek ezek a paraméterek egy típushoz tartozó dízelmotorok esetében is, már a kezdeti állapotukban is (a szerkezeti és technológiai tűrések következtében). Jelentős hatásuk van az olyan tényezőknek, mint a kenés minősége, a hőmérsékleti állapot, a környezeti feltételek stb. Ezért új dízelmotorok esetében a motor törzskönyvébe bevezetett kiindulási szerkezeti paramétereket célszerű elfogadni rendesen üzemelőként és a motor működőképességének vagy műszaki állapotának értékelését az információt hordozó paraméterek változása után a kiindulási állapothoz viszonyítani, vagyis a dízelmotor kezdeti állapotát etalonként elfogadni.

Mivel a dízelmotorok rezgésakusztikai diagnosztikájánál jelenleg még nem ismert a szerkezeti és az információt hordozó paraméterek közötti egyértelmű kapcsolat, ezért célszerű a diagnosztizálandó részegységek működését jellemző paraméterek és az információt hordozó paraméterek közötti, már ismert kapcsolatok felhasználása. Például a dízelmotor bejáratása után rögzíteni kell a zaj- és rezgészinteket, amelyek a dugatytyúgyűrű tömítési tulajdonságát jellemzik. Ugyanakkor az adott motortípusnál már ismert a dugattyúgyűrű tömítetlenségekor jelentkező gázátfúváshoz tartozó rezgéstartomány. Akkor ennek a szintnek az elérésekor a dízelmotor működését rendellenesnek kell tekinteni, amely a kenőolaj fokozottabb kokszosodásához, a kopások növekedéséhez stb. vezet. Ilyen információ ismerete lehetővé teszi a kopott dugattyúgyűrű cseréjét a megfelelő hengerben. Ebben az esetben a szerkezeti paraméterek minőségi értékeléséről beszélhetünk, amelyet a „normális üzem" és a „diagnosztizálandó részegység helytelen üzeme" funkcionális paraméterekkel fejezhetünk ki. Ebben a stádiumban lehetséges még egy közbenső értékelés is, nevezetesen, amelyet „határ állapotnak" neveznek. Ebben az állapotban várható a meghibásodások számának növekedése és ekkor szükséges a megkülönböztetett figyelemmel kísérés és a gyakoribb ellenőrzés.

A dízelmotor üzremeltetése és karbantartása közben, rezgésdiagnosztikai berendezések alkalmazásával, lehetséges olyan statisztikai információ gyűjtése, melynek feldolgozása lehetővé tenné a szerkezeti paraméterek közvetlen mennyiségi értékelését, pontosabban az in-



1. ábra; Különböző intenzitású kopások az üzemidő függvényében

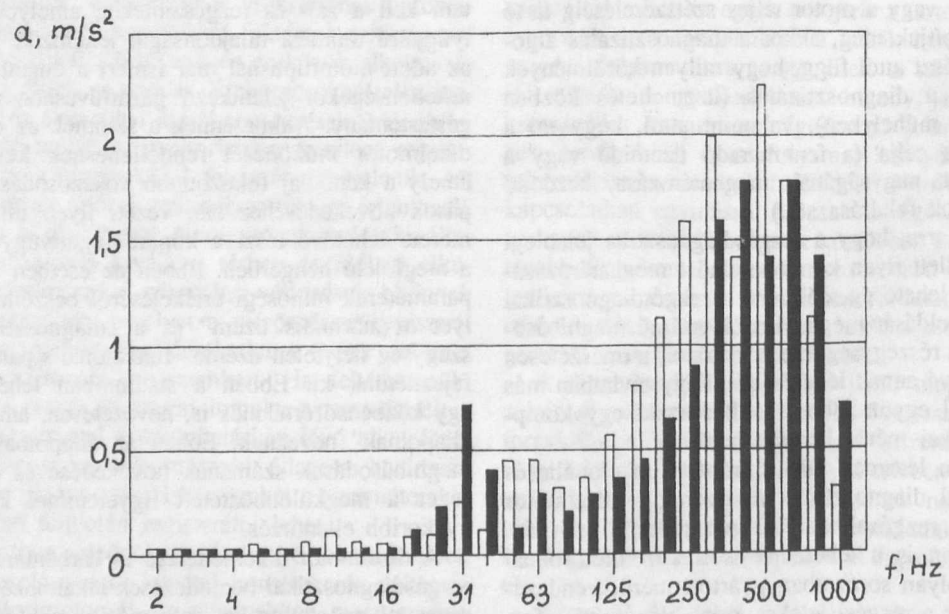
formációt hordozó paraméter változásának meghatározását a szerkezeti paraméter közvetlen értékelése nem feltétlenül szükséges, mivel az esetek többségében nem ad választ a diagnosztizálandó egység működőképességéről, azonban a paraméter változásának sebessége meghatározó tényezője az egység állapotának (pl.: a megnövekedett kopás intenzitás). Például az *1. ábrán* látható az információt hordozó rezgési paraméter változási sebessége a dízelmotor üzemidejének függvényében az első nagyjavításig. Ha a kopás intenzitása pontosabban a rezgési jel változásának intenzitása megfelel a normális kopást jellemző jel változásának, akkor az előírt javítási ciklusidőt nem kell megváltoztatni. Ha a kopás intenzitása kisebb, akkor az üzemidőt meg lehet nyújtani, míg nagyobb intenzitású kopásnál viszont már korábban be kell avatkozni.

A leírtak alátámasztásaként vizsgáljuk meg az M62 sorozatú mozdonyokba beépített 14D40 típusú 12 hengeres, feltöltéses, V hengerelrendezésű dízelmotor forgattyússzekrény oldalán mért rezgésjeleket. A gyorsulásérzékelőket a forgattyússzekrény külső felületén, a főcsapágyakkal szemben és olyan magasságban helyeztük el, hogy azok a forgattyúscsapok felső holtponti helyzetével legyenek egy szinten. A méréseket két mozdony motorjánál végeztük el. Az egyik főműhelyi javítás után volt (a továbbiakban „új" motor), a másik pedig főműhelyi javítás előtt állt (a továbbiakban „kopott" motor).

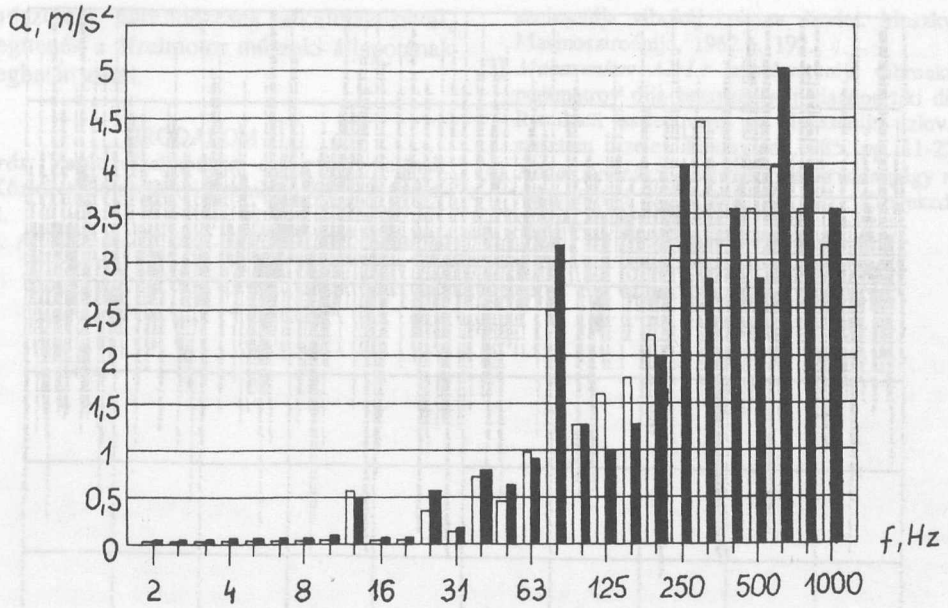
Az új és a kopott motor rezgési spektrumát n=330 min^{-1} (üresjárat) és n=750 min^{-1} (névleges fordulatszám, terhelés nélkül) a *2. és 3. ábrákon* kísérhetjük figyelemmel. (Az új motort világos színnel, a kopott motort sötét színnel jelöltük.) Amint látható az egyes tercsávokhoz tartozó gyorsulás értékek a motorfordulatszám emelkedésével növekednek. Azonban ezek a gyorsulás növekmények különböző tercsávokban az új és kopott motornál különbözőek lehetnek. Megfigyelhető, hogy az 50-300 Hz-es frekvenciatartományban az új motor rezgésgyorsulásai magasabbak, míg a 20-40 Hz-es és a tartományokban a kopott motor rezgésgyorsulásai magasabbak. A legérdekesebb a 300-600 Hz-es frekvenciatartomány, ahol az új és kopott motor maximális gyorsulási értékei tercsávonként váltják egymást.

A *4. és 5. ábrák* összehasonlításából kitűnik, hogy a motor fordulatszám emelkedésével (n=330min^{-1}-ről n=750min^{-1}-re) a regisztrált rezgésjelek egyre sűrűbbé válnak és rárakódnak egymásra, mely jelentősen megnehezíti a jelek szétválasztáást illetve értékelését.

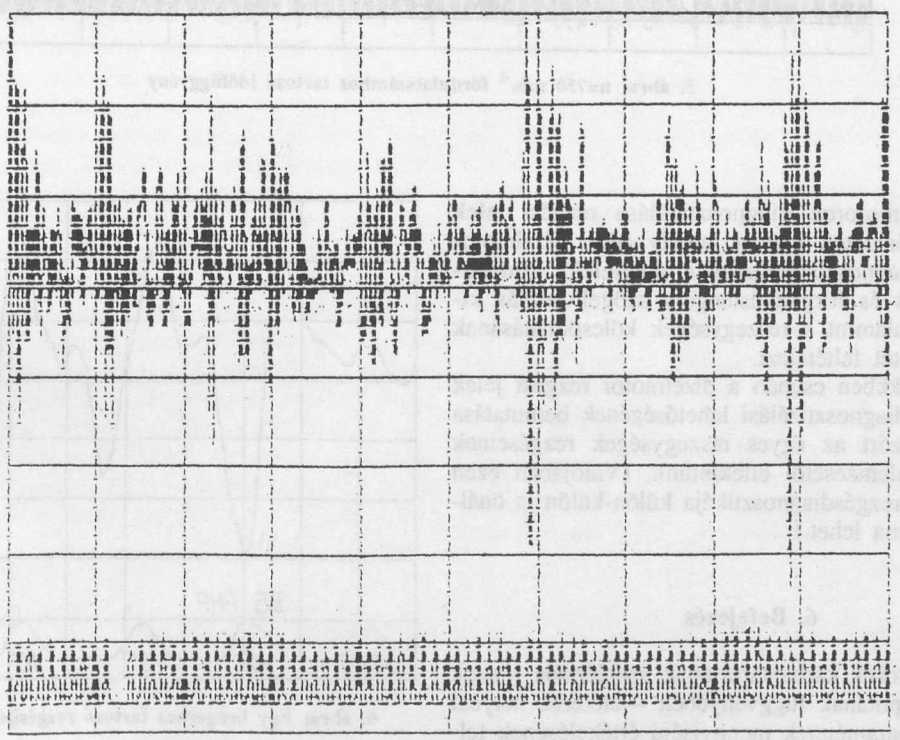
Míg alacsonyabb fordulatszámnál a mérési pont szomszédságában található hengerektől kapott jelek egyértelműen kiválaszthatók, addig a névleges fordulatszámnál a gyorsulásérzékelők szinte valamennyi hen-



2. ábra; Különböző állapotú dízelmotorok rezgésgyorsulásának tercsávos frekvenciaspektruma (n=330 min^{-1})



3. ábra; Különböző állapotú dízelmotorok rezgésgyorsulásának tercsávos frekvenciaspektruma (n=750 min^{-1})

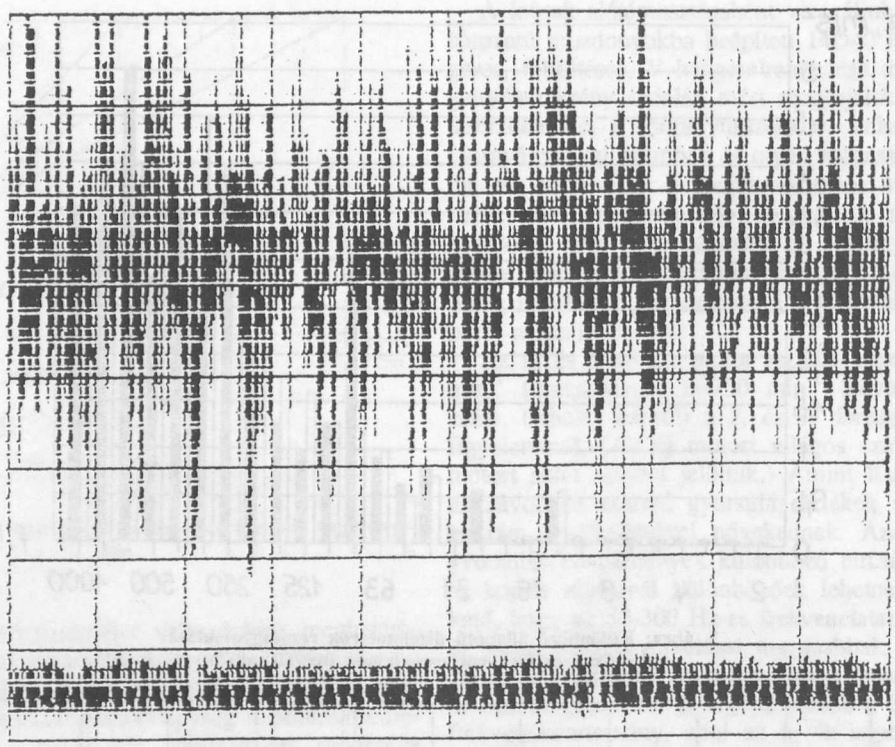


4. ábra; n=330 min^{-1} fordulatszámhoz tartozó időfüggvény

gerhez tartozó rezgéseket regisztrálják. Ezért e dízelmotor esetében az egyes részegységek diagnosztizálhatóságának szempontjából az üresjárati fordulatszám előnyösebbnek tűnik.

Kinagyítva például az új motornál n=330 min^{-1} fordulatszámnál felvett rezgési képet (*6. ábra*) látható, hogy az adott henger (bal 5, mellékhajtórudas henger) egyes kinematikai párjaiban keletkező ütések egyértelműen azonosíthatók. A felső holtpont előtt az égés nagy amplitudójú, alacsony frekvenciájú rezgést gerjeszt, amelyet a felső holtpont után 3-4°-al a dugattyúcsapszeg ütése követ a hajtórúdszemben, míg a felső holtpont után 8-9°-al a hajtórúdcsapágyban keletkező ütést regisztrálhatjuk, amelyet a forgattyússzekrény adott pontjának csillapított rezgése követ. Ezeket a méréssel kapott eredményeket támasztják alá ezen dízelmotorra elvégzett égési [1] és rugalmas hidrodinamikai csapágyszámításoknál [4] kapott eredmények is.

A bemutatott egyszerű mérési példákból is kitűnik,



5. ábra; n=750 min^{-1} fordulatszámhoz tartozó időfüggvény

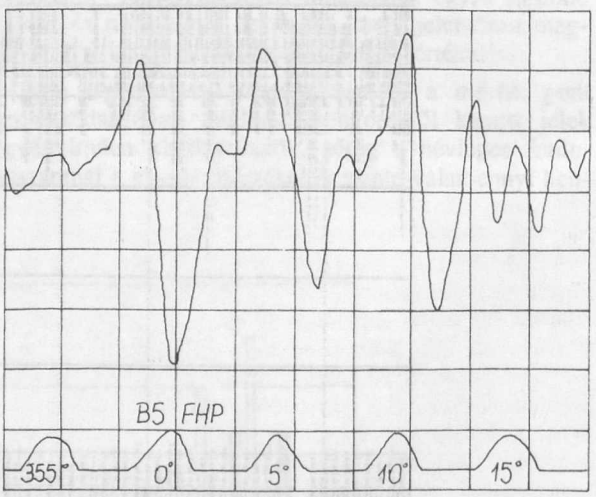
hogy a dízelmotorok diagnosztizálása rezgési jelek alapján egy összetett feladat, amely adott dízelmotor részegység diagnosztizálásakor a megfelelő fordulatszám, terhelés és forgattyústengely szögelfordulás kiválasztását, valamint a részegységek kölcsönhatásának pontos ismeretét feltételezi.

Mivel e cikkben csupán a dízelmotor rezgési jelek alapján való diagnosztizálási lehetőségének bemutatása volt a cél, ezért az egyes részegységek rezgéseinek részletesebb elemzésétől eltekintünk. (Valójában ezen részegységek rezgésdiagnosztikája külön-külön is önálló kutatási téma lehet.)

6. Befejezés

A dízelmotorok karbantartásának problémája – azok tényleges állapotának függvényében – előtérbe helyezi a szerkezeti paraméterek mennyiségi értékelésének feladatát, amely nélkül nem lehetséges olyan szerkezeti egység, mint a dízelmotor fennmaradó üzemidejének operatív és megbízható előrejelzése. A konkrét diagnosztikai rendszer vagy berendezés létrehozásakor figyelembe kell venni azon dízelmotor részegységek műszaki állapotának értékelését, amelyek az első nagyjavításig terjedő üzemidőt határozzák meg, és amelyeket cserélni kell, ha műszaki állapotuk nem megfelelő.

Selejtezési szerkezeti paraméterekkel rendelkező részegységek közé sorolhatjuk elsősorban a henger-dugattyú egységet, a szelepvezérlő szerkezetet és a forgattyús mechanizmust. Ennek a feladatnak a minőségi megoldása csak nagy mennyiségű statisztikai adat is-



6. ábra; Egy hengerhez tartozó rezgésijel időfüggvénye

meretében lehetséges, amelyeket vagy diagnosztikai berendezések alkalmazásával lehet összegyűjteni (felhasználva a dízelmotor és részegységeinek műszaki állapotát jellemző minőségi mutatókt), vagy egy külön program keretében, amikor is a dízelmotor rezgésakusztikai paraméterek értékének regisztrálása mellett regisztráljuk a szerkezeti paraméterek értékét is az előírt karbantartásokkor.

Végezetül megjegyezhetjük, hogy kívánatos lenne az egyes dízelmotor részegységek rezgésdiagnosztikai vizsgálata a napjainkban ismert számítástechnikai eljárások, valamint a pontosabb mérést és elemzést lehe-

tővé tevő műszerek, berendezések alkalmazásával, amelyek elősegítenék a dízelmotor műszaki állapotának pontosabb meghatározását.

IRODALOM

[1] *Kádár András:* Vasúti dízelmotorok égési folyamatának számítása. Közlekedéstudományi Szemle, 1990. 12. szám. pp. 565-572.

[2] *Szkobcov E. A. – Iziotov A. D. – Tuzov L. V.:* Metodü sznizsenija vibrácij i suma dizelej. Moszkva-Leningrád, Masinosztroénije, 1962.p. 192.

[3] *Makarenkov A. I.:* Iszpolzovanije vibroakuszticseszküh parametrov dlja bezrazbornoj diagnosztiki dizelej. V kn.: Rezultatü isstledovanij po ulucsseniju uzlov, agregatov i szisztem dizelej. Leningrád, 1985. pp. 11-22.

[4] *Kádár András:* Dízelmotor hajtórúdcsapágy rugalmas hidrodinamikai számítása. II. rész. Közlekedéstudományi Szemle, 1992. 9. szám.

A haszongépjárművek közúti biztonsága

Dr. Kőfalvi Gyula

1. A haszongépjárműközlekedés helyzete és sajátosságai

Az ezredfordulóhoz közelítő társadalmak élete a közúton végzett áruszállítás nélkül teljesen elképzelhetetlen. A három fő közlekedési alágazat a vasút-, közút és a belvízi hajózás közötti munkamegosztás aránya egyértelműen bizonyítja ezt a megállapítást (*1. ábra*), [1].

A bázeli PROGNOS kutatóintézet a 80-as évek kelet-nyugati kereskedelem növekedését 2000-re mintegy tízszeresére prognosztizálja (*2. ábra*), [2]. Ez azt jelenti, hogy a megvizsgált 16 európai ország közötti áruforgalom nagysága az 1984 évi 732 millió tonnáról 2000-re 976 millió tonnára fog növekedni. A korábbi munkamegosztásból eredően ezen növekedés döntő része a közúti fuvarozás területére esik.

A magyarországi előrejelzések szerint 2000-ben a hazánkon tranzitáló külföldi haszongépjárművek száma kb. 550-600 000 járműegység lesz, amely a jelenlegi kb. 280 000-es értékhez viszonyítva hatalmas terhelést fog jelenteni.

Az így megnövekedett szállítási feladatok az utakon nagyobb forgalomsűrűséget, a 5,9–7,4 kW (8-10 LE) tonna teljesítménydotáció nagyobb átlagos haladási sebességet (*3. ábra*), [3] és a nehéz tehergépjármű kategóriában 38-40 tonna összgördülőtömegeket eredményeznek.

A közúti közlekedés baleseteiben, az előbbiek ellenére, a haszongépjárművek részesedése európaszerte csak kb. 10 %-ra tehető. Ez a kis részesedés azonban nagyon súlyos baleseteket rejt magában.

Itt elegendőnek látszik a közlekedés védtelen (gyalogos, kerékpáros) résztvevőivel történt tehergépkocsi balesetekre illetve a közfeltűnést okozó autóbusz-tragédiákra hivatkozni.

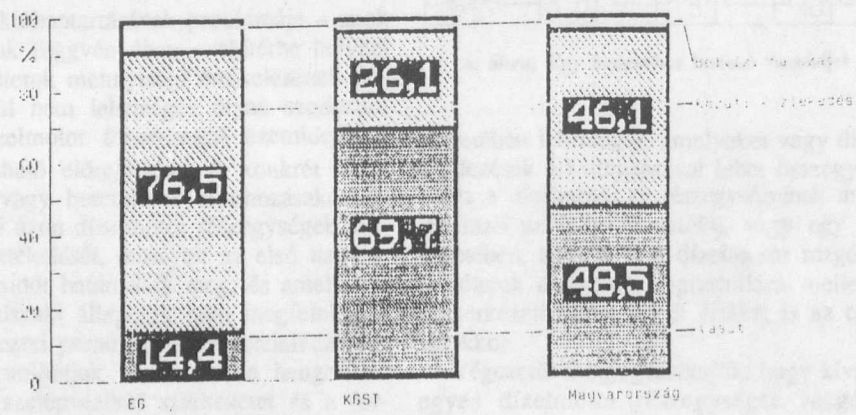
A haszongépjárműveket többnyire hivatásos, tehát profi gépkocsivezetők irányítják. A nagy szakmai gyakorlat ellenére a kritikus helyzetekben azonban gyakran csődöt mondanak. Ezért a nagyfokú veszélyeztetés és az anyagi károk nagysága miatt különösen fontos a haszongépjárművek közúti biztonsági szintjének növelése.

2. Balesetkutatási adatok

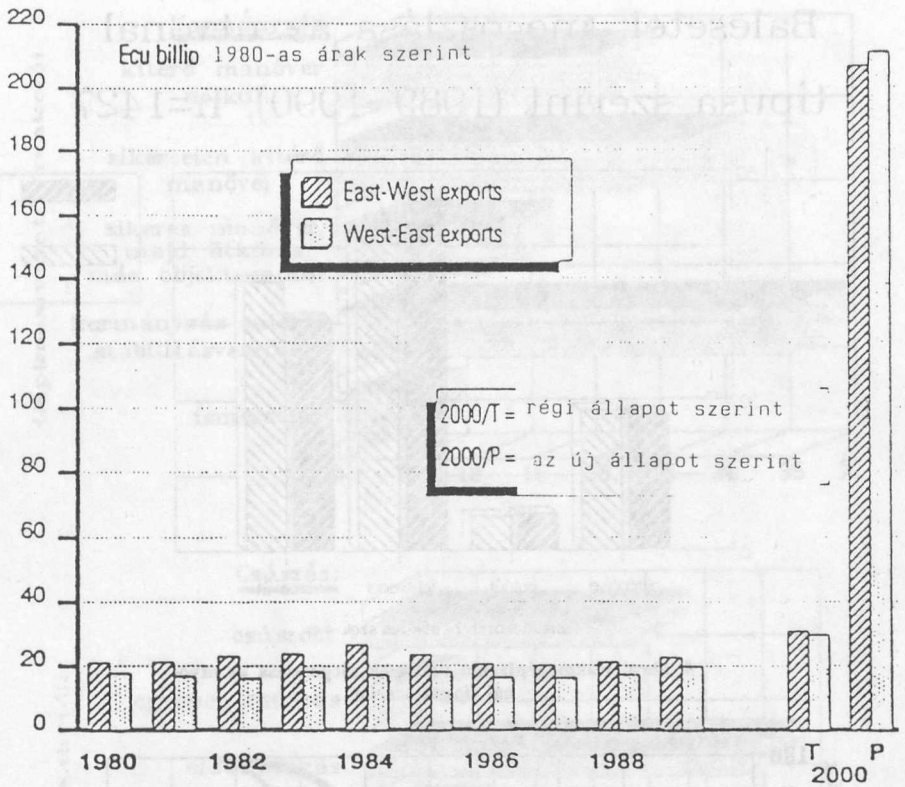
Nagyszámú haszongépjármű baleset elemzése alapján – a vizsgálat nemzetközi forgalomban résztvevő nehéz haszongépjárműveket tartalmaz – különösen a nem osztottpályás főútvonalakon (>40 %) és a városi utakon (>30 %) történik sok tehergépkocsi baleset (*4. ábra*). Ez főképpen a nagy szélességi és hosszúsági méretekből adódó, a többi közlekedő járművekhez képest nagy helyigényből eredő és a kellőképpen hibás járművezetői tényekedésre vezethető vissza.

A tehergépkocsikkal történt személyi sérüléses balesetek mintegy fele borulásos ill. pályaelhagyásos baleset. A halálos végű baleseteknél a borulások aránya előbbinél nagyobb, mintegy 60-70 %.

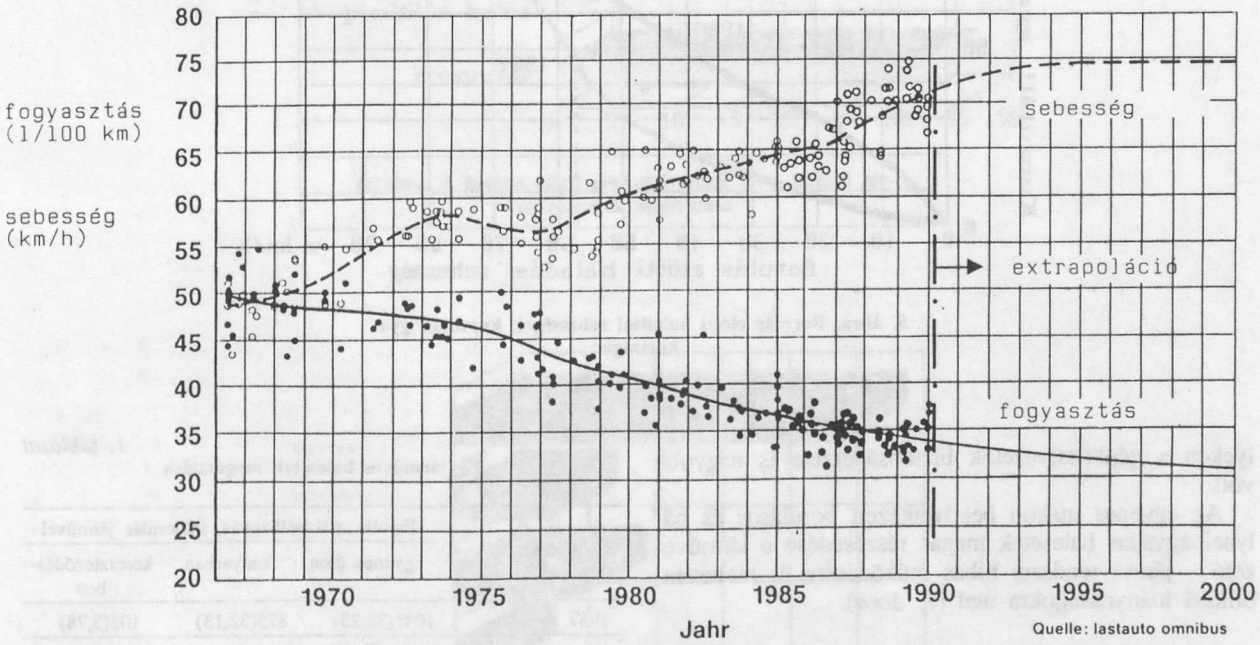
A borulásos balesetek elemzése során egyértelműen bebizonyosodott a bevezetőben már említett tendencia. Nevezetesen az, hogy két év alatt a borulások előtti átlagos (50 %-os) haladási sebesség 40 km/h-ról 57 km/h-ra emelkedett (*5. ábra*). Az összegzett gyakoriságot ábrázoló diagramból az is megállapítható, hogy a borulások 20 %-ban a sebesség nagyobb volt 70 km/h-nál. Az ilyen balesetek okai szerteágazóak. Ezek közül az egyik meghatározó a stabilitásvesztés, amely különösen 70 km/h haladási sebességtől kezdődően jelentkezik erőteljesebben.



1. ábra. A közlekedési alágazatok közötti munkamegosztás aránya



2. ábra. A kelet-nyugat közötti kereskedelmi forgalom prognózisa (kelet: PL, GDR, H, R, SU – nyugat: GFR, A, NL, BLU, F, CH, J)

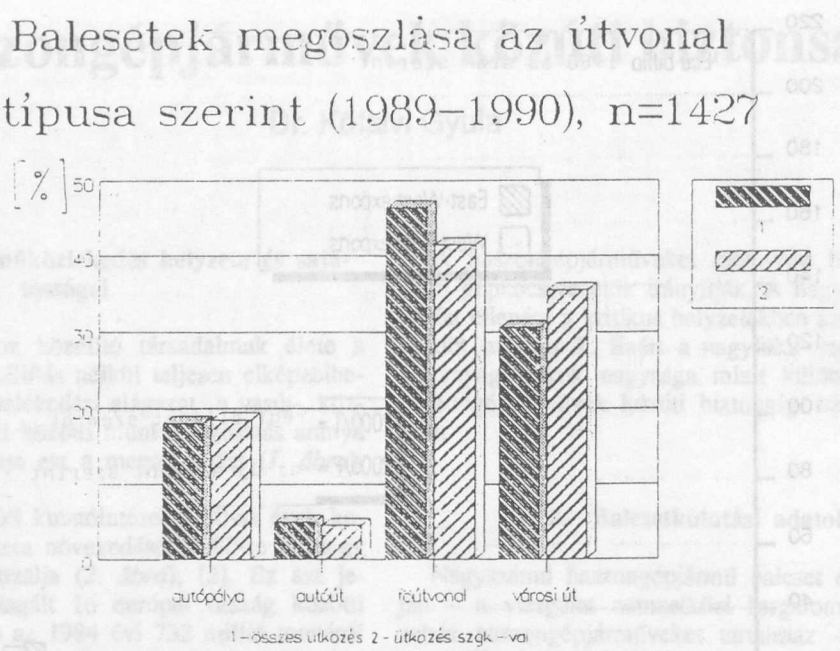


3. ábra. A haszongépjárművek átlagos haladási sebességének ill. tüzelőanyagfogyasztásának fejlődése

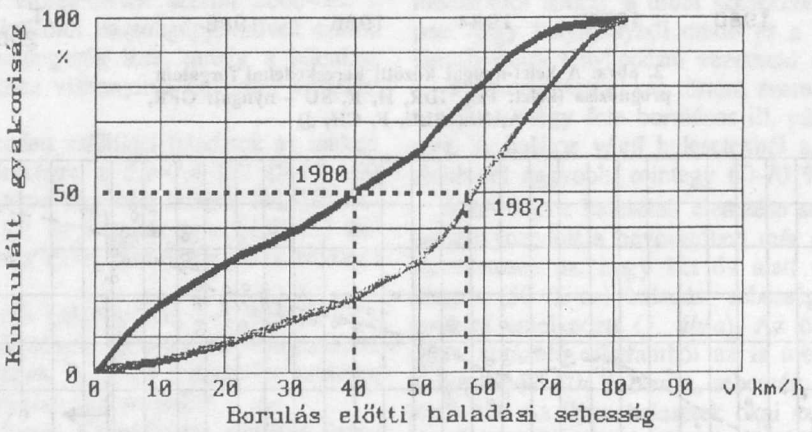
A hazai ún. egyjárműves balesetek alakulása jól mutatja, hogy a farolás, pályaelhagyás, felborulás balesettípus változatlan arányban (37-38 %) egyenes úton ill. kanyarban (31-32 %) következik be. Az egyenes útvonal meghatározó részesedése szignifikáns kapcsolatot jelez a nem kielégítő menetstabilitás felé (*1. táblázat*), [4].

A baleseteket előidéző menettulajdonság változást a vizsgált esetek 35 %-ban kormányzási manőver, 32 %-ban pedig ún. becsuklás idézte elő (*6. ábra*), [5].

Az idézett balesetvizsgálati anyag szerint a borulásos balesetek 91 %-a jól kiépített utakon történt, ame-



4. ábra. Haszongépjármű balesetek megoszlása az útvonal típusa szerint



5. ábra. Borulás előtti haladási sebességek kumulált gyakorisága

lyeken a gépkocsivezetők biztonságérzete is nagyobb volt.

Az egyenes utakon bekövetkezett borulásos és pályaelhagyásos balesetek magas részesedése a járművezető – jármű rendszer hibás működésére és menetstabilitási hiányosságokra utal *(7. ábra)*.

3. A gépkocsivezető terhelhetőségének korlátai

Az ún. egyjárműves haszongépjármű-balesetek jellegzetes típusa – különösen a távolsági közúti fuvarozás területén – a gépkocsivezető elfáradása ill. elalvása miatti baleset. A kritikus figyelemcsökkenésre, különösen monoton forgalmi viszonyok közepette, már 1-1,5 órával a vezetés megkezdése után lehet számítani *(8. ábra)*, [5].

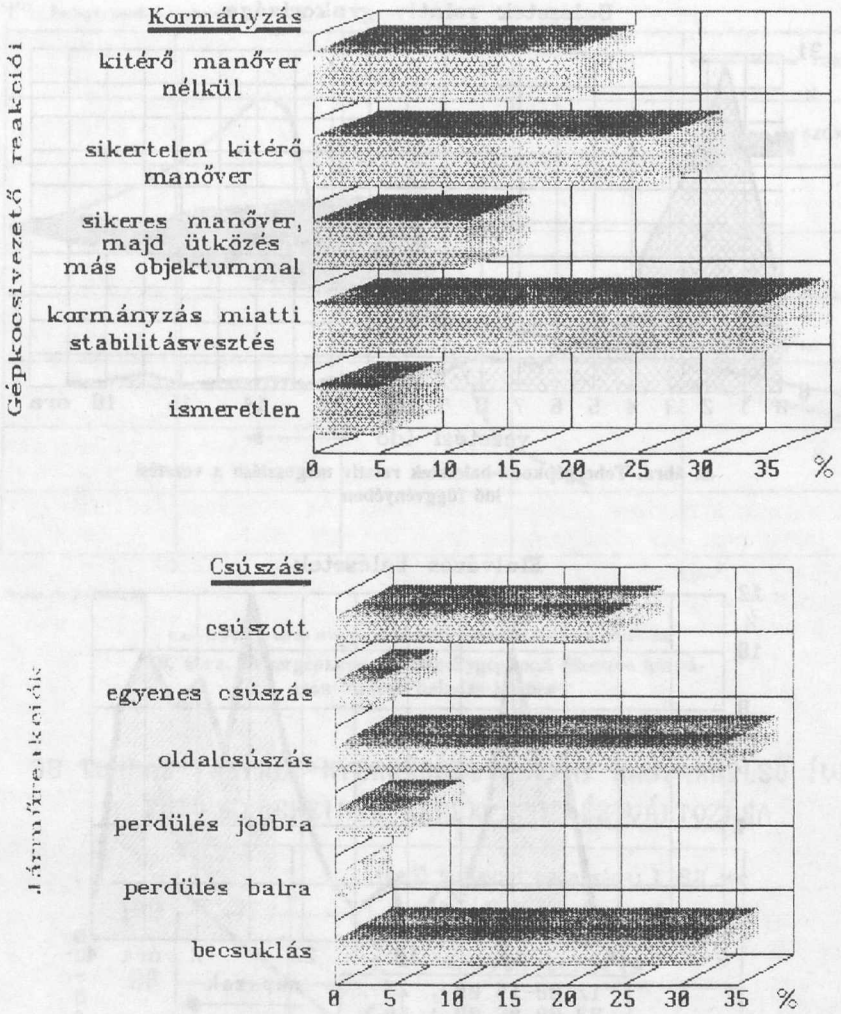
1. táblázat

Egyjárműves balesetek megoszlása

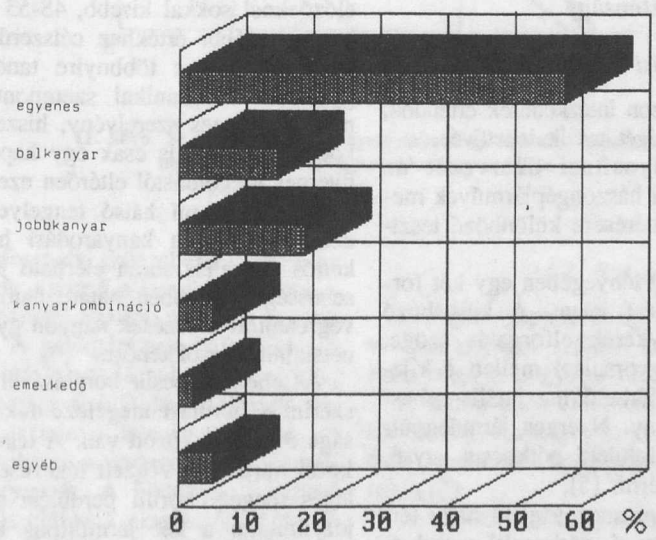
Év \ Balesettípus	Farolás, pályaelhagyás, felborulás járművel		
	egyenes úton	kanyarban	kereszteződésben
1987	1041(38,23)	875(32,13)	103(3,78)
1988	1219(38,64)	979(31,03)	129(4,09)
1989	1319(36,51)	1159(32,09)	127(3,52)
1990	1552(36,72)	1315(31,11)	140(3,31)

Zárójelben az ún. egyjárműves balesetek számán belül, a típuscsoporthoz tartozó balesetek százalékos megoszlása szerepel

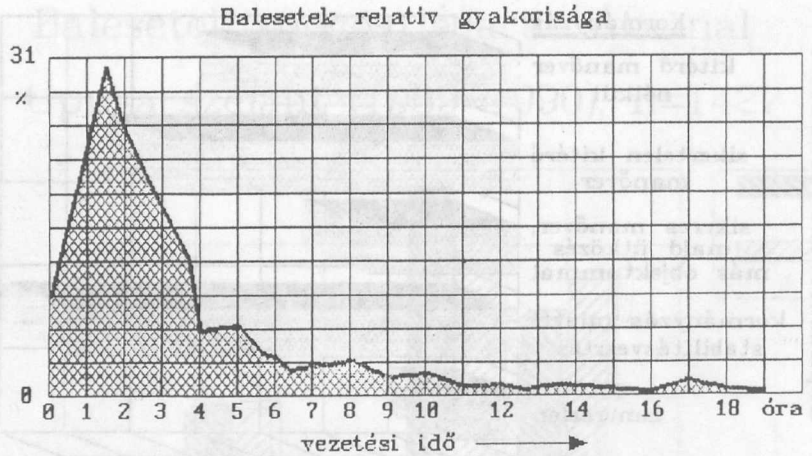
Az elalvásos balesetekre vonatkozó vizsgálat szerint, megnövekedett baleseti veszélyre 13.00 és 15.00 óra illetve 0.00 és 5.00 óra közötti időszakban lehet számítani *(9. ábra)*.



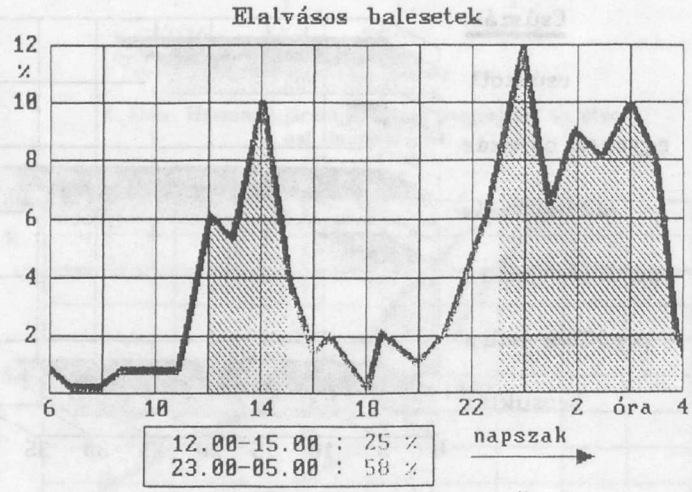
6. ábra. A baleset előtti gépkocsivezetői ill. a követő járműreakciók megoszlása



7. ábra. Balesetek megoszlása az út vonalvezetése alapján



8. ábra. Tehergépkocsi-balesetek relatív megoszlása a vezetési idő függvényében



9. ábra. Elalvásos balesetek relatív gyakorisága napszakok szerint

4. Aktív biztonság

4.1. Menetstabilitási összetevők

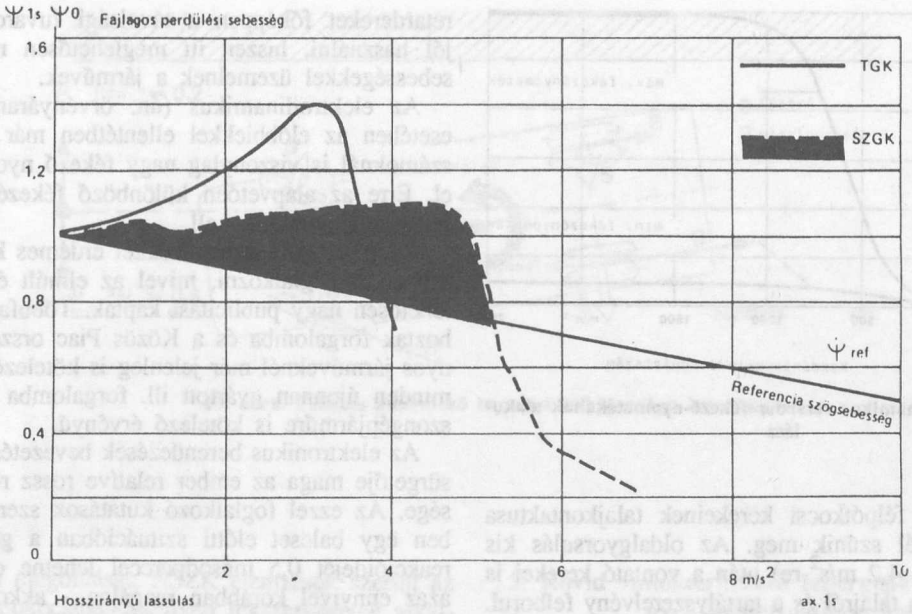
Aktív biztonság alatt mindazon intézkedések értendők, amelyek a baleset elkerülhetőségét teszik lehetővé.

A Nemzetközi Szabványosítási Szervezet az ISO/TC22/SC9 keretén belül a haszongépjárművek menettulajdonságainak objektív mérésére különböző tesztmódszereket fejlesztettek ki.

Az ún. kettős sávváltás teszt lényegében egy két forgalmi sáv szélességű kikerülést jelent. A különböző mozgásparaméterek (kormánykerék elforgatás szöge, perdülési szögsebesség, oldalgyorsulás) mellett a kijelölt pálya elhagyása nélkül elérhető maximális sebességgel minősíthető a szerelvény. Nyerges járműegyüttesekkel 68-78 km/h mélyrakfelületű pótkocsis egységekkel 60 km/h-át lehetett elérni. [5].

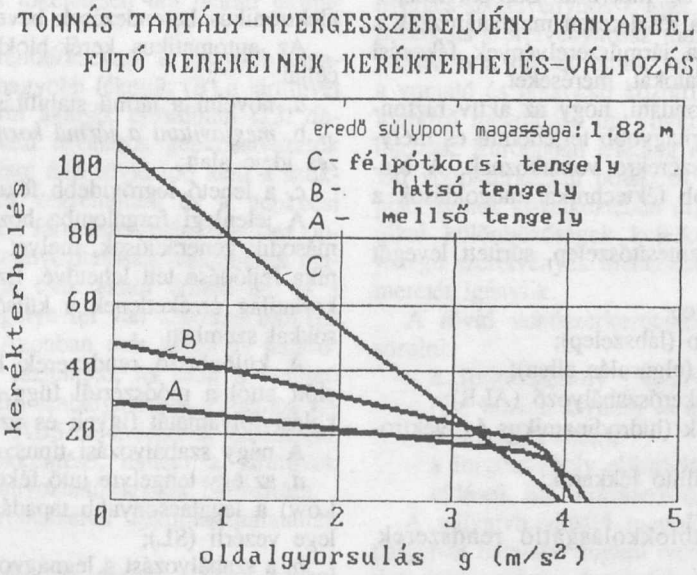
Az utóbbi időszakban rohamosann terjedő nagy térfogatú, központi tengelyagregátú pótkocsis szerelvényekkel a maximálisan elérhető sávváltási sebesség az előzőeknél sokkal kisebb, 48-53 km/h értékű volt. Ehhez az utóbbi értékhez célszerű megjegyzéseket hozzáfűzni. Ezek a többnyire tandem-tengelyes járműegyüttesek mechanikai szempontból úgy viselkednek, mint a nyerges szerelvény, hiszen a vontató és a pótkocsi között itt is csak egy kapcsolódási pont van. A nyerges megoldástól eltérően ezeknél a kapcsolási pont a vontató jármű hátsó tengelye után helyezkedik el, ezért nagyobb a kanyarodási helyszükségletük is. A kettős sávváltás során elérhető jóval kisebb maximális sebesség oka ebben határozható meg. Az ívmenetben végrehajtott fékezések nagyon gyakran idéznek elő menetstabilitás-csökkenést.

A tehergépkocsik borulásával foglalkozó elemzések szerint a borulást megelőző fékezések relatív gyakorisága 50-60 % között van. A tehergépkocsi és személykocsi körpályán végzett fékezése során mérhető függőleges tengely körüli perdülési szögsebesség alakulása jól mutatja a két járműtípus közötti különbözőséget (*10. ábra*).



Kanyarfékezés során jelentkező perdülési viselkedés Hosszirányú lassulás

10. ábra. Tehergépkocsi és személygépkocsi fékezése körpályán történő haladás közben



11. ábra. 38 tonnás tartály –nyergesszelvény kerékterheléseinek alakulása oldalgyorsulás függvényében

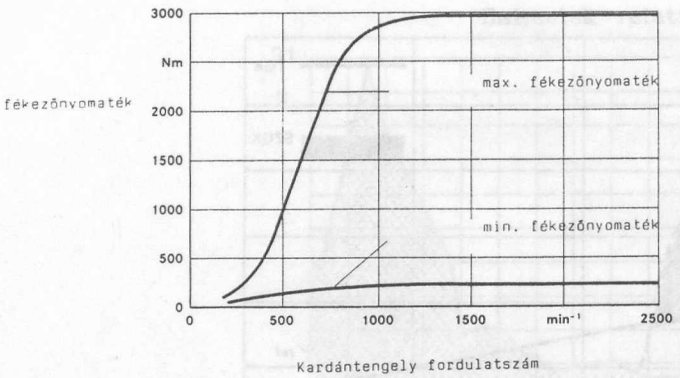
A feltüntetett ún. referencia szögsebesség, arra az esetre vonatkozik, amikor a jármű a lassulás által meghatározott sebességcsökenéssel egzakt módon a kijelölt sugarú körpályán halad. A tehergépkocsi befordulása a kanyarba már kb. 2,0 m/s^2 lassulásnál megkezdődik, míg ugyanez a személygépkocsinál kb. 4,0 m/s^2-nél érzékelhető. Kritikus hosszirányú lassulásnak azok az értékek nevezhetők, amelynél a szögsebesség görbék metszik a referencia egyenest. A körpályán elérhető max. hosszirányú lassulás előbbiek alapján tehergépkocsinál 4,0 m/s^2, míg személygépkocsinál 38 %-al több, 5,5 m/s^2.

4.2. Borulási stabilitás

A haszongépjármű együtteseknél, különösen a veszélyes anyagot szállító tartályos járműveknél kiemelt fontosságú a nagyobb billenési stabilitás.

A szimulációs eredmények jól szemléltetik a 38 tonnás tartályos nyerges szerelvény, kanyarbelső íven gördülő kerekeinek függőleges terhelésváltozását (*11. ábra*), [11].

A növekvő oldalgyorsulás, azaz nagyobb kanyarvételi sebesség esetén a félpótkocsis kerékterhelésnek csökkenése nagyobb meredekségű a vontató kerekeihez



12. ábra. Hidrodinamikus retarder fékező-nyomatékának alakulása

viszonyítva. A félpótkocsi kerekeinek talajkontaktusa kb. 3,9 m/s^2-nél szűnik meg. Az oldalgyorsulás kis növekedése (4,1-4,2 m/s^2-re) után a vontató kerekei is felemelkednek a talajról és a tartályszerelvény felborul. A súlypont magasságának 1,82 m-ről 1,46 m-re történő csökkentésével, valamint az összgördülőtömeg egyidejűleg 38-ról 40 tonnára növelésével a borulási határ 30 %-al, 5,4 m/s^2-es oldalgyorsulásig növelhető. [11].

Az ENSZ/ECE R 13. sz. illetve az Európai Közösség EWG 70/221 előírása részletesen meghatározzák a tehergépkocsi, valamint a járműszerelvények fékezési jellemzőire vonatkozó adatokat, méréseket.

Általában azt lehet mondani, hogy az aktív biztonság követelményeinek legnagyobb terjedelmű és mélységű előírásai a fékrendszerekre vonatkoznak. A biztonságot fokozó fontosabb féktechnikai megoldások a következők:

a, automatikus fagymentesítőszelep, sűrített levegőt szárító berendezés;

b, négykörös védőszelep;

c, kétkörös főfékszelep (lábszelep);

d, állásbiztosítószelep (elgurulás ellen);

e, terheléstől függő fékerőszabályozó (ALB);

f, tartósfékberendezések (hidrodinamikus és elektromos retarderek):

g, automatikusan utánállító fékkarok;

h, fékbetétkopás jelzők;

i, automatikus kerékblokkolásgátló rendszerek (ABS);

j, automatikus hajtókerék – kipörgésgátló (ASR).

Előbbiek közül az első ötöt sorozatban gyártják, a többit külön kívánságra szállítják a gyártóművek.

Az aktív biztonságot növelő, kopás nélküli működésű, tartós fékezést lehetővé tevő berendezések közé sorolhatók az elektrodinamikus és a hidrodinamikus retarderek. Ezek a berendezések, a fékblokkolásgátló szerkezetekkel ellentétben, amelyek pozitív hatása főképpen veszélyhelyzetekben mutatkozik meg, a mindennapok lassító fékezéseit teszi biztonságosabbá. Ez az előny elsősorban a hosszú lejtőfékezéseknél jelentkezik, mivel a lassítást nem súrlódási munkával érik el és így a „fading" hatás nem lép fel.

A hidrodinamikus retarderek a fékező nyomatékot viszonylag széles kardántengely-fordulatszámtartományban fejtik ki. 1000 l/p-es fordulatszám alatt azonban erősen csökken a féknyomatékuk (*12. ábra*). Az ilyen retardereket főképpen a távolsági fuvarozásban lehet jól használni, hiszen itt meglehetősen nagy haladási sebességekkel üzemelnek a járművek.

Az elektrodinamikus (ún. örvényáram) retarderek esetében az előbbiekkel ellentétben már kis fordulatszámoknál is viszonylag nagy fékező nyomaték érhető el. Erre az alapvetően különböző fékezési jellemzőre feltétlenül gondolni kell.

Az ABS/ASR rendszerekkel érdemes kissé részletesebben is foglalkozni, mivel az elmúlt években meglehetősen nagy publicitást kaptak. Többfajta megoldást hoztak forgalomba és a Közös Piac országaiban bizonyos járműveknél már jelenleg is kötelező ill. 1993-tól minden újonnan gyártott ill. forgalomba helyezett haszongépjárműre is kötelező érvényű.

Az elektronikus berendezések bevezetésének legfőbb sürgetője maga az ember relatíve rossz reagáló képessége. Az ezzel foglalkozó kutatások szerint, amennyiben egy baleset előtti szituációban a gépkocsivezető reakcióidejét 0,5 másodperccel lehetne csökkenteni – azaz ennyivel korábban reagálna – akkor a ráfutásos balesetek 60 %-át, a kereszteződésben történt ütközések 50 %-át el lehetne kerülni. A reakcióidő 1 másodperces csökkentésekor pedi a ráfutások 90 %-át, a frontális ütközések 60 %-át lehetne megelőzni. Többek között ezek sürgetik az embernél sokkal gyorsabb elektronikus berendezések bevezetését.

Az automatikus kerék-blokkolásgátló berendezések céljai:

a, növelni a jármű stabilitását fékezés közben;

b, *megjavítani a jármű kormányozhatóságát a fékezés* ideje alatt;

c, a lehető legrövidebb fékút elérése.

A jelenlegi forgalomba hozott készülékek már ún. második generációsok, melyet a mikroprocesszor-technika fejlődése tett lehetővé. Ezek a berendezések gyakorlatilag érzéketlenek a külső elektromágneses hatásokkal szemben.

A különböző rendszerek hatékonysága mindenek előtt attól a módszertől függ, ahogyan a kerék blokkolási folyamatát figyeli és azt szabályozza.

A négy szabályozási típus:

a, az egy tengelyre jutó fékerő szabályozását (Select Low) a legalacsonyabb tapadású kerék blokkolási jellege vezérli (SL);

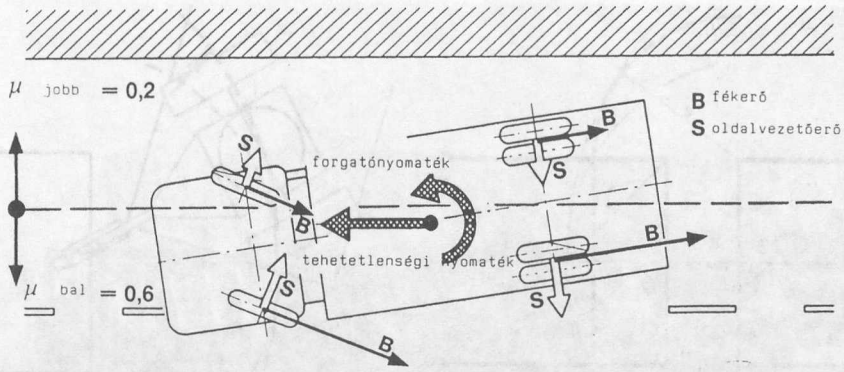
b, a szabályozást a legnagyobb tapadású kerék végzi (Select high), (SH);

c, az egy kerékre jutó fékerőszabályozás kerekenként érzékeli és akadályozza meg a blokkolást (IR) (Independent Regulation);

d, az egy kerékre jutó fékerő módosított , de független szabálozása (MIR: Modified Independent Regulation) az egyes tengelyeken két szakaszban történik:

- első lépcsőben: a legkisebb tapadású kerék blokkolásának figyelésével a fékerőt szabályozza,
- a második lépcsőben: a többi keréken növeli a fékerőt úgy, hogy az egymás utáni lépcsőkkel növelje a tapadási tényező kihasználását.

A blokkolásgátló rendszerek jól tervezett és kivitelezett megoldásai lényeges javulást eredményeznek a tehergépjárművek vezetési kényelmében és biztonságában. Az egyidejűleg végezhető fékezés és kormányzás lehetővé teszi a kritikus forgalmi szituációk



13. ábra. Fékezés különböző tapadási tulajdonságú kerekekkel

balesetmentes megoldását. NSZK elemzések szerint az összes tehergépkocsibaleset ilyen fékszerkezetek alkalmazásával mintegy 6-12 %-kal lehetne csökkenteni [12]. Abban az esetben, ha a jobb és a bal oldali kerekeknél nem azonos a tapadási tényező (pl.: a jobb oldali kerék jégen, a bal oldali aszfalton halad) a vezető ilyen fékezésnél is tökéletesen ura marad járművének.

Hagyományos fékberendezéseknél a nagyobb tapadású oldalon keletkező nagyobb fékerők (B) a járművet függőleges tengelye körül akarják elfordítani (*13. ábra*). Még nagy gyakorlatú hivatásos gépkocsivezetők sem tudják a rendelkezésre álló rövid idő alatt a szükséges kormánykorrekciót végrehajtani és a gépkocsi menthetetlenül megperdül. Járműszerelvényeknél az optimális stabilitás és kormányozhatóság, valamint a maximális fékezési hatásfok csak akkor érhető el, ha a két járműtag összes tengelye fel van szerelve blokkolásgátló berendezéssel. Azonban már akkor is határozott stabilitásnövekedés észlelhető, ha csak a vontató gépkocsi rendelkezik ABS-szabályozással. Érdemes kiemelni azt is, hogy az ABS-berendezések elsődleges célja nem a fékút csökkentése, hanem a járművek iránytartásának és kormányozhatóságának biztosítása.

A különböző ABS-rendszerek fékúthasználatának összehasonlítása:

- a Select Low szabályozás esetén a fékút sokkal hosszabb, mint az ABS nélküli, szakaszos fékezőtechnika esetén;
- independent szabályozással rövid fékútat gyakorlatilag nem lehet elérni, mivel a jármű nem irányítható;
- az előbbi két rendszer kombinációja jó gépkocsivezető számára nem jelent ebből a szempontból különösebb előnyt, hiszen ekkora fékutat szakaszos fékezéssel is el tud érni;
- a MIR első tengely/IR hátsó tengely kombinációval lehet az optimális fékutat biztosítani.

Előbbiekből egyértelműen következik, hogy a blokkolásgátló berendezéssel felszerelt haszongépjárműveknél is nagyon fontos, hogy a jármű vezetője tudja, hogy milyen tulajdonságú gépkocsijának ABS-rendszere.

5. Rövid vonószerkezetű tehergépkocsi szerelvények menettulajdonságai

A haszongépjárművek méret- és tömegelőírásait szigorú nemzetközi és nemzeti előírások szabályozzák. Az ilyen méretkorlátozások
nyerges-szerelvényhossz max. 16,5 m,
pótkocsis-szerelvényhossz max. 18,35 m
mellett a a rakodófelület jobb kihasználása érdekében a vontató és pótkocsii közötti távolság rövidítésére különböző megoldású ún. rövid vonószerkezeteket alkalmaznak. Európában jelenleg mintegy 40 különböző rövid vonószerkezetű pótkocsit kínál a haszongépjárműpiac. Ennek következtében olyan vezetés és járműtechnikai különbözőségek keletkeztek, amelyek az ilyen jellegű szerelvények menetviselkedésének alaposabb ismeretét igénylik.

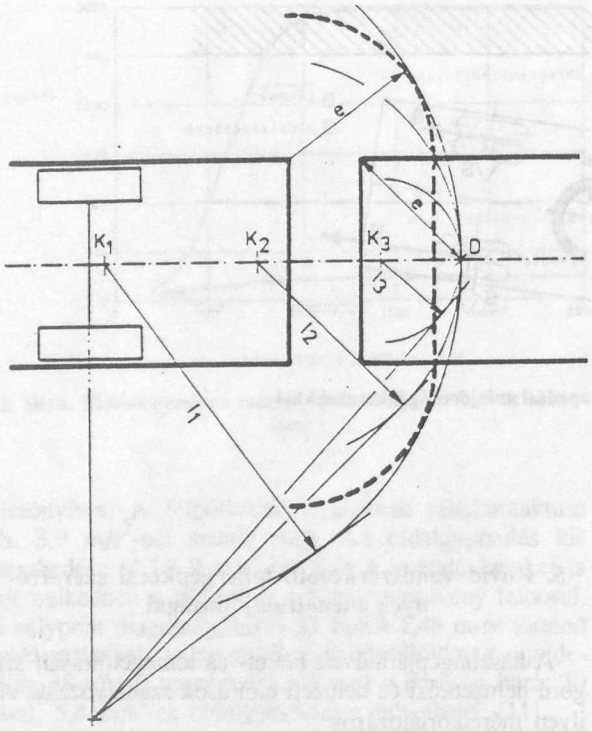
A rövid vonószerkezeteket két fő csoportba lehet sorolni:

- a forgózsámoly pályaívét módosító rendszerek (ún. hosszú kivitelű és a változtatható hosszúságú vonószerkezetek);
- a forgózsámoly elfordulási szögét korlátozó megoldások (ún. kormányozott rendszerek).

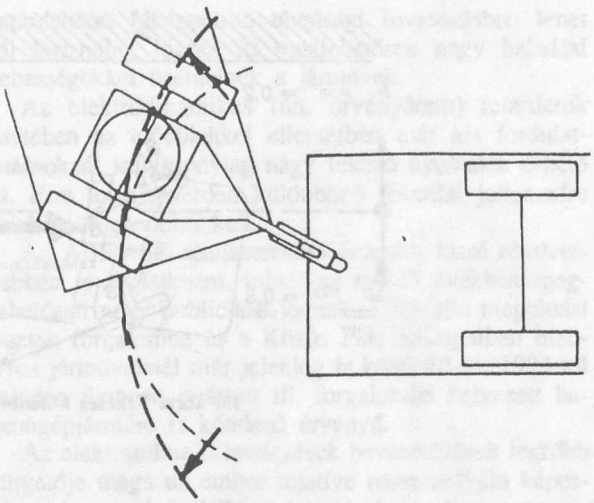
A pályaívmódosító megoldásoknál a forgózsámoly pályaívét nagyobb sugarú íven vezetik. Ezt kétféle módon lehet elérni. Az egyik megoldásnál a vonófejet egészen közel a vontató jármű hátsó tengelyéhez helyezik el (ún. hosszú vonószerkezet). A másik megoldásnál a becsuklási szög függvényében növelik vagy csökkentik a vonóberendezés hosszúságát (14-15 ábra).

6. A járműdinamikai kísérletek és szimulációk eredményeit a következőkben lehet összefoglalni.

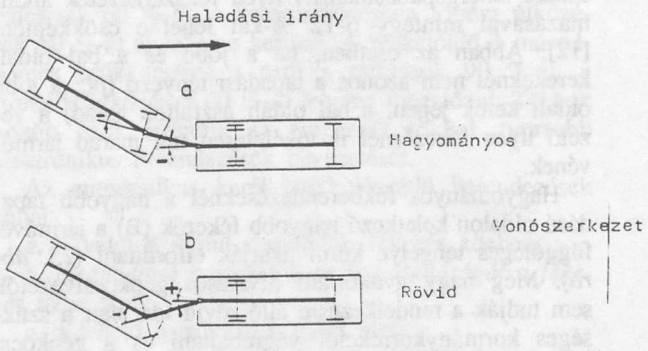
- a hagyományos és a változtatható vonórúdhosszúságú megoldások alulkormányzott jellegűek, tehát kedvezően viselkednek. A kormányzott kivitelek semleges és túlkormányozottságú viselkedést mutattak, ami bizonyos ívmenetekben elleenkormányzást igényel a gépkocsivezetőtől;



14. ábra. Vontató hátsó tengelyéhez közel elhelyezett vonófejű pótkocsi



15. ábra. Változtatható hosszúságú vonóberendezés



16. ábra. Hagyományos és rövid kapcsolószerkezetű pótkocsik lengési összehasonlítása

- a változtatható hosszúságú vonószerkezeteknél a pótkocsi mellső tengelyének megcsúszási hajlama nagyobb a hagyományosénál;
- az előbbi kapcsolási rendszerek „kígyózó" lengéskori viselkedésére jellemző, hogy a hagyományos pótkocsikhoz viszonyítva hosszabb úton csillapodnak le a lengések.

Lényeges különbség, hogy a hagyományos vonószerkezetű pótkocsi becsuklási szögei azonos értelműek (a.) míg a rövid kapcsolású megoldásoknál ellentétesen lefutó lengésekben jelentkezik. Az ilyen pótkocsi mechanikai szempontból úgy viselkedik, mintha félpótkocsi lenne, tehát a pótkocsi homlokfala nagyobb sugáron fordul (16. ábra).

7. Központi tengelyű pótkocsik menettulajdonságai

Az elmúlt évek egyik legdinamikusabban elterjedő járműtípusát az ún. központi tengelyű ill. a leggyakoribb kéttengelyes megoldások miatt tandem-tengelyes pótkocsik alkotják (*17. ábra*).

Az ilyen járműkombináció a forgózsámolyos, hagyományos kivitelű pótkocsis szerelvénytől két, alapvetően meghatározó módon tér el:

- a szerelvény csak kettő, egymáshoz képest elforduló tagból áll, szemben a pótkocsis szerelvény három tagjával. Ezért eltérő oldaldinamikai viselkedésre lehet számítani,
- a pótkocsi súlyerejének egy részével a vonószerkezetre támaszkodik, ívmenetben így egy pótlólagos tömegerő is igénybe veszi a vonószerkezetet. Ez ismételten befolyásolja a jármű oldaldinamikáját.

Az ilyen járműegyüttesek eltérő menetviselkedésének összefoglalása:

- ívmeneti haladás során, növekvő sebesség esetén a szerelvény „kiegyenesedni" akar, ezáltal először a pótkocsi kerekei csúsznak meg előbb. Az instabilitás tehát a pótkocsi oldalra kitörésben jelentkezik;
- a 80 km/h haladási sebesség feletti sávváltásos manőver (40 m hosszon 3,3 m szélességű sávváltás) során a vontató bal mellső sarka és a kilendülő pótkocsi hátsó pontja között mérhető kb. 3,1 m-es távolság nyomós érv az ilyen manőverek mellőzésére;
- a tandem-pótkocsik érzékenyebben reagálnak a rakomány egyenlőtlen elrendezésére;
- neuralgikus pontjuk a megfelelő maximális lefékezettség biztosítása.

A szerelvények összlassulása kisebb a hagyományos haszongépjármű-együtteseknél, jóllehet nagyobbak a minimálisan előírt nemzetközi előírásnál.

- a kis keréktárcsa-átmérők miatt a fékdobok hűtése lassú. Hosszú lejtőfékezéseknél – helytelenül magas sebességválasztásnál – fading hatás léphet fel.

17. ábra. Tandem-tenegelyű pótkocsis járműegyüttes

8. Haszongépjárművek észlelhetősége, mint az aktív biztonság része

Meghatározó nyugat-európai közlekedési statisztikák szerint a távolsági közúti fuvarozás évenkénti átlagos futásteljesítménye 85 000 km, amelyből 15 000 km (18 %) éjszakai időszakokra esik [6]. A modern logisztikai módszerek és az ún. „Just in time" gyártási rendszerek elterjedésével ez az arány csak növekedni fog az éjszakai haladás javára.

A haszongépjárművek láthatóságának kérdése különösen sötétben, szürkületben ill. rossz időjárási körülmények között kerül előtérbe. Jó látási körülmények között a haszongépjárművek kontúrja jól észlelhető és a közlekedő partnerek időben tudják észlelni a nagy méretű járművet.

A HUK NSZK-beli biztosítótársaságok gépjárműtechnikai irodájának, 1400 tgk-szgk. balesetre vonatkozó elemzése szerint különösen a tgk. és nyerges szerelvények oldalsó és hátsó megjelölése nem kielégítő [6].

A tgk-szgk. balesetek 30 %-a korlátozott látási viszonyok között történt. A tgk-szgk. balesetek során meghalt személygépkocsi-vezetők 34 %-a éjszakai balesetek során hunyt el.

A helytelenül megválasztott követési távolságok alapvetően a korlátozott látási körülményekre vezethetők vissza.

Lakott területen kívül az ütközések zöme (40 %) a tgk. oldalsó részére esik, míg autópályán a szgk. ráfutása (60 %) a meghatározó.

A személyi sérüléssel járó tgk-szgk. balesetek kb. 6 %-át lehet a nem kielégítő tgk. megjelölésre visszavezetni. A tgk. mellső részének megjelölése előbbi szempontok szerint másodlagos jelentőségű, hiszen az ellentétes irányból közeledő haszongépjárműre a fényszórók és a kiegészítő fényjelzésekből megbízhatóan lehet következtetni.

A hátsó világító berendezésekre vonatkozó nemzetközi és hazai előírások áttekintése után nyomatékosan leszögezhető Schmidt-Clausen [10] megállapítása, mely szerint ezek a megjelölések csak nagy fénysűrűség értékeknél biztosítják a kielégítő észlelhetőséget. Nagyobb távolságokról egyáltalán nem érzékelhető a jármű jellege. Előbbi megállapítás még nem is vette figyelembe a hátsó fényjelző berendezések elszennyeződését illetve elhasználódásuk fokát.

Az NSZK 1989-ben végzett láthatósági vizsgálatok szerint az autópályán történt éjszakai balesetek 14 %-a vezethető vissza egy egyáltalán nem, vagy csak későn felismert tehergépkocsira. Előbbiek logikus következményeként ajánlhatók bevezetésre a különböző passzív fénytechnikai berendezések. A korábbi hivatkozás szerint a leghatékonyabb oldalsó és hátsó jelölési megoldások a 18. sz. ábrán láthatók.

A laboratóriumi mérések során kidolgozott megoldások nagybani kísérletét, amelyben 800 tehergépkocsit szereltek fel kontúr- vagy vonaljelzésekkel, 1991 végén fejezték be.

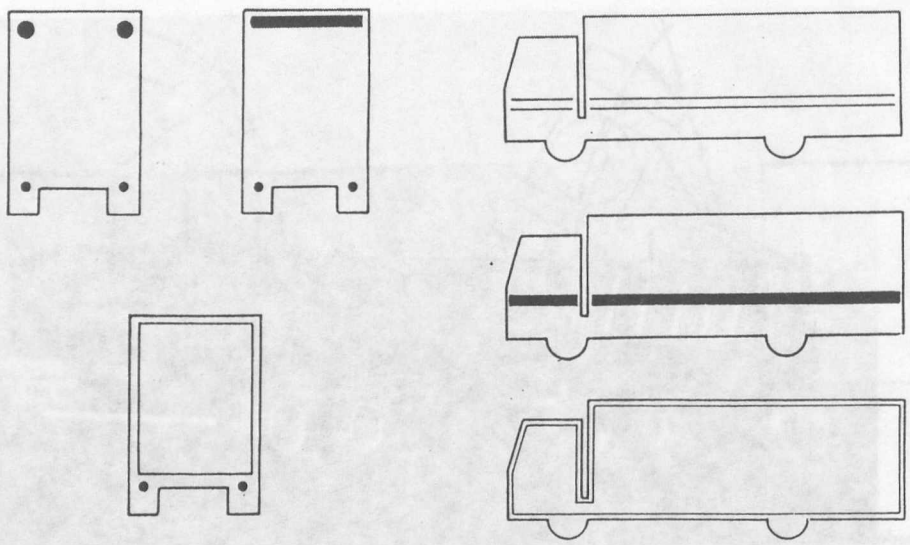
A biztonságot növelő hatáson kívül bizonyosságot kell szerezni a fényvisszaverő anyagok tartósságáról, öregedéséről, és a szennyezéséről is.

Az előbbiek alapján leszögezhető, hogy a haszongépjárművek észlelhetőségi szintjének növelése egységes, szigorúbb nemzetközi előírások híján a közeli jövőben nem várható. Marad a szokásos megoldás, nevezetesen a felhasználók és a biztosítótársaságok kölcsönös érdekeltségén alapuló önkéntesen bevezetett megoldások alkalmazása.

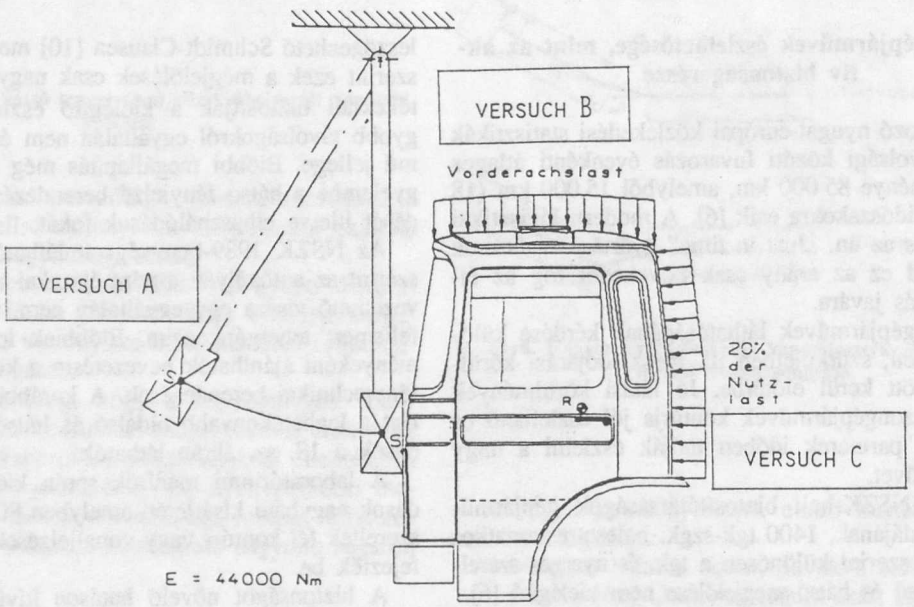
9. Passzív biztonság

A passzív, azaz a baleset megtörténte utáni biztonsági törekvéseket két fő területre lehet osztani.

Az ún. belső biztonság a vezetőfülkében lévők túlélését ill. minél kisebb fokú sérülését az ún. *külső biztonság* pedig a balesetben részes partnerek biztonsági szintjét tartalmazza. A haszongépjármű-vezetőfül-



18. ábra. A leghatásosabb oldalsó és hátsó fényvisszaverő jelölésí megoldások



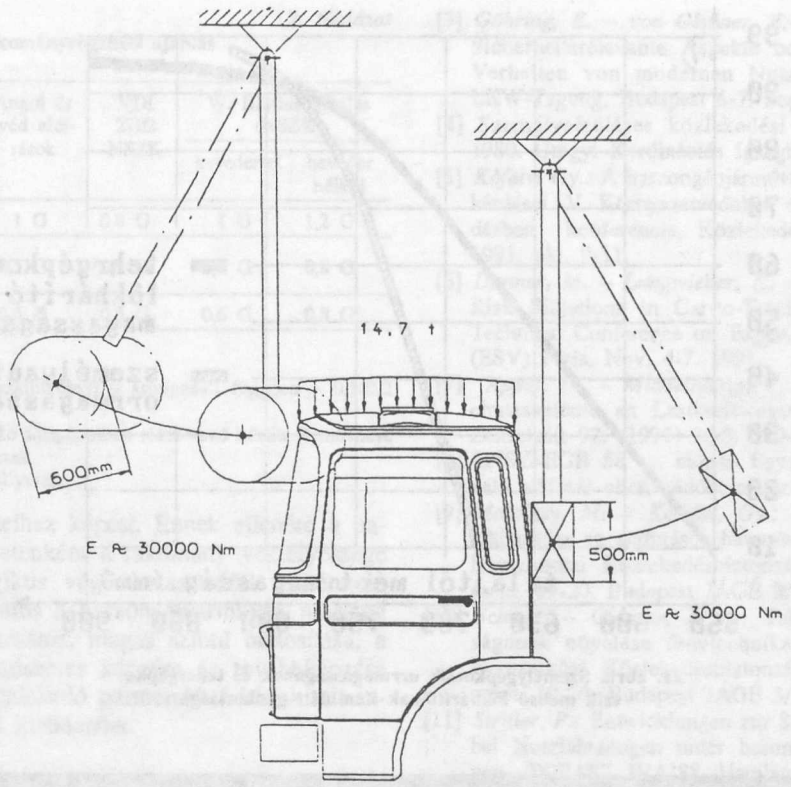
19. ábra. Haszongépjármű vezetőfülkék szilárdságát vizsgáló ENSZ-EGB 29. sz. előírás

kék belső biztonságával foglalkozik a nemzetközi szintű ENSZ-EGB (ECE) 29 számú előírása (*19. ábra*).

Közismert az ún. svéd nemzeti előírás is. Ezen utóbbinál a vezetőfülke hátsó falának is ingás ütközési próbát kell kiállniuk. Mindkét előírásnál követelmény a megfelelő túlélési tér ill. az ajtók kinyitásának lehetősége a teszt után is (20. ábra). Svédországban ennek a követelménynek nemcsak az ott gyártott, hanem az importált haszongépjármű vezetőfülkéknek is meg kell felelniük.

A haszongépjárművek külső biztonsági területének talán legfontosabb részét az ún. védtelen partnerekkel történt balesetek súlyos hatásainak csökkentési törekvései jelentik. Az európai baleseti statisztikák szerint a haszongépjárművek – különösen a távolsági fuvarozásban résztvevők – leggyakoribb baleseti partnerei a személygépkocsik. Ha a különböző ütközési irányokat és azon belül a személygépkocsi-tgk. ütközéseket (n=1028) vizsgáljuk, megállapítható, hogy jelentős eltérés nincs az egyes irányú ütközések megoszlása között. Meghatározó a frontális ill. a hátsó ún. ráfutásos balesetek részesedése.

A hátsó aláfutásgátlóra meglehetősen részletes leírást tartalmaz az ENSZ EGB 58. sz. előírása [8].



20. ábra. Az ún. svéd-ingás vezetőfülke vizsgálati módszere

Meghatározza az aláfutásgátló talaj szintje feletti magasságát max. (550 mm) az alvázhoz történő rögzítését ill. a szilárdsági követelményeket. A mellső aláfutásgátlóknál hiányzik az egységes nemzetközi előírás. Az ENSZ EGB–GRSG bizottság jelenleg foglalkozik a mellső aláfutásgátlókra vonatkozó előírás kidolgozásával, amelyben a magyar képviselő tevékeny részt vállal.

A tehergépkocsik mellső lökhárítójának és a személygépkocsik orrmagasságának összehasonlításából jól kivehető, hogy az ún. 50 %-os magasság érték szgk.-nál 725, tgk.-nál 625 mm, a 75 %-os értékek pedig 750 ill. 720 mm (*21. ábra*), [9]. Az teljesen nyílvánvaló, hogy az aláfutást az alacsonyan elhelyezett lökhárítók meg tudnák akadályozni. Ennek kialakítását főképpen a tehergépkocsik meglehetősen nagy terepszög értékei korlátozzák.

A tehergépkocsik mellső lökhárítójával szembeni követelmények dr. Matolcsy [9] szerint a következők:

- alsó élének a talaj szintje feletti magassága 400-450 mm lehet;
- a lökhárító szerkezeti magassága 150-200 mm között legyen;
- a 800-1000 kg tömegű szgk. 40 km/h sebességnél 30 g lassulású megállításához 200-250 mm-es deformáció szükséges;
- előbbi szgk-nál az ütközőerő nagysága 200-350 kN közötti értékű.

Az energiaelnyelő mellső lökhárítókkal folytatott kísérleteket már elkezdték [6, 7., 12.]. Ezek során vékonyfalú gyűrődő acélszerkezeteket ill. méhsejt és műanyag kombinációját próbálták ki. A kísérletsorozat eredményeinek összefoglalása:

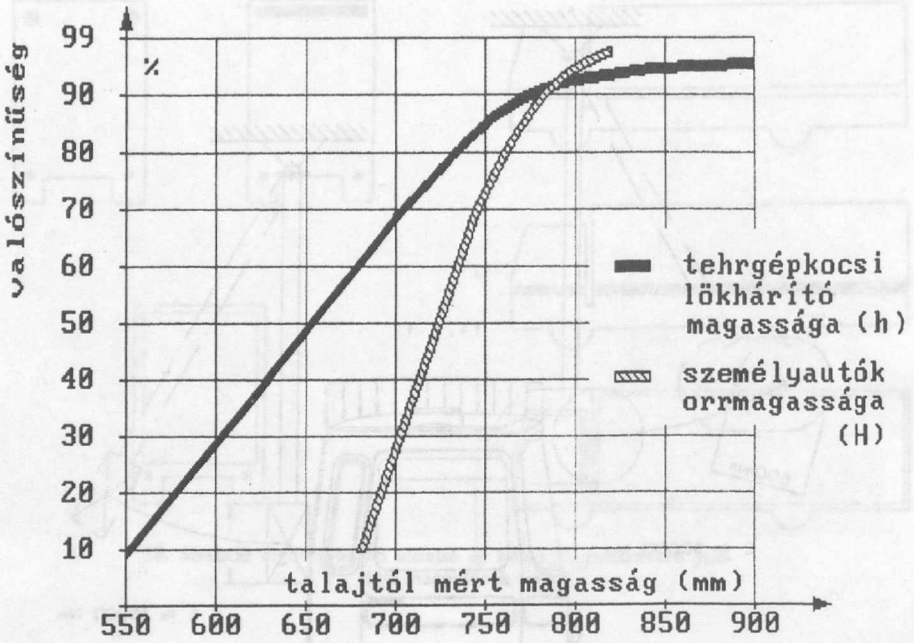
- a merev mellső aláfutásgátló a szgk. utasokra nézve jelentősen előnyös, azonban az optimálishoz közelítő megoldás csak úgy érhető el, ha maga a tgk. is felvesz bizonyos nagyságú energiát,
- a vizsgált energiaelnyelő megoldásnál a tgk. az összes ütközési energia 36 %-át vette fel,
- a 76 km/h -ás relatív sebességű ütközés után a szgk. utasfülkéje sértetlen volt, az utastérbe való veszélyes benyomódásokat el tudták kerülni.

A kísérleti eredmények alapján arra a következtetésre jutottak, hogy a halálos végű tehergépkocsi-balesetek 13-30 %-át, a súlyos sérüléses balesetek 26-44 %-át tudnák pozitív irányba befolyásolni. Az összes szgk-tgk. balesetekre vonatkoztatva a hasznossági arány 10-20 %-ban határozható meg.

9.1. Oldalvédelem

A haszongépjárművek passzív biztonságának további eleme az oldalsó aláfutásgátló. Ennek főképpen a védtelen közlekedő partnerekkel történő ütközés során van jelentősége, különösen a helyközi fuvarozásban résztvevő járműveknél.

Németországban 1992. jan. 1-től kezdődően az újonnan forgalomba állított tehergépkocsikra – a nyergesvontatók kivételével – előírás az oldalsó aláfutásgátló felszerelése (*22. ábra*).



21. ábra. Személygépkocsik orrmagasságának és tehergépkocsik mellső lökhárítóinak kumulált gyakorisága

22. ábra. Oldalsó aláfutásgátló pótkocsin.

9.2. Rakományrögzítés

A rakomány megfelelő biztonságú rögzítése állandóan visszatérő problémakör a közúti fuvarozás területén. A különböző baleseti statisztikák a rakomány elmozdulásából, helytelen rögzítéséből származó baleseteket általában nem tartalmazzák. Így főképpen az egyes balesetek szakértői vizsgálataiból lehet következtetni arra, hogy a tehergépkocsi-balesetek kb. 10-20 %-ában játszik a rakomány rögzítése meghatározó szerepet. Egységes nemzetközi szabályozás híján a következő rakományrögzítési ajánlás tehető (2. táblázat), [13.].

10. Összefoglalás

A haszongépjármű-közlekedés biztonsága a járművek általánosan jó műszaki színvonala és a hivatásos gépkocsivezetők révén magasabb szintű a közúti köz-

2. táblázat

Rakományrögzítési ajánlás

Ország / Erőhatás iránya	Angol és svéd előírások	VDI 2702 NSZK	W. Bläsius ajánlás (NSZK)	
			hevederrel	heveder nélkül
Hosszirányban	1 G	0,8 G	1 G	1,2 G
Hosszirányban hátra	0,5 G	0,5 G	0,6 G	0,8 G
Oldalirányban	0,5 G	0,5 G	0,6 G	0,8 G

Megjegyzés:
1. Veszélyes áruk szállításánál – árutípustól függően – 0,1-0,2 G növelés ajánlott
2. Vasúti vagy Ro-Ro forgalomban részt vevő közúti járművekre már előírások vonatkoznak
3. G – rakomány súlyereje

lekedés más területeihez képest. Ennek ellenére a nagyobb tömeg és esetenként a rakomány veszélyessége következtében tragikus végű katasztrófák történnek. Ezért különösen fontos a haszongépjárművek műszaki színvonalának folyamatos, magas szintű biztosítása, a gépkocsivezetők rendszeres képzése és továbbképzése valamint a többi közlekedő partnerekkel kialakított információs kapcsolat kialakítása.

IRODALOM

[1] A magyar közlekedéspolitika KHVM, Budapest, 1992.
[2] *Schullerus, R.*: East-West Freight Traffic Development Prospects Euromodel/Intercontainer, Basel 3/1991.
[3] *Göhring, E. – von Glasner, E. Ch. – Pflug, H. Ch.*: Sicherheitsrelevante Aspekte beim Fahrodynamischen Verhalten von modernen Nutzfahrzeugen. VII. Int. LKW-Tagung, Budapest 6-7. Sept. 1990.
[4] Személysérüléses közlekedési balesetek közutakon, 1980. Útügyi Kordinációs Igazgatóság, Budapest 1991.
[5] *Kőfalvi Gy.*: A haszongépjárművek közlekedésbiztonsági kérdései. V. Környezetvédelem és biztonság a közlekedésben konferencia, Közlekedéstudományi Egyesület, 1991. okt. 9-11.
[6] *Danner, M. – Langwieder, K. – Bäumler, H.*: Typical Risk Situations in Car-to-Truck Accidents XIII. Int. Technical Conference on Experimental Safety Vehicles (ESV) Paris, Nov. 4-7. 1991.
[7] *Appel, H.. – Middelhauve, V. – Grüttert, S.*: Frontschutzsysteme an Lastkraftwegen Automobiltechnische Zeitschrift 92. (1990) 3. S. 130-135.
[8] ENSZ–EGB 58 sz. előírás Egységes feltételek hátulról való aláfutás ellen védőberendezések jóváhagyására.
[9] *Matolcsy, M. – Kőfalvi, Gy.*: Tehergépkocsik mellső lökhárítója az aláfutásos balesetek szempontjából. VIII. Nemzetközi Közlekedésbiztonsági Konferencia, 1991. szept. 19-20. Budapest JÁGÉ 3/1992.
[10] *Schmidt – Clausen, J. H.*: Tehergépjárművek biztonságának növelése fénytechnikai eszközökkel. VIII. Nemzetközi Közlekedésbiztonsági Konferencia, 1991. szept. 19-20. Budapest JÁGÉ 3/1992.
[11] *Strifler, P.*: Entwicklungen zur Steigerung der Sicherheit bei Nutzfahrzeugen unter besonderer Berücksichtigung von „TOPAS". IVA'88, Hamburg 1988.
[12] *Langwieder, K. – Bäumler, J.*: Sicherheitsmassnahmen an Lastkraftwagen. VII. Int. LKW-Tagung, Budapest, 1990.
[13] *Kőfalvi, Gy. – Sárosi, Gy.*: Biztonságos rakományrögzítés tehergépkocsikon. KÖZDOK, Budapest, 1989.

A magyarországi közúti közlekedésbiztonság néhány jellemzője

ABDUL KHALIK, A. M. AL-TAAEI

1. Bevezetés

1989-ben a magyar közutakon 2162 fő meghalt és 32052 fő súlyosan ill. könnyen sérült. Ebben a cikkben azokat a főbb sajátosságokat vizsgálom, amelyek indokolhatják e kedvezőtlen közúti baleseti helyzetet.*

Elsőként igen fontos ismerni, hogy mit is tartalmaz a hazai baleseti statisztika. A statisztikai adatok összegyűjtése és minden egyes baleset kivizsgálása a rendőrség feladata. A baleseetek helyszínére, időpontjára ...stb. vonatkozó adatok a legmegbízhatóbbak. A balesetek okok szerinti csoportosításánál alapvetően *a közvetlen emberi tényezőket, a közvetett emberi tényezőket* (helyzet, állapot), *a járművet* és *a környezetet* különböztetik meg. A rendőrségi adatok a közvetlen emberi tényezőket illetően a legmegbízhatóbbak, míg a közvetett emberi és a környezeti tényezőket illetően a legkevésbé megbízhatóak. A meghaltak számának nyilvántartása igen korrekt, míg a külföldi tapasztalatokhoz hasonlóan az egyéb (súlyos ill. könnyen) sérülteké kevésbé [1]. A magyar baleseti statisztikában a balesetek kimenete szerint *három kategóriát* különböztetnek meg: *a balesetet követő 30 napon belül meghalt, súlyosan sérült* és *könnyen sérült* [2]. A szemben haladó, az azonos irányba haladó és a keresztirányba haladó járművek ütközéses balesetei sokkal valószínűbb, hogy rögzítésre kerültek, mint azok a balesetek, amelyeknek csak egy résztvevője volt. Az is valószínűsíthető, hogy a tehergépjárművekkel történt ütközéses balesetek és a lakott területen történt balesetek (ahol is kisebb a sebesség) kevesebb sérüléssel jártak, mint a lakott területen kivüli balesetek, amelyeknél nagyobb a sebesség.

2. Nemzetközi összehasonlítások

A Magyarországon zajló gyors gazdasági növekedés és a közúti közlekedési infrastruktúra bővülése igen jelentős fejlődést hozott az ország motorizációs szintjében [3]. Összességében a rendszerváltás és a társadalompolitika alapvető eltolódása a kelet-európai országok politikája felől Nyugat-Európa országainak politikája felé határozottan megnövelte az életformaváltozás igényét az emberekben.

A magyarországi közlekedésbiztonsági helyzetet összevetve a Nyugat-Európai országok és az USA közlekedésbiztonsági helyzetével véleményt alkothatunk az új fejlődés hatásairól. Az *1. táblázat* mutatja ezt az összehasonlítást és azt, hogy a halálos gyalogosbalesetek népességre vetített fajlagos száma (1 000 főre jutó halálos gyalogosbalesetek) Magyarországon a legmagasabb. A személykocsit használók halálos baleseteinek millió járműkilométerre vetített fajlagos száma Svédország adatához közelít és ez a mutató tüükrözi a hazai forgalomfejlődést is. A 100 000 motoros járműre jutó halálos áldozat számot tekintve Magyarország áll az élen a többi vizsgált országhoz képest. Ez az érték tükrözi, hogy a megnövekedett motorizációs szint – motoros gépjárművek megnövekedett száma – növekvő halálos balesetszámmal ját együtt.

Smeed [4] az 1930-1950 közötti időszakra vonatkozóan 18 ország halálos baleseteinek alakulását vizsgálta. Az eredmény azt mutatja, hogy határozott összefüggés van a 100 ezer lakosra vetített éves halálos áldozatok száma (D/P) és a motorizációs szint között – 1000 lakosra jutó személygépkocsiszám – (N/P). Az összefüggést matematikai formában a

$$\frac{D}{P} = 0{,}0003\left(\frac{N}{P}\right)^{\frac{1}{3}}$$

képlet írja le és az *1. ábra* mutatja. Ugyanilyen összefüggést találtak egy 70 országot vizsgáló későbbi munka során. Az 1. ábrán látható, hogy az 1980-1989 közötti magyarországi értékek – fekete körökkel jelölt értékek – illeszkednek a *Smeed* által készített diagramhoz.

Az 1980-1989 közötti időszakban Magyarországon közúti baleset miatt meghaltak számának illeszkedésvizsgálatát Irwin és Miller módszere szerint a *2. ábra* mutatja. Az ábrán az éves halálos balesetek száma, átlagértéke és a konfidencia intervallumok láthatók két szignifikancia szint (1 % és 5 %) esetén [5]. Az ábra világosan mutatja, hogy az 1989-es halálos baleseti ráta a megengedett tartományokon kívül esik, még az 5 %-os szignifikanciaszint esetén is. Az 1980-1988 közötti értékeknek viszont mindegyike a becsült intervallumokon belül helyezkedik el mindkét szignifikanciaszint esetén.

3. A balesetek alakulása kimenetelük szerint (1986-1989)

A nemzeti baleseti statisztika részletes bontásban mutatja a balesetek alakulását kimenetelük és a baleset helyszíne szerint az 1984-1989 közötti időszakra az egész országra kiterjedően (lásd a *3. ábrát*). A balese-

* A szerkesztőség megjegyzése: A közúti közlekedési balesetek száma 1990-ben nagy mértékben növekedett, majd 1991-ben csökkent.

1. táblázat

Közúti halálos balesetek fajlagos mutatószámainak nemzetközi összehasonlítása – 1987-1989. [6]

Ország	Meghaltak száma	Motoros[1] jm. szám/100 fő	Meghaltak száma/10^5 fő	Meghaltak száma/100 ezer motoros jármű	Szgk.-val meghaltak/10 M. jm. km	Meghalt gyalogos/10^5 fő
Ausztria	1446	44,8	19,1	4,3	4,6	3,5
Dánia	713	34,3	13,9	5,5[2]	2,8	2,7
Finnország	653	36,5	13,3	3,7	2,1	2,8[2]
Németország	8213	49,8	13,5	2,6	2,1	2,8
Magyarország	1706	20,8	16,1	9,7	1,4	5,3
Hollandia	1366	40,5	9,4	2,1	1,9	1,4
Norvégia	378	43,8	9,1	2,1	1,7	1,6
Spanyolország	6348	30,2	16,4	5,4	7,8	2,9
Svédország	813	41,6	9,7	2,3	1,5	1,6
Svájc	945	51,4	14,5	2,6	2,4	3,0
Nagy-Britannia[2]	5339	35,6	9,5	2,7	2,0	3,5
USA	46386	65,0	19,2	1,7	1,8	2,8

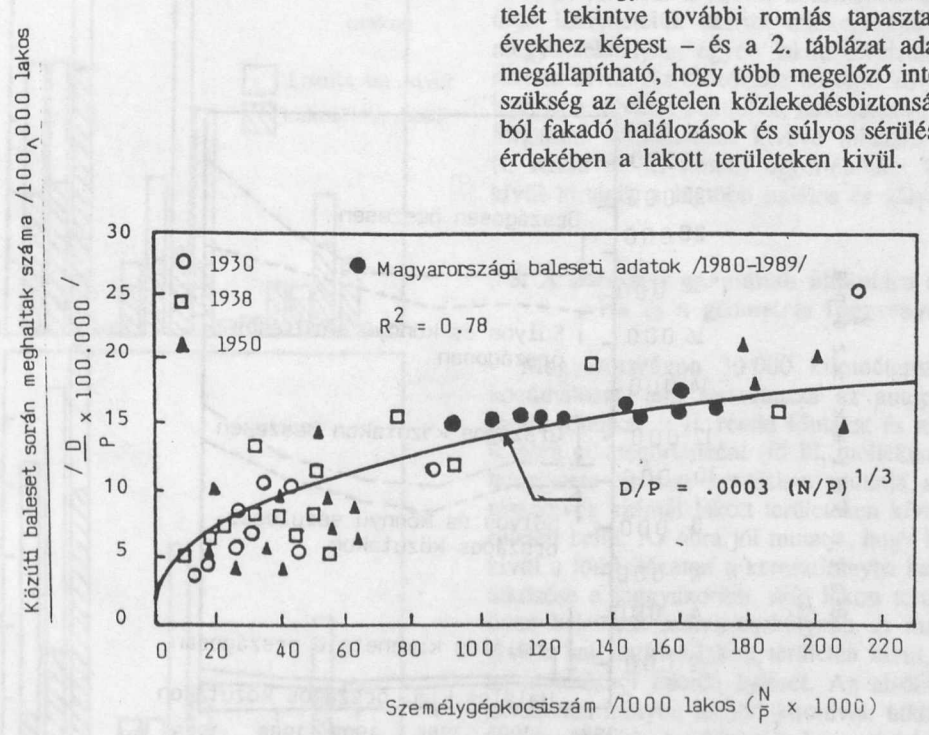
1/Motoros járművek: segédmotoros kerékpár, motorkerékpár, személygépkocsik a taxikkal együtt.

2/ 1987-es adatok

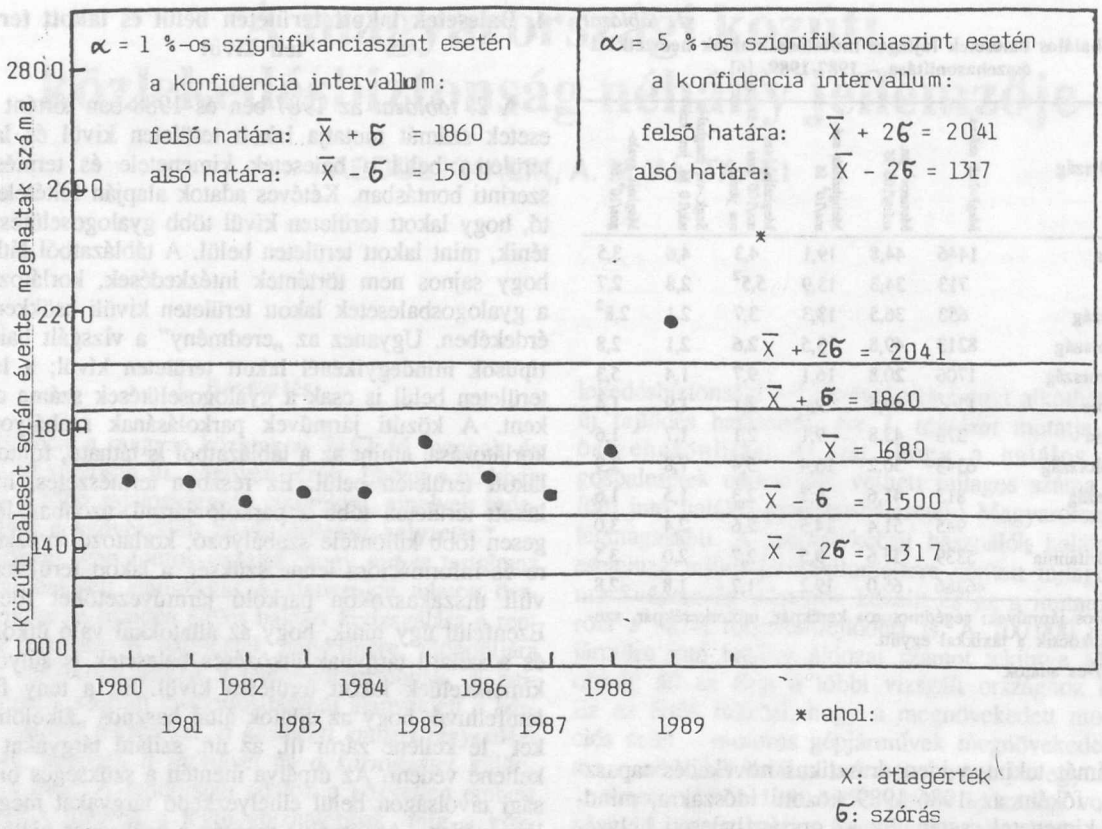
tek számát tekintve igen drasztikus növekedés tapasztalható, főként az 1986-1989 közötti időszakra, mindhárom kimenetel esetén. Ez az ország baleseti helyzetére jellemző egyik legfontosabb ábra, mely azt mutatja be, hogy feltétlenül beavatkozásra lenne szükség.

4. Balesetek lakott területen belül és lakott területen kívül

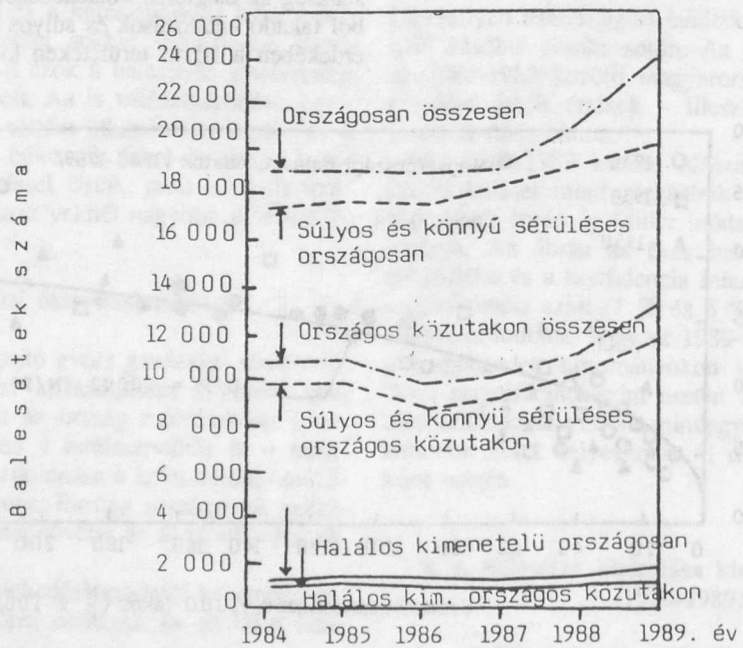
A 2. *táblázat* az 1987-ben és 1988-ban történt balesetek számát mutatja lakott területen kívül és lakott területen belül a balesetek kimenetele és természete szerinti bontásban. Kétéves adatok alapján feltételezhető, hogy lakott területen kívül több gyalogoselütés történik, mint lakott területen belül. A táblázatból látható, hogy sajnos nem történtek intézkedések, korlátozások a gyalogosbalesetek lakott területen kívüli csökkentése érdekében. Ugyanez az „eredmény" a vizsgált balesettípusok mindegyikénél lakott területen kívül; a lakott területen belül is csak a gyalogoselütések száma csökkent. A közúti járművek parkolásának szabályozása, korlátozása, amint az a táblázatból is látható, fontosabb lakott területen belül. Ez részben természetes, hiszen lakott területen több a parkoló jármű, azonban lényegesen több különféle szabályozó, korlátozó intézkedésre és információra lenne szükség a lakott területen kívüli útszakaszokon parkoló járművezetőket illetően. Ezenfelül úgy tűnik, hogy az állatokkal való ütközéses és a szilárd tárgynak ütközéses balesetek is súlyosabb kimenetelűek lakott területen kívül. Ez a tény figyelemfelhívó, hogy az állatok által hasznos „átkelőhelyeket" le kellene zárni ill. az ún. szilárd tárgyakat meg kellene védeni. Az útpálya mentén a szükséges biztonsági távolságon belül elhelyezkedő tárgyakat meg kellene védeni. Az útpálya mentén a szükséges biztonsági távolságon belül elhelyezkedő tárgyakat az úttól távolabb kellene helyezni, mivel áthelyezésükkel csökkenthető lenne a balesetek súlyossága. A 3. ábrát – ahol látható, hogy 1989-ben a balesetek számát és kimenetelét tekintve további romlás tapasztalható az előző évekhez képest – és a 2. táblázat adatait összevetve megállapítható, hogy több megelőző intézkedésre lenne szükség az elégtelen közlekedésbiztonsági szabályozásból fakadó halálozások és súlyos sérülések csökkentése érdekében a lakott területeken kívül.



1. sz. ábra.: A közúti balesetekben meghaltak száma 100 000 lakosra vetítve (D/P) és a motorizációs szint – 1000 lakosra vetített személygépkocsiszám – közötti összefüggés ábrázolása [4]



2. sz ábra: A közúti balesetben évente meghaltak számának alakulása, annak átlagértéke és a konfidencia intervalluma 1980-1989 közötti időszakra 1 %-os és 5 %-os szignifikancia szintek esetén



3. sz. ábra: Az országos közutakon és „országosan összesen" történő személysérüléses balesetek száma a balesetek kimenetele szerint 1984 és 1989 között [7]

2. táblázat

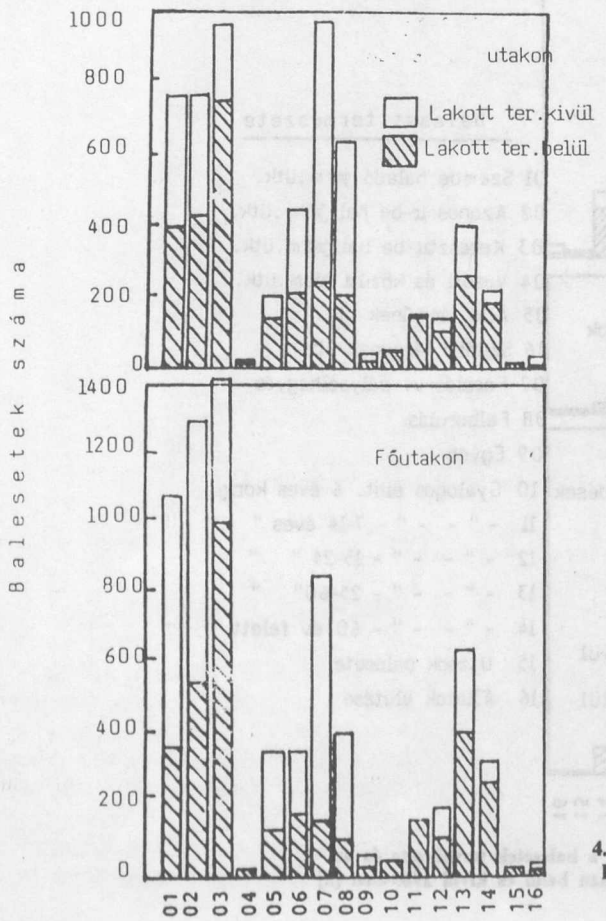
Közúti balesetek száma a baleset természete és kimenetele szerinti bontásban lakott területen kívül és lakott területen belül 1987-1988 [2]

	Lakott területen kívül						Lakott területen belül					
	1987			1988			1987			1988		
	Halálos	Sérüléses	Össz.	Halálos	Sérüléses	Össz.	Halálos	Sérüléses	Össz.	Halálos	Sérüléses	Össz.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1. Haladó járművek ütközése	664	12590	13254	749	13908	14657	252	8534	9116	353	9627	9980
2. Parkoló járművel való ütközés	58	1131	1189	41	1225	1226	30	756	786	18	819	837
3. Állatokkal v. szilárd tárggyal való ütközés	109	1597	1706	133	1867	1901	56	1032	1088	52	1183	1235
4. Gyalogoselütés	558	5102	5660	564	5069	5633	402	4585	4987	388	4610	4708
5. Magános baleset	169	4635	4804	197	5267	5969	62	1563	1625	74	1796	1870
6. Egyéb baleset	13	407	420	22	440	462	49	360	409	16	388	404

3. táblázat

Balesetek száma megyeszékhelyen, egyéb lakott területen belül és kívül útkategóriák és a balesetek kimenetele szerint 1989 [2]

	Megyeszékhelyen				Lakott területen kívül				Egyéb lakott területen			
	Halálos	Súlyos sérülések	Könnyű	Össz.	Halálos	Súlyos sérülések	Könnyű	Összes	Halálos	Súlyos sérülések	Könnyű	Összes
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
I. rendű főutak	34	203	303	540	256	716	650	1622	72	364	400	836
II. rendű főutak	59	297	397	753	272	896	830	1998	135	685	774	1594
Mellékutak	35	189	230	454	288	1205	1122	2615	206	1333	1396	2935
Összesen	128	689	930	1747	816	2817	2602	6235	413	2382	2570	5365



A *3. táblázat* a közúti közlekedési baleseteket mutatja kimenetelük szerint útkategóriánkénti bontásban megyeszékhelyen, egyéb lakott területen és lakott területen kívül. Az előzőkhöz hasonló következtetés vonható le a táblázat adataiból, nevezetesen, hogy a kisebb forgalmú mellékutakat kivéve mindkét útkategóriánál (I. rendű és II. rendű) egyértelműen lakott területen kívül történik a legtöbb halálos és súlyos baleset.

5. A balesetek számának alakulása az útkategória és a geometria függvényében

Magyarországon 30 000 kilométeres az országos közúthálózat, ami tartalmazza az autópályákat, az I. rendű főutakat, a II. rendű főutakat és mellékutakat. A 4. ábra útkategóriánként (fő ill. mellékutakra) a baleset természete szerinti bontásban mutatja a balesetekben résztvevők számát lakott területeken kívül és lakott területen belül. Az ábra jól mutatja, hogy lakott területen kívül a főúthálózaton a keresztirányba haladó járművek ütközése a leggyakoribb, míg lakott területen belül az ilyen balesetek száma csekélyebb. A második leggyakoribb balesettípus lakott területen kívül, főúthálózaton az utólérésből fakadó baleset. Az alsóbbrendű utakon az azonos irányba haladó járművek ütközéses balesete a leggyakoribb, ezt követi a keresztirányba haladó járművek ütközéses balesete, mind lakott területen belül,

4. sz. ábra: A balesetek száma a balesetek természete és az útkategóriák szerint lakott területen belül és kívül 1989-ben [7]

4. táblázat

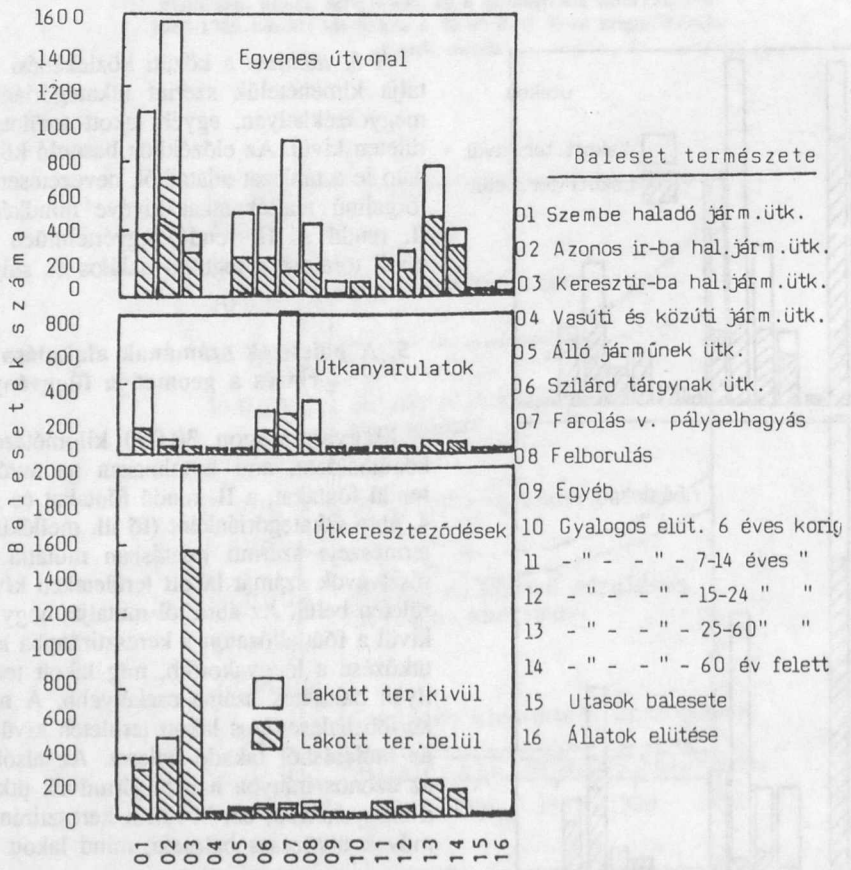
A személysérüléssel járó közúti közlekedési balesetet előidéző okok szerint [2]

A balesetet előidéző ok	1986	1987	1988
1. A sebesség nem megfelelő megválasztása	4540	4362	4795
2. Előzés szabályainak meg nem tartása	964	967	1065
3. Elsőbbség meg nem adása	3649	3892	4386
4. Irányváltoztatási, kanyarodási szabályok meg nem tartása	3648	3993	4319
5. Megállási kötelezettség elmulasztása	268	336	369
6. Megcsúszás	59	58	59
7. Járművek műszaki hibája	74	113	200
8. Pályahiba	26	31	24
9. Gyalogosok hibája	3041	3107	2962
10. Utasok hibája	66	52	44
11. Egyéb okok	161	151	170

mind lakott területen kivül. Ez arra mutat, hogy lakott területen kívül a ritkább ellenőrzésből fakadóan gyakoribbak a gyorshajtásból fakadó szabálytalanságok. A másik következtetés, hogy a legtöbb baleseti helyszínnél a látótávolság növelésére és sokkal hatásosabb forgalomirányításra lenne szükség az utólérésből fakadó ütközések súlyosságának csökkentése érdekében. Ezeket a következtetéseket a 4. táblázat adatai támasztják alá. E táblázat a balesetek számát mutatja főbb baleseti okok szerinti bontásban 3 évre vonatkozóan. Az 5. ábra az utak geometriája szerint (egyenes szakaszon, kanyarban, csomóponton) mutatja a balesetek számát az 1989-es évre. Az ábrán igen jól látható, hogy csomópontokban a keresztirányba haladó járművek ütközéses balesete a leggyakoribb, mindkét vizsgált területen (lakott területen kivül és lakott területen belül). Kanyarban a nagy sebességnél bekövetkező szabálytalan előzésből fakadóan az azonos irányba haladó járművek ütközéses balesetei a leggyakoribbak. Az ábra felső része mutatja az egyenes szakaszon bekövetkező baleseteket. Látható, hogy egyenes szakaszon az utólérésből adódó ütközéses balesetek a leggyakoribbak és ezt követik a szembehaladó járművek ütközéses balesetei.

Hasznos kiemelni néhányat a legfontosabb adatok közül a Magyarországon történt balesetekre vonatkozóan:

- a balesetek 3/4-e lakott területen kivül történt;
- a meghalt személyek 3/5-e lakott területen kivül történt balesetek során vesztette életét;
- a lakott területen belül történt balesetek során meghaltak 4/5-e gyalogos;
- a lakott területen kivüli balesetek során meghaltak száma kétszerese a lakott területen belüli balesetek során meghaltakénak;
- lakott területen belüli gyalogosbaleseteknek 1/10-e történt csomópontban, míg lakott területen kívül csak a gyalogosbalesetek 1/20-a történt csomópontban;



5. sz. ábra: A balesetek száma a balesetek természete és az út alakzat szerint lakott területeken belül és kivül 1989-ben [5]

- a meghalt gyalogosok fele főúton, a másik fele mellékúton történt baleset során vesztette életét;
- lakott területen belül a gyalogosok 1/3-a olyan helyszínen halt meg, ahol szabálytalanul közlekedett, pedig volt kijelölt gyalogátkelőhely az úttesten;
- a balesetekben résztvevők 3/5-e személygépkocsivezető volt;
- az azonos irányba haladó járművek ütközéses baleseteinek fele utóléréses ütközéses baleset volt;
- az álló tárgynak ütközéses balesetek fele szilárd tárgynak ütközéses, fele pedig parkoló járművel való ütközéses baleset;
- a gépjármű feletti uralom elvesztéséből fakadó balesetek 2/5-e úttesten kivüli felborulásos baleset volt;
- a balesetek 1/5-e kivilágítás nélküli helyszínen éjszaka történt;
- a balesetek több mint fele történt nap közben, természetes világításnál;
- a balesetek 1/5-e éjszaka, megfelelő megvilágításnál történt.

Az előzetes vizsgálatok alapján megállapítható, hogy az úthálózatot feltétlenül korszerűsíteni kellene a közúti közlekedésbiztonság színvonalának emelése érdekében. Különösen a veszélyes helyek rendszeres azonosítása lenne fontos, mind lakott területen belül, mind lakott területen kivül. A legfontosabb intézkedéseknek a következőket gondolom:

- sokkal érthetőbb irányító és jelzésrendszerek, átburkolati jelek alkalmazása mind a külsőségi, mind a városi utakon;
- megfelelő színvonalú közvilágítás a legjelentősebb külsőségi és városi utakon;
- biztonsági korlátok alkalmazása azokon a helyszíneken, ahol ismétlődnek a balesetek, a súlyosságuk csökkentése érdekében;
- a közúthálózat veszélyes helyein változtatásra lenne szükség a geometriai kialakításban a közúti közlekedésbiztonság színvonalának emelése és a balesetek súlyosságának csökkentése érdekében.

IRODALOMJEGYZÉK

[1] Nicholson A. J.: The variability of aaccident counts. Accident Analysis and Prevention. vol. 17. No. 1. pp. 47-56. 1985.

[2] Statisztikai Évkönyv. Központi Statisztikai Hivatal. Budapest, 1989.

[3] D. Jankó, – P. Holló: Közúti baleseti veszteségek és csökkentésük lehetőségei. KTI. Budapest, 1986.

[4] Smeed R. J..: The usefulness of formula in traffic engineering and road safety. Accident Analysis and Prevention. No. 4, pp. 303-312. 1972.

[5] Miller I.: Probability and statistic for civil engineers. Mr. Grow Hill, New York, 1920.

[6] United Nations: Statistics of „Road Traffic Accidents in Europe" for 1980, 1985, 1986, 1987, 1988, New York, 1988.

[7] Országos Közúti Főigazgatóság: Személysérüléses közlekedési balesetek a közutakon. Közlekedéstudományi Intézet. Budapest, 1990 május.

A Lötschberg Vasút (BLS) és a Bönigeni Járműfenntartó Műhely

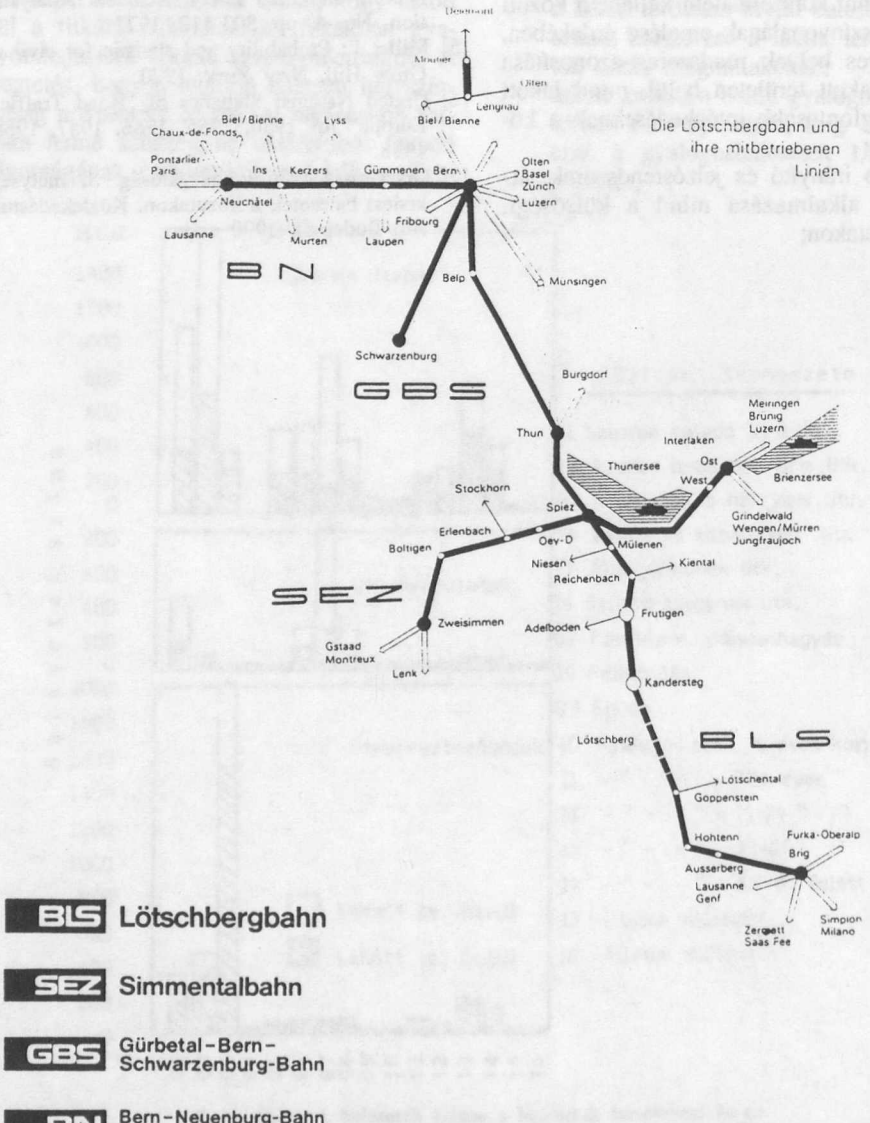
VARGA KÁROLY

1. Bevezetés

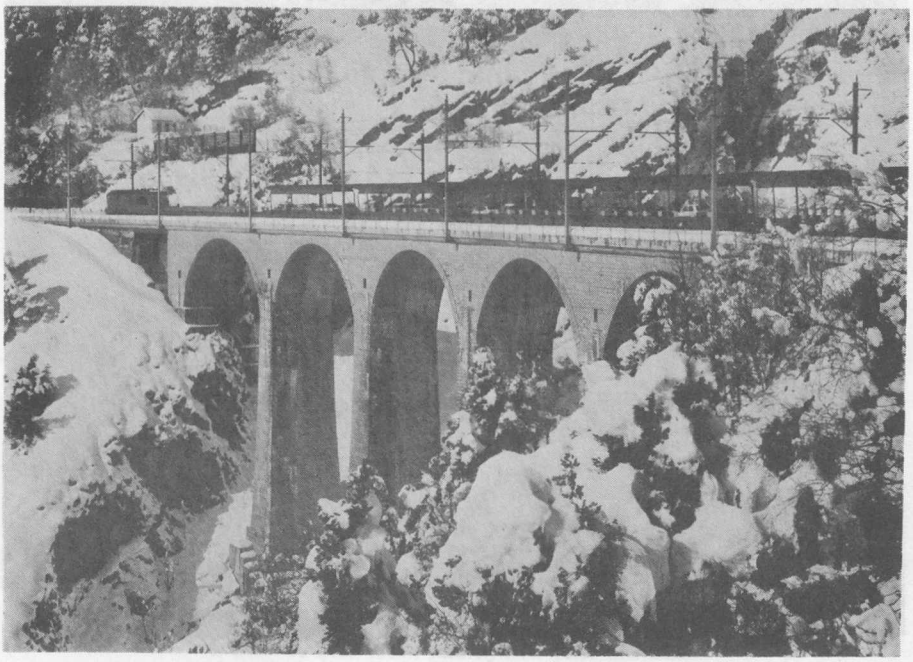
Svájcban a Svájci Szövetségi Vasutakon (Schweizerische Bundesbahnen, a Svájc három nyelvén rövidített cégjele: SBB, CFF, FFS) kívül több kisebb-nagyobb magán vasúttársaság is működik. A következőkben ezek közül – a teljesség igénye nélkül – az egyik legjelentősebbet és érdekeset a Bern-Lötschberg-Simplon Vasútat (rövidítve: BLS) és annak járműkarbantartó műhelyét (Werkstatte BLS Bönigen) szeretném röviden bemutatni.

2. A Bern-Lötschberg-Simplon Vasút

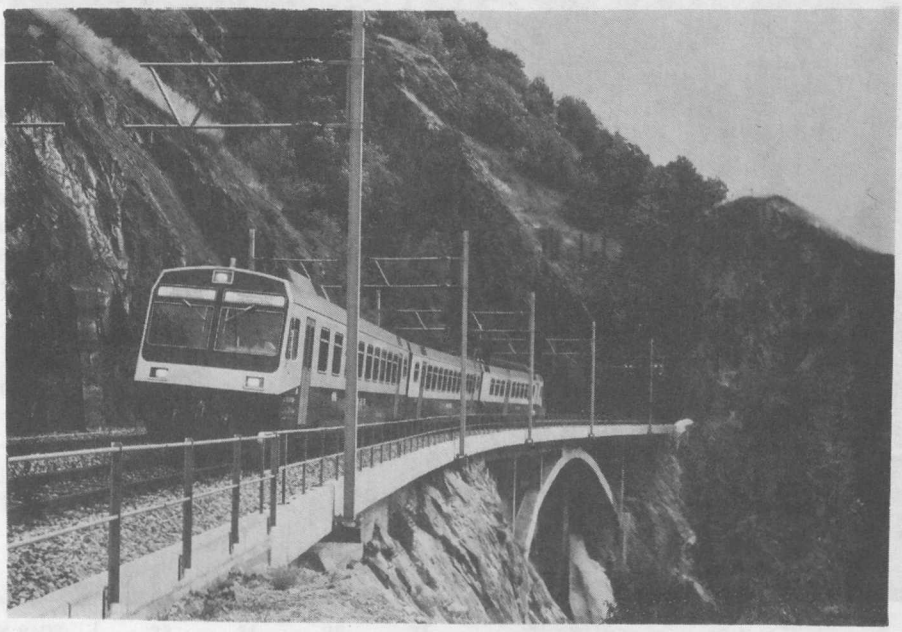
A Bern székhelyű vasúttársaság vonalait 1906 és 1913 között létesítették. A Lötschberg Vasút 1913 óta fontos része az egyik legjelentősebb észak-déli nemzetközi összeköttetésnek. A BLS köti össze az Alpoktól északra eső sűrűn lakott vidéket Olaszországgal és Svájc két világhírű turista-tájával, nevezetesen a Berni Felfölddel és Walis-szal. A 14,6 km hosszúságú Lötschberg vasúti alaguton történő gépkocsi-szállításnak a jelentősége felér egy autópályával (1, 2, 3 ábrák).



1. ábra: A Lötschberg Vasút és csatlakozó vonalai



2. ábra: Gépkocsiszállító vonat a BLS egyik vonalán

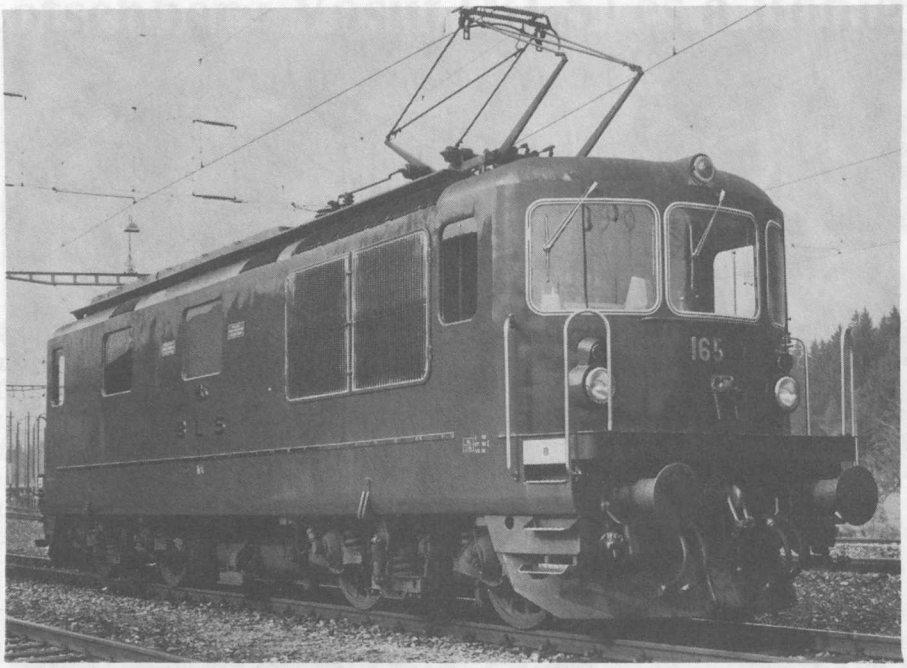


3. ábra: A BLS RBDe 4/4 tip. 1620 kW-os, 125 km/h-ás villamos motorvonata (gyártási év: 1982-85) a BLS egyik vonalszakaszán.

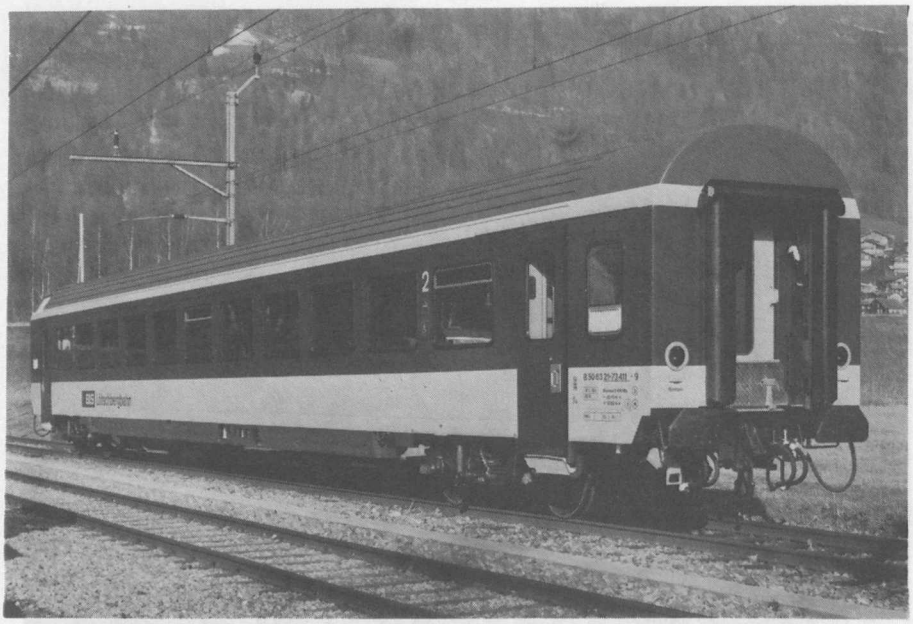
Amilyen sokrétű lehet az odalátogatók úticélja, olyan változatos ez a régió is. A váltakozó tájak hatása – a tavak, a folyók, a városok, a falvak, az erdők, a mezők, a szántóföldek, a hegyek és völgyek – elbűvöli az idelátogatókat és mindenki számára felejthetetlen élményt jelent.

Egyaránt impozáns a vasúti pálya vonalvezetése, illetve a nagyvonalú, merész műtárgyak, a 34 alagúttal, valamint 25 nagyobb híddal és viadukttal. A vasút északon Kanderstegig 680 métert és a Lötschberg-alagúttól pedig 562 méter szintkülönbséget küzd le.

A merész svájci alpesi Lötschberg Vasút gyors, kényelmes és biztonságos utazást tesz lehetővé az északról és délről érkezőknek, a sielőknek, a hegymászóknak, túristáknak, valamint a vizet kedvelőknek.



4. ábra: A BLS Re 4/4 tip. 4990 kW-os, 140 km/h-ás mozdonya (gyártási év: 1964-1983)



5. ábra: A BLS 160 km/h sebességre alkalmas vasúti személykocsija (gyártási év: 1987)

A vasúttársaság vonalhossza 115 km, a vágányhossz pedig 257 km és végig villamosított. A fontosabb üzemi teljesítmények az 1987-es adatok alapján a következők voltak: 5,225 millió mozdonykilométer; 4,260 millió vonatkilométer, 1738,230 millió bruttó tonnakilométer, 8,850 millió utas, 211,667 millió árutonnakilométer.

A Lötschberg Vasút főbb tevékenységi körét – a közelmúltban és a jelenben is – a következők teszik ki:

- túrista (idegenforgalmi) jellegű személyszállítás;
- gépkocsik szállítása;
- teheráru fuvarozás;
- egyéb szenélyszállítás (főleg elővárosi forgalom);
- víziszállítás (hajóforgalom).

A BLS vasút lényegileg önfenntartó, tehát a kiadásait a bevételeiből fedezi. Svájcban a magán vasutak közvetlenül nem részesülnek állami támogatásban, azonban például a járművek beszerzésére – pályázat

6. ábra: A BLS vasúti személykocsi belső kialakítása

útján – hosszúlejáratú és kamatmentes (vagy alacsony kamatú) kölcsönt vehetnek fel.

A vontató parkot alkotó járművek (mozdonyok, motorkocsik, vontatók) száma 89 db, a személyvonati jellegű kocsik (személy-, étkező-, motormellék és poggyászkocsi) darabszáma 147, az autószállítókocsiké 118 db, a teherkocsiké pedig 62 db.

A vontatópark mozdonyait 1926 és 1983 között készítették, a személyszállító kocsikat 1956 és 1987 között gyártották, az RBDe 4/4 721-738-as 1620 kW-os motorvonatokat pedig 1982-1985-ös időszakban szerezték be. A személyszállító kocsik (személy-, étkező-, motor- és motormellékocsi) döntő többsége ablakainak kialakítása – a táj szépségeinek élvezhetősége céljából – panorámás. Az utóbbi évtizedekben vásárolt BLS személykocsik és motorvonatok készítője az egyik legnagyobb svájci vasúti járműgyár a Schindler Waggon (Pratteln) (*4, 5, 6. ábrák*).

A kocsipark legújabb járműveit az ugyancsak Schindler Waggon gyártmányú – és elsősorban elővárosi forgalmat szolgáló – emeletes személykocsik jelentik.

A Bern-Lötschberg-Simplon Vasút és a hozzá csatlakozó magán vasúttársaságok vasútvonalainak és gör-

1. táblázat

A BLS és a csatlakozó vasúttársaságok vonalaira berendezéseire és műtárgyaira vonatkozó adatok

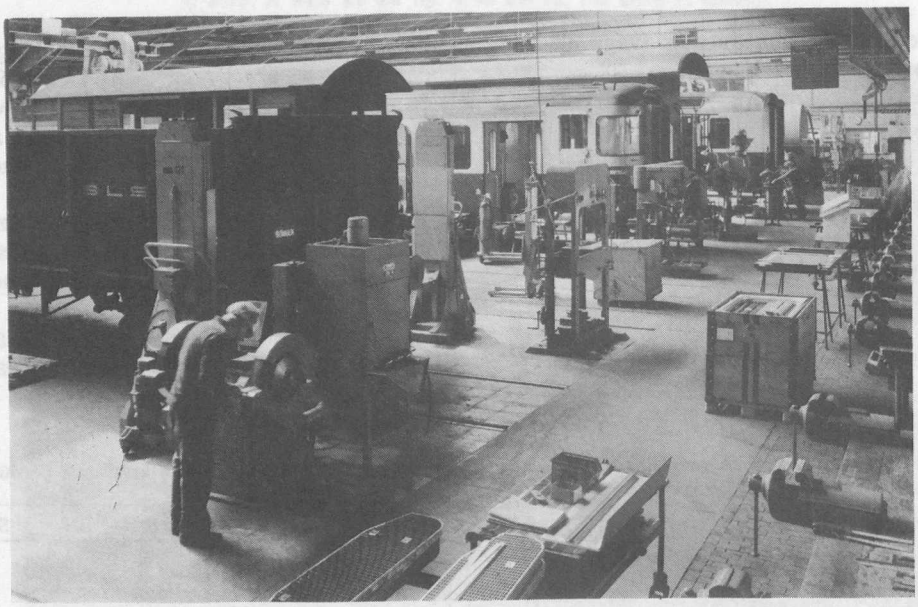
	BLS	BN	SEZ	GBS
Üzembehelyezés időpontja	1913	1901	1897/ 1902	1902/ 1907
Vonalhossz (km)	115	43	35	52
Vágányhossz (km)	257	61	44	64
Legnagyobb lejtés (0/00)	27	21	25	35
Legkisebb sugár (m)	220	280	200	180
Hidak száma	176	32	42	30
Leghosszabb híd (m)	285	392	92	179
Alagutak száma	52	5	4	–
Leghosszabb alagút (m)	14 612	1103	252	–
Pályaudvarok és állomások száma (beleértve az SBB-vel és más magánvasutakkal közöseket is)	30	16	17	26
Villamosítás időpontja	1913	1928	1920	1920
Áramrendszer	Egyfázisú váltakozó áram, 15 ezer V, 16 2/3 Hz			

2. táblázat

A BLS és a csatlakozó vasúttársaságok gördülőállománya

	BLS	BN	SEZ	GBS
Mozdonyok	46	3	1	3
Motorkocsik	10	8	6	11
Vontatók				
– elektromos	7	3	–	–
– belsőégésű	17	5	2	3
– kettősmeghajtású	9	–	–	–
Hókotró	1	–	–	–
Személyvonati járművek, ebből:	147	21	13	20
– étkezőkocsi	2	–	–	–
– poggyászkocsi	22	4	3	–
– vezérlőkocsi	16	5	5	10
Teherkocsi	62	–	6	–
Tehervonat-kísérőkocsi	3	–	–	–
Autószállítókocsi	118	–	–	–
Vasútüzemi kocsi	229	18	9	20

7. ábra: A Bönigeni Műhely látképe



8. ábra: Szerelő csarnok a Bönigeni Műhelyben

dülőállományának fontosabb adatai az *1. és 2. táblázatokban* kerültek összefoglalásra.

3. A Lötschberg Vasút Bönigeni Járműfenntartó Műhelye

A műhely létesítését az akkori szövetségi Posta- és Vasútügyi Minisztérium 1914 július 19-én hagyta jóvá, az építkezés 1918-ban fejeződött be és ekkor kezdődött el annak üzemszerű használata. Az üzembehelyezéskor létesített épületeket még ma is használják az időközben végrehajtott korszerűsítésekkel. Az utóbbi években építettek egy modern, új csarnokot, ahol elsősorban a személykocsik revízióját végzik (*7. ábra*).

A Bönigeni Járműfenntartó Műhely – a MÁV-nál kialakult gyakorlattól eltérően – a vasúti járművek javítása (fővizsga, főjavítás) mellett főműhelyi és kocsiszolgálati tevékenységet (részlegvizsga, járműtisztítás stb.) is rendszeresen végez.

A járműkarbantartó műhely jelenlegi fontosabb feladatai a következők:

- személyszállító-, autószállító-, teher- és vasútüzemi kocsik fenntartása, javítása;
- személyszállító-, autószállító- és vasútüzemi kocsik nagyjavítása (korszerűsítése és átépítése);

- vasúti járműkerékpárok felújítása;
- szegecselt acélhidak fenntartása;
- berendezések, készülékek és szerszámok gyártása illetve javítása a műhely, a többi BLS szolgálati hely, valamint külső megrendelők (harmadik fél) részére;
- ellenőrző szolgálat Interlaken Keleti pályaudvaron;
- személykocsi tisztítás Interlaken Keleti és Brigi pályaudvaron.

A járműfenntartó műhely szakmánkénti tevékenységi köre illetve részlegei a következők.

a) Megmunkáló (mechanikai) gyáregység:

- forgácsoló-, kovács- és hegesztőműhely, kerékpár- és kerékpárcsapágy javítás, szerszámgépek karbantartása, iparitanulóképzés;
- asztalos- és faműhely faelőkészítéssel, jármű ablakszerkezetek készítése, alumínium és műanyag, valamint a kocsik hang- és hőszigetelési munkálatai;
- szíjgyártó- és kárpitosműhely – varrodával és mosodával – ahol egyaránt végeznek gyártási illetve karbantartási munkákat;
- szervezetileg ide tartozik még a műhelymagazin is.

b, Járműkarbantartó, szerelő gyáregység:

- elektromos-, elektronikus- és készülékjavító műhely, forgóvázfelújító részleg, jármű kocsiszekrényépítés, lemez- és alkatrészlakatos műhely, hegesztő- és bádogosműhely, ütközőfelújító részleg, valamint vasúti járműajtó készítés-javítás (beleértve minden mechanikusan, elektromosan és pneumatikusan működő belső- és külső ajtót) (*8. ábra*);
- festőműhelyek a járművek és a járműegységek részére, sablonok készítése a járművek feiratozásához, a járművek külső-belső tisztítása. Az Interlaken Keleti pályaudvaron tisztítandó személykocsik mosási tervének összeállítása.

c, Műszaki Iroda:

mérnökökkel, technikusokkal és műszaki tervezőkkel.

d, Adminisztrációs részleg:

személyzeti nyilvántartással, megrendelés nyilvántartással, valamint személyzet elosztással és járműdiszpozícióval.

Végezetül pedig a *Bönigeni Járműfenntartó Műhely*, valamint a felügyelete alá tartozó BLS szolgálati helyek alkalmazottaira és teljesítményeire vonatkozó legfontosabb 1990 évi statisztikai adatokat ismertetem.

Foglalkozatottak száma:

– Bönigeni Műhely	175 fő
– ellenőrzőszolgálat és kocsitisztítás Interlaken Keleti pu.	19 fő
– kocsitisztítás Brigi pályaudvar	12 fő

Vasúti járművek éves javítási darabszáma:

– motorkocsi	35
– személykocsi	200
– poggyászkocsi	32
– teherkocsi	186
– vasútüzemi kocsi	276
– autószállítókocsi	117

Egyéb adatok:

– produktív óraszám, Bönigeni Műhely	310 000
– kocsirevíziók (db)	175
– kocsi kistisztítás, Interlaken Keleti pályaudvar (db)	34 000
– kocsi nagytisztítás, Böningeni Műhely (db)	650
– kocsiátrakás, Bönigeni Műhely (db)	900

RESUME

András Kádár: **Les vibrations se développant dans un moteur Diesel et les questions générales de leur utilisation** 361

L'auteur les possibilités de la reduction des vibrations se développant dans les moteurs Diesel. Il présent le resultat de ses investigations dans cette article.

Dr. Gyula Kőfalvi: **La sécurité routiére des véhiculés industriels sur la base de ses investigations** 370

L'auteur analyse les accidents causés par des véhicules industriels sur la base de ses investigations.

Abdul Khalik, A. M. Al-Taaei: **Quelques caractéristiques de la sécurité routiére en Hongrie** 384

L'auteur est un boursier scientifique dans notre pays. Dans l'article il présent sa dissertaation de candidat. Il analyse les données nationales des accidentes et évalue leurs conexions.

Károly Varga: **Le Chemin de Fer de Lötschberg (BLS) et l'Usine de Réparation de Böningen** 390

En Suisse il y a plusieurs petites ou plus grandes Sociétés de Chemin de Fer privées en outre du Chemin de Fer Féderal. L'auteur présent une des ces Sociétes, le Chemin de Fer de Lötschbeg-Simplon (BLS) et son Usine de Réparation se trouvant a Böningen.

SUMMARY

András Kádár: **Vibrations occuring in Diesel-engines and the general questions of their diagnostic use** 361

The author has invesztigated the posibilities of the diminution of the vibrations generated within the Diesel-engine. He shows the result of his investigations.

Dr. Gyula Kőfalvi: **The road safety of the commercial vehicles** 370

The author analyses the accidents caused by the commercial vehicles on the basis of his investigation.

Abdul Khalik, A. M. Al-Taaei: **Some characteritics of the road traffic safety in Hungary** 384

The author is a scientific scholarship-holder in Hungary. In the article he presents his candidate-dissertation. he analyses the national accident-data and evaluates their interrelations.

Károly Varga: **The Lötschberg Railway (BLS) and Railway Vehicle Repair Shop of Böningen** 390

In Switzerland there are several smaller or greater privat Railway of Switzerland (SBB). The author presents one of them, the Lötschberg-Simplon Railway Company (BLS) and its Vehicle Repair Shop to be found in Böningen.

INHALT

Kádár, András: **Allgemeine Fragen der in den Dieselmotoren entstehenden Schwingungen und deren diagnostischen Anwendung** 361

Der Autor untersuchte die Möglichkeiten zur Verminderung der in den Dieselmotoren auftretenden Schwingungen. Im Artikel Werden die Ergebnisse dieser Untersuchung vorgestellt.

Dr. Kőfalvi, Gyula: **Verkehrssicherheit der Nutzfahrzeuge** 370

Der Autor analysiert aufgrund seiner Untersuchungen die durch die Nutzfahrzeuge verursachten Unfälle.

Abdul Khalik, A. M. Al-Taaei: **Einige Kenndaten der ungarischen Strassenverkehrssicherheit** 384

Der Autor ist Stipendist in unserem Land. Im Artikel wird seine Kanditatenarbeit vorgestellt. Es werden die landesweiten Unfallsdaten analysiert und deren Zusammenhänge bewertet.

Varga, Károly: **Die Lötschbergbahn (BLS) und die Werkstatt für Fahrzeugerhaltung in Böningen** 390

In der Schweiz arbeiten neben den Schweizerischen Bundesbahnen (SBB) mehrere kleinere und größere private Eisenbahngesellschaften. Der Autor stellt von denen, die Bern-Lötschberg-Simplon Bahn (BLS) und ihre Fahrzeugerhaltungswerkstatt in Böningen vor.

Gördülékeny szolgáltatás!

AMIKOR MEGALAKULTUNK, AZ A CÉL VEZÉRELT MINKET, HOGY ÖNT KISZOLGÁLJUK. MA AZ, HOGY EZT A LEGJOBBAN TEGYÜK.

AZ ÖN RENDELKEZÉSÉRE ÁLLUNK,

HA BÁRMILYEN ÁRUT KAP VAGY KÜLD.
KÖZÚTI SZÁLLÍTMÁNYOZÓ EGYSÉG
TELEFON: 251-3000
FAX: 252-6164
GYŰJTŐ SZÁLLÍTMÁNYOZÓ EGYSÉG
TELEFON: 157-3811
FAX: 157-3011
HUNGAROCARGO
TELEFON: 252-0450, 252-0771
FAX: 252-3163

AKÁR TÚLSÚLYOS VAGY TÚLMÉRETES

SZÁLLÍTMÁNYÁT IS BIZTONSÁGGAL CÉLBA JUTTATJÁK FUVAROZÓINK.
SZÁRAZÁRUS FUVAROZÓ EGYSÉG
TELEFON: 157-4488, 157-5111 FAX: 157-3735
HŰTŐÁRUS FUVAROZÓ EGYSÉG
TELEFON: 157-0925 FAX: 157-4016
SPECIÁLIS FUVAROZÓ EGYSÉG
TELEFON: 157-3630, 157-3327 FAX: 157-4016
HUNGAROCAMION SPEZIAL TRANSPORT
TELEFON: 177-8618 FAX: 177-8808

EURÓPA ÉS KÖZEL- KELET 20 ORSZÁGÁBA

ELSZÁLLÍTJUK KÜLDEMÉNYÉT. EBBEN KITERJEDT KÜLFÖLDI ÉS BELFÖLDI IRODA-HÁLÓZATUNK IS SEGÍTSÉGÜNKRE VAN.
MEGTALÁL MINKET BÉCSBEN, ATWERPENBEN, BERLINBEN, HAMBURGBAN, PÁRIZSBAN, LONDONBAN, MILÁNÓBAN, TEHERÁNBAN, BAGDADBAN, HÁGÁBAN, MALMÖBEN, MOSZKVÁBAN, ISZTAMBULBAN, KOPERBAN ÉS RIJEKÁBAN.

MI VALAMENNYIEN AZON DOLGOZUNK, HOGY ÖN ELÉGEDETT LEGYEN, AMIKOR SZÁLLÍTMÁNYA CÉLBA ÉRKEZIK.

HUNGAROCAMION

BORSOD VOLÁN Bv

...régi névvel, de új üzletpolitikával

Külföldi, belföldi személyszállítás

☎: 46/43-065

Utazási Iroda, XX-es szolgálat

☎: 46/29-666

Gépjármű javítás, mosás, IVECO szerviz

☎: 46/43-238

Belföldi fuvarozás-rakodás

☎: 46/43-293

Fuvarvállaló Iroda

☎: 46/21-730

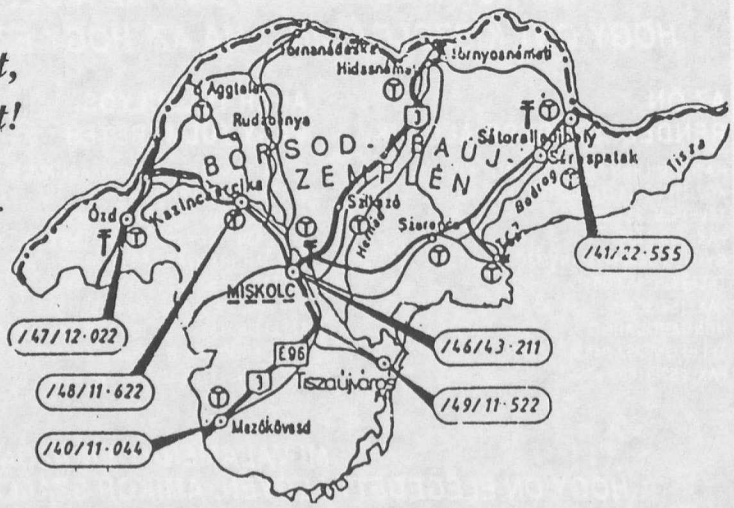
Személygépkocsi mosás-javítás

☎: 46/46-211

ha utazik, ha szállíttat,
ránk mindig számíthat!

Miskolc, József Attila u. 70.

Telefon: (46) 43-211
Telex: 062-248
Telefax_ (46) 43-251



Ára: 45,– Ft