

A Magyar Keleti Vasút Nagyvárad–Kolozsvár–Brassó fővonala és a hozzácsatlakozó szárnyvonalak

Dr. Horváth Ferenc¹, Dr. Kubinszky Mihály²

¹ny. MÁV mérnök, főtanácsos, ²ny. egyetemi tanár

(folytatás a Műszaki Szemle előző számából)

Abstract

Ferenc Horváth's book presents the evolution of the Transilvanian railway network and the related developments. We publish fragments of this book on the pages of the Technical Review. This paper presents the buildings pertaining to the Eastern Railway.

4.1.3. Temesvár-Orsova vasútvonal építése

Nagyszabású munka volt az Osztrák Államvasúttársaság másik bányászati vasútjának, a Temesvár–Orsova (191 km) vonalnak (59. ábra) az építése is, amit az országgyűlés az 1874. évi XXVII. törvénycikkkel engedélyezett. A vasút Temesvár–Karánsebes (98 km) közötti szakaszát 1876. október 23-án, a Karánsebes–Orsova (89 km) közöttit 1878. május 20-án, az Orsova és az országhatár közötti részt (4 km) pedig 1879. május 1-jén nyitották meg. Ekkor indulhatott meg a nemzetközi forgalom is Verciorován át Románia felé, egyidejűleg a MÁV által a tömösi szoroson át megépített romániai csatlakozásával. Az OÁVT orsovai vonala már előbb elkészült, de a kormány nem engedte azt a predeáli vonal előtt megnyitni.



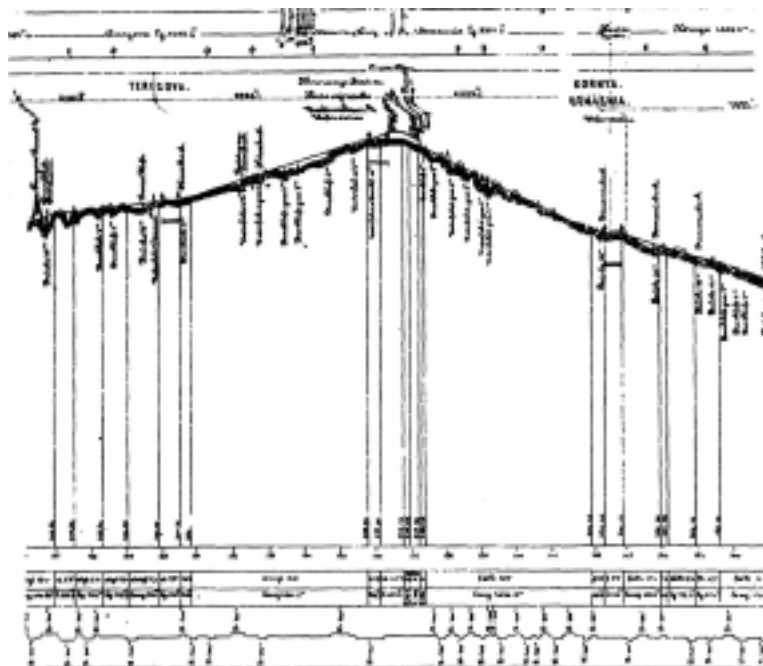
59. ábra

*A Temesvár vasúti csomópontból
kiágazó vasútvonalak, Temesvár–Orsova vonal*

A vonal építése, illetve üzembe helyezése így elmérgesítette a viszonyt a vasúttársaság és a magyar kormány között, mert az OÁVT vonala konkurenciát jelentett a MÁV-nak a magyar-román vasúti szállításoknál. A vasúttársaság a későbbi megnyitás miatt kártérítési pert indított a kormány ellen, amit azonban elvesztett, mert az eredeti engedély nem nemzetközi vonal építésére szólt.

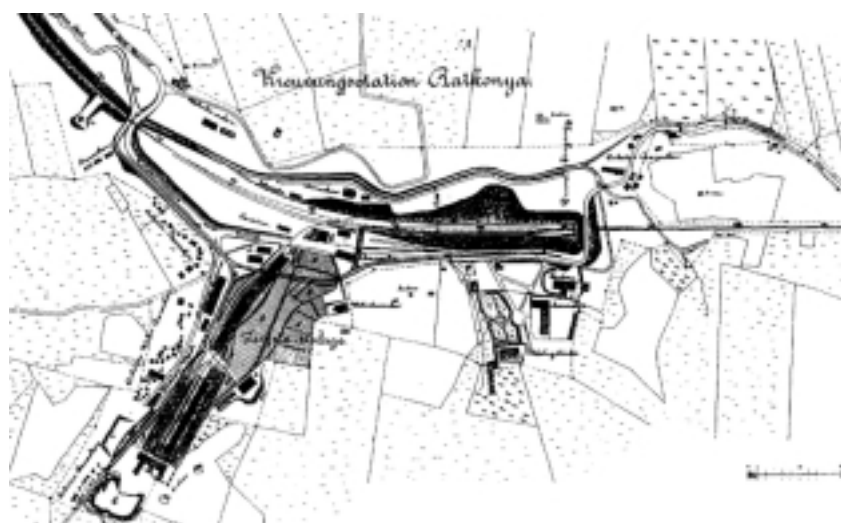
A vasútvonal Karánsebesig tartó részén a legnagyobb emelkedő 4 ‰, az ívsugarak 400–2000 m-esek. A vasútnak a vízvásztón lévő állomását, Porta Orientalist 13 ‰-es emelkedővel érte el a vasút. Ezt követő lejtős szakaszban 20 ‰ esés is található. Ugyanezen a szakaszon a legkisebb ívsugar 280 m (60. ábra).

A vasútvonal a vízvásztóig a Temes-völgyét követte és a folyót több ízben keresztezte. A vízvásztón, a Porta Orientalisnál 898 m hosszú alagutat építettek. A vízvásztó után a Mehádia és a Cserna folyók völgyében folytatta útját a vasút. A vízvásztón két alagút épült Temesszlatina és Teregova között, mindkettő 259 m hosszú. A vízvásztó után Jablanicza és Mehádia között 448 m hosszú alagutat építettek. Valamennyi alagutat teljes hosszában kifaragták (61.-64. ábra).



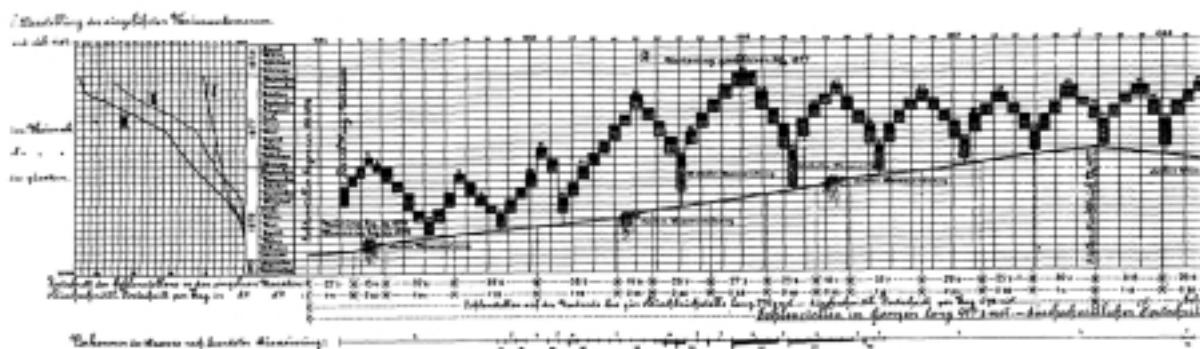
60. ábra

A vasútvonal Porta Orientalis vízvásztó előtti és utáni szakaszának hossz-szelvénye.
A szakaszban fekszenek Szlatina, Teregova, Porta Orientalis, Kornya-Domásnya állomások,
Timoa, Teregova, Porta Orientalis alagutak



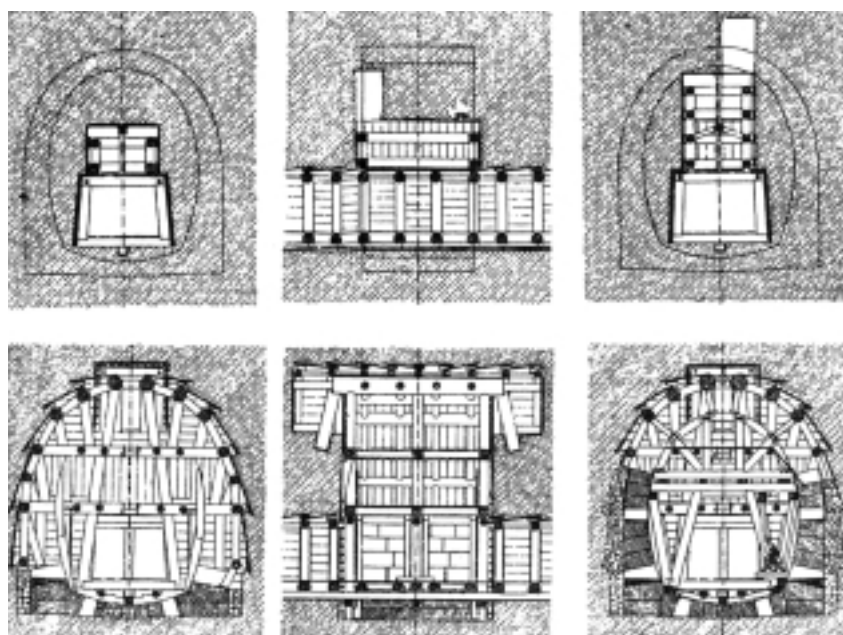
61. ábra

Ratkonya állomás, a Porta Orientalis alagút
és a kivitelezéshez épített munkaterület helyszínrajza



62. ábra

A ratkonyai alagút építésének ütemterve 1874. szeptember és 1878. április között



63. ábra

A ratkonyai alagút szelvény kivágás ácsolat és falazat készítésének fázisai

Karánsebesig nem kellett nagy földmunkát végezni az alépítmény kialakításához, a pálya alacsony töltésen haladt. Karánsebestől kezdve a földmunkák mérete is megnövekedett, 15–20 m-es töltések és bevágások váltogatták egymást. Nagyméretű tám- és bélésfalakat is létesítettek (65. és 66. ábra).

A vasútvonalon 474 db műtárgy épült. A kisebbek nyílt és fedett átérsek, boltozott, vagy fahidak voltak, mindössze kilencnek a hossza haladta meg a 40 m-t. A Begán három nyílású, 80 m-es (67. ábra), a Temesen hat 40–60 m-es, a Csernán egy 27 m hosszú híd vezetett át. Épült néhány felüljáró is.

Az 1910. évi júniusi árvíz nagy károkat okozott a vasútvonalon. A vízváltáson túli szakaszon, Kornia és Mehádia között a megáradt Cserna több helyen megrongálta a töltést, elmosta a felépítményt és a hidakat. A helyreállításnál a pálya egy részét áthelyezték és új, 936 m hosszú alagutat, valamint nagyobb, 50 m nyílású műtárgyakat létesítettek.



64. ábra

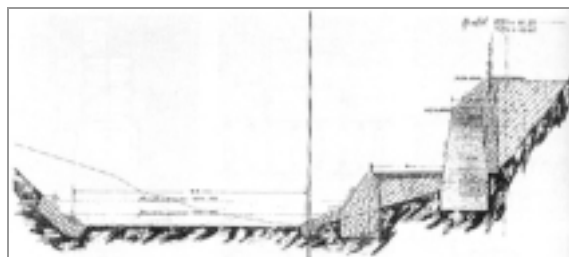
A Porta Orientalis alagút északi bejáratának fényképe

A vasút felépítményét az építéskor 9 m hosszú, 33 kg-os, „r” jelű acélsínekből alakították ki. Az államosítás után a századfordulótól kezdve a sínserékhez szintén 9 m hosszú, 34,5 kg-os „c” jelű síneket, majd az 1910-es évektől kezdve 12 m hosszú, 42,8 kg-os „I” síneket használtak. A vasútvonal nagyobb állomásai: Lugos, Karánsebes, Temesszlatina, Porta Orientalis, Mehádia, Jablanicza és Orsova. Ez utóbbi volt a határállomás és egyben a dunai kikötő állomása is. A hajózással való kapcsolat érdekében a kikötőig vontató vágány épült (68. és 69. ábra).

Érdeemes megjegyezni, hogy 1878-ig az Al-Dunától délre eső terület még török fennhatóság alatt állott.

A vasút építése kilométerenként 97,1 ezer Ft-ba került. A vonalból több helyi érdekű vasút ágazott ki Máriaradna, Marossillye, Buziásfürdő, Hátszeg-Örváralja irányába. A Temesvárról a Dunáig vezető két bányási, a bányási és az orsovai vonal közül az államosítás után ez utóbbi lett a fontosabb, jöllehet ennek az emelkedési viszonyai kedvezőlenebbek voltak. Ennek a vonalnak a forgalma nőtt meg, mert ezen bonyolódott le a romániai nemzetközi forgalom. A bányási vonal jelentőségét a nagy resiczabányai és aninai teherforgalom biztosította. Még jobban növelte a vonal jelentőségét, hogy az első világháború után a Jugoszlávia és Románia közötti országhatár

a Szőreg-Temesvár-Báziás vasútvonalat több helyen átmetszette, ezáltal az oravicza-aninai bánya- és az iparvidék karaszjeszenői bekötését is elvágta. Emiatt a román vasút Resiczabánya és Karánsebes között létesített új vasútvonallal ennek a vidéknek a vasúti forgalmát a Temesvár-Orsova vonalra terelte.



65. ábra
Támfal és párhuzamos út terve
az 1271 és 1274 szelvények között



66. ábra
A Teregova melletti bélésfal fényképe



67. ábra
A 40 m-es Béla-Réka híd fényképe



68. ábra
Orsova hajóátrakó 1900 körül



69. ábra
Orsovai kikötőben működő rakodó berendezés

Dr. Horváth Ferenc–Dr. Kubinszky Mihály
MAGYAR VASÚTI ÉPÍTKEZÉSEK ERDÉLYBEN című könyv alapján

VIRTUAL MODELS OF MACHINE TOOLS WITH PARALLEL TOPOLOGY

Párhuzamos szerkezetű szerszámgépek virtuális modelljei

Dr.-Ing. Cornel Brisan¹,
Dr.-Ing. Mircea Bara², Dr.-Ing. Vencel Csibi³

¹Assoc.Prof., ²Assoc.Prof. ³Prof.,
Technical University of Cluj-Napoca

Tartalom

A dolgozat a párhuzamos robotok modelljének alapelemeit mutatja be, melyeket a modern szerszámgépek szerkezeti felépítésénél használnak fel. Ezen új típusú szerszámgépek előnye a hagyományosokkal szemben a nagyobb pontosság, magasabb hatásfok, stb. biztosítása, ami sajátos, zárt kinematikai láncának köszönhető. Az alábbiakban a párhuzamos szerkezetű szerszámgépek működését mutatjuk be virtuális modelleken.

A modellek különböző jellemzők szerint csoportosíthatók, mint például a tehetlenségi erők, az összetevő alkatrészek rugalmassága, stb. Mivel a kinematikai és dinamikai paraméterek numerikusan meghatározhatók, ezen modellek a mérő- és vezérlőegységek tervezésének alapelemeit képezik.

Keywords: Parallel Robot, Kinematics, Modular Design, Reconfigurable Topology, Virtual modeling

1. Introduction

A good dynamic behavior (high stiffness), a high accuracy and a good ratio between total mass and manipulated mass are just few advantages of parallel robots compared with serial type. However, the design, trajectory planning and application development of the parallel robot are difficult and tedious because the closed-loop mechanism leads to complex kinematics. To overcome this drawback, modular design concept is introduced in the development of parallel robots. Also, during the last period new types of applications were developed. These new applications are related to the machine tools with parallel topology. Utilization of parallel topology in the machine tools field creates the possibility for a reconfigurable design which is still an open problem and lacks theoretical base. One of the problems for reconfigurable robots is to determine the topology and geometry of the robot which is the suitable to fulfil a set of criteria. In the following sections we first present the modular topologic synthesis. Then, we describe the kinematics and an example is given.

2. Modular topologic synthesis

The structural synthesis of parallel mechanisms could be made if the relation of the number of degrees of freedom it is considered :

$$M = (6 - m) \cdot n - \sum_{k=1}^5 (k - m) \cdot C_k - M_p \quad (1)$$

where m is the number of common restrictions for all elements, n is the number of the mobile elements, k is the number of restrictions which define a joint (for example in the case of prismatic joint $k=5$), C_k is the number of joints with $(6-k)$ degrees of freedom and M_p is the number of identical degrees of freedom.

In the case of parallel mechanisms without common restrictions and also without identical degrees of freedom the relation (1) it becomes:

$$M = 6 \cdot n - \sum_{k=1}^5 k \cdot C_k \quad (2)$$

Let be N the number of mobile platforms and D_k – the number of joints with $(6-k)$ degrees of freedom which directly connect the platforms of the mechanism.

With these notations it results:

$$M = 6 \cdot (n_1 + N) - \sum_{k=1}^5 k \cdot (C_k + D_k) \quad (3)$$

where n_1 is the number of the elements which compose the loops which connect the platforms of the mechanism.

We can also assume (Fig.1) eight types of basic modules (named basic legs) which can connect the platforms of the mechanism.

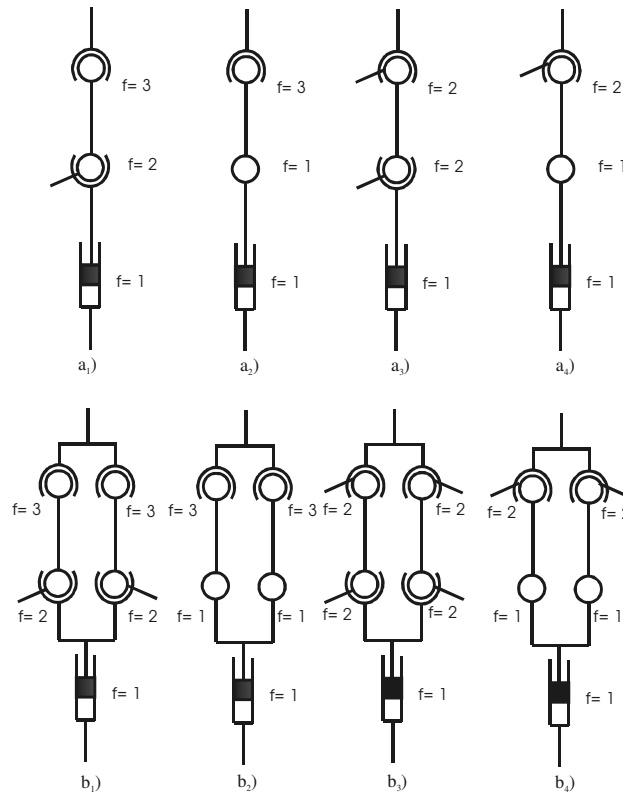


Fig. 1

Let be:

- 1] a_1 the number of the loops with prismatic – universal – spherical (PUS) topology,
- 2] a_2 the number of the loops with prismatic – rotational – spherical (PRS) topology,
- 3] a_3 the number of the loops with prismatic – universal – universal (PUU) topology,
- 4] a_4 the number of the loops with prismatic – rotational – universal (PRU) topology,
- 5] b_1 the number of the loops with prismatic – two universal – two spherical (P2U2S) topology,
- 6] b_2 the number of the loops with prismatic – two rotational – two spherical (P2R2S) topology,
- 7] b_3 the number of the loops with prismatic – two universal – two universal (P2U2U) topology,
- 8] b_4 the number of the loops with prismatic – two rotational – two universal (P2R2U) topology.

With these notations, the relation (3) it becomes:

$$M = 6 \cdot N - \sum_{k=1}^5 k \cdot D_k - a_2 - a_3 - 2 \cdot a_4 - b_1 - 3 \cdot b_2 - 3 \cdot b_3 - 5b_4 \quad (4)$$

In the case of parallel mechanisms which are used in the field of machine tools, it is common to consider:

$$N = 1, D_k = 0, k = \{1, \dots, 5\}, a_3 = a_4 = b_3 = b_4 = 0 \quad (5)$$

Replacing (5) in (4) it results:

$$M = 6 - a_2 - b_1 - 3 \cdot b_2 \quad (6)$$

Because each loop contain only one degrees of freedom, we can write:

$$M = a_1 + a_2 + b_1 + b_2 \quad (7)$$

From (7) it results:

$$a_1 = M - a_2 - b_1 - b_2 \quad (8)$$

Integer solutions of the equations:

$$\begin{aligned} M - 6 + a_2 + b_1 + 3 \cdot b_2 &= 0, \\ a_1 - M + a_2 + b_1 + b_2 &= 0 \end{aligned} \quad (9)$$

gives all variants of parallel mechanisms with assumed hypothesis. For example if $M = 6$, it results:

$$a_1 = 6, a_2 = b_1 = b_2 = 0. \quad (10)$$

The relations (10) define the Stewart Platform. The system of equations (9) has many solutions. Also, if other parameters are taken into consideration (the order of the joints in the loop, the geometrical parameters of the loops etc) the topology problem becomes very complex.

The relation (4) define the topology of parallel robots in a modular manner. If other parameters are taken into consideration (the order of the joints in the loop, the geometrical parameters of the loops etc) the topology problem becomes very complex.

3. Kinematics

General algorithms used to solve direct kinematics in the case of parallel mechanisms consider that for each independent loop of the mechanism one vector equation can be write. Thus, a nonlinear system of scalar equations is obtained. Usually, this system of equations can be solved only with numerical methods and for that an accurate initial value of the solution it is required. Of course, this initial value of the solution is strongly related to the geometric parameters of the mechanism. When the geometric parameters of the mechanism are changed also the initial solution must be changed. According to that, the kinematics of the parallel mechanism will be developed in a modular manner, based on kinematics of the legs which connect the platforms and in order to ensure an analytical value for the initial solution. Each leg is in fact the right (or left) side of one independent closed loop and can be described by two coordinate systems: one attached to the frame and the other one attached to the mobile platform (Fig. 2).

The relationship between these coordinate systems is given by:

$$\mathbf{H}_{iml} = \prod \mathbf{A}_{il}(q_{il}), \quad (11)$$

for the left part of the independent loop and :

$$\mathbf{H}_{imr} = \prod \mathbf{A}_{ir}(q_{ir}), \quad (12)$$

for the right part.

\mathbf{H}_{iml} , \mathbf{H}_{imr} are absolute transformation matrices and $\mathbf{A}_{il}(q_{il})$, $\mathbf{A}_{ir}(q_{ir})$ are relative transformation matrices.

For an independent loop it results:

$$\mathbf{H}_{iml} = \mathbf{H}_{imr} \quad (13)$$

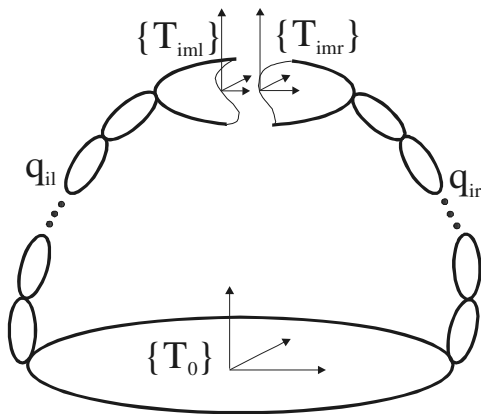


Fig 2

Matrix equation (13) leads to six independent scalar equations. For whole parallel mechanism, a nonlinear system of equations (with $6n$ independent scalar equations, where n is the number of independent loops)

will be obtained. This system of equations can be solved only with numerical methods. Generally, the legs of the parallel component have the same topology. It results that the relative transformation matrices for the left and right part of each loop are formal similar. Therefore, for each topology of the legs, a formal mathematical entity (named **LMM** - **Leg Mathematical Model**) can be developed. Similarly a modular kinetostatic model can be developed. This mathematical model leads to non-linear system of equations. Classic algorithms of numerical methods, e.g. Newton-Raphson, can be used in order to solve this system of equations.

Usually a virtual model must be designed in order to ensure a friendly way to cooperate with the customer. Related to the virtual parallel mechanisms and in order to ensure this property, the virtual model of LMM must include an automatic way to find an initial solution for the nonlinear system of equations.

Without losing the generality of the problem, a leg with PSU topology is considered (Fig.3). An analytical solution of the initial values of the angular parameters of the joints of the leg means that a solution of the inverse geometric model for the initial position must be determined. This solution is also the initial solution for the nonlinear system of equations for the whole mechanism.

Thus, for the leg from figure 3 it results:

$$\begin{aligned}
 \mathbf{H} &= \mathbf{A}_1 \cdots \mathbf{A}_6 \\
 \mathbf{A}^{-1}_1 \mathbf{H} &= \mathbf{A}_2 \cdots \mathbf{A}_6 \\
 \mathbf{A}^{-1}_2 \mathbf{A}^{-1}_1 \mathbf{H} &= \mathbf{A}_3 \cdots \mathbf{A}_6 \\
 \mathbf{A}^{-1}_3 \mathbf{A}^{-1}_2 \mathbf{A}^{-1}_1 \mathbf{H} &= \mathbf{A}_4 \cdots \mathbf{A}_6 \\
 \mathbf{A}^{-1}_4 \mathbf{A}^{-1}_3 \mathbf{A}^{-1}_2 \mathbf{A}^{-1}_1 \mathbf{H} &= \mathbf{A}_5 \cdot \mathbf{A}_6 \\
 \mathbf{A}^{-1}_5 \mathbf{A}^{-1}_4 \mathbf{A}^{-1}_3 \mathbf{A}^{-1}_2 \mathbf{A}^{-1}_1 \mathbf{H} &= \mathbf{A}_6
 \end{aligned}
 \tag{14}$$

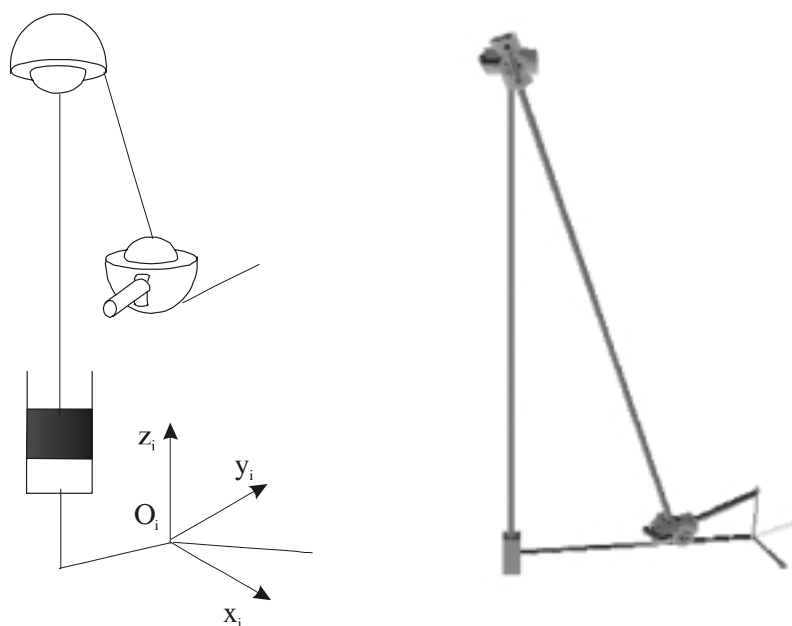


Fig 3

where \mathbf{H} is the absolute transformation matrix, which describes the absolute position and orientation of the mobile platform (known for the initial position of the mechanism), \mathbf{A}_i ($i=1,6$) is the relative transformation matrix. The elements of the \mathbf{A}_i are functions of the joint coordinate (q_i for the prismatic joint and α_{ij} for all other joints of the leg). Using relations (14) a set of initial values for the parameters which describe the leg from figure 3 can be found.

Example

The mechanism shown in figure 4 as an example, has three degrees of freedom and five independent kinematic loops.

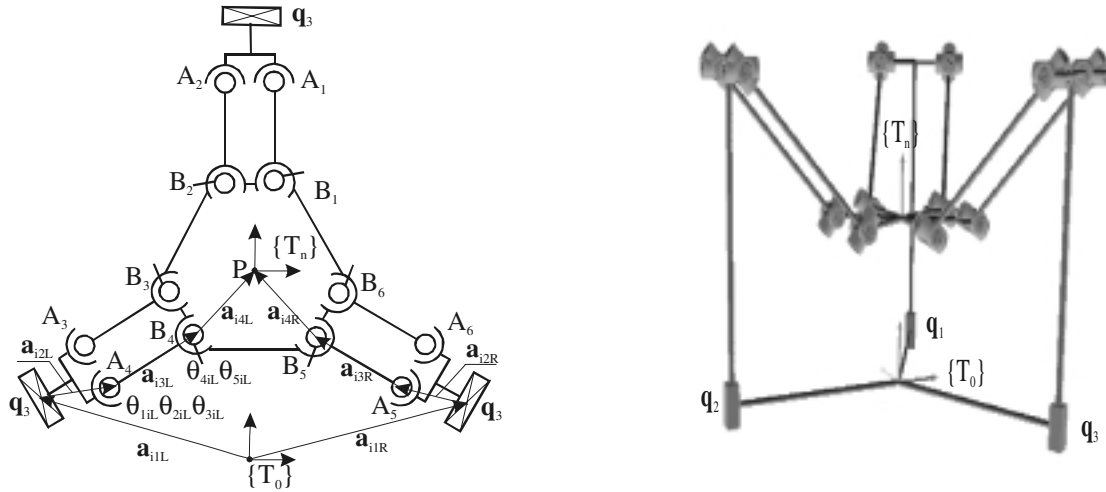


Fig. 4

Thus, for each closed independent loop, the closing equations are:

$$\sum_{j=1}^4 \mathbf{a}_{ijL} = \sum_{j=1}^4 \mathbf{a}_{ijR}, \quad (17)$$

$$\mathbf{R}_{iL} = \mathbf{R}_{iR}$$

where \mathbf{R}_{iL} and \mathbf{R}_{iR} are the absolute orientation matrices, corresponding to the left and right side respectively of the closed independent loop.

The system of equations described by (17) contains (in the case of all five loops) 30 unknowns.

These are the angular displacements (θ_{jiL} and θ_{jiR}) at the level of universal and spherical joints respectively. This system of equations can be solved with numerical methods. In order to find an initial solution (necessary for numerical methods) classical algorithm of inverse kinematic applied for an open loop, which connect the mechanism platforms, can be used:

$$\prod_{j=1}^k \mathbf{A}^{-1}_{jiL}(\theta_{jiL0}) \mathbf{H}_0 = \prod_{j=k+1}^6 \mathbf{A}_{jiL}(\theta_{jiL0}). \quad (18)$$

where \mathbf{H}_0 is the absolute transformation matrix and \mathbf{A}_{jiL} are the relative transformation matrices.

Figure 4 (b) is the simulation in MOBILE software package.

4. Conclusions

The conclusion can be drawn as follows:

- Based on assumed modules and on relation of the number of degrees of freedom for a mechanism, a topologic synthesis can be done.
- The kinematics of the whole mechanism can be developed on a modular manner, each module based on the kinematics of one leg.
- Solving inverse kinematics of one leg it is possible to find an analytical solution of the initial value of the solution of the system of equations, which solve the direct kinematics of the mechanism.
- An analytical solution for the initial value of the solution of the system of equations corresponding to the direct kinematic of the mechanism increases significantly flexibility of the simulation model. Thus, it is possible to change automatically and interactive the geometric parameters of the mechanism during the simulation.

5. References

- [1] ANGELES, J., *Fundamentals of Robotic, Mechanical System*, Springer – Verlag, 1997.
- [2] BRISAN; C., HANDRA-LUCA, V., *Contributions to the Kinematic Structural Synthesis of the Parallel Robots*, International Conference on PKM, Ann Arbor, Michigan, USA, 2000, pp.71-78.
- [3] CARRETERO, J.A., s.a. , *Kinematic Analysis And Optimization of a New Three-Degree-of-Freedom Spatial Parallel Manipulator*," ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 122, No. 1, 2000, pp. 17-24.
- [4] HILLER, M., . *Multiloop Kinematic Chains and Dynamics of Multiloop Systems, in Kinematics and Dynamics of Multi-Body Systems* (ed. By J.Angeles and A. Kecskemethy), CISM Courses and Lecture, nr. 360, Springer Verlag, 1995.
- [5] KECSKEMETHY, A., *MOBILE -User's Guide and Reference Manual*. Gerhard-Mervator-Universität-GH Duisburg. 1994.
- [6] PARENTI, V., CASTELLI, A, *Classification and kinematic modelling of fully-parrallel manipulators-a review*. Parallel Kinematic Machines: Theoretical Aspects and Industrial Requirements. 1999, pp.51-68.
- [7] PATELI, A.J.,EHMAN, K.F, *Volumetric Error Analysis of a Stewart Platform Based Machine Tool*.Annals of the CIRP Vol 46,1997, pp287-290
- [8] PRITSCHOW, G., TRAN, T.L., *Parallel Kinematics and PC-based Control System for Machine Tools*. In: Proceedings of 37th IEEE Conference on Decision and Control, 16./18. December 1998, Tampa/Florida, USA, pp.2605-2610.
- [9] PRITSCHOW, G., WURST, K.-H, *Systematic design of hexapods and other parallel link systems*. In: Annals of the CIRP Vol 46, 1997, pp.291-295.
- [10] PRITSCHOW, G., WURST, K.-H., *Modular Robots for flexible assembly*. In: Proceedings of the 28th CIRP International Seminar on Manufacturing Systems "Advances in Manufacturing Technology - Focus on Assembly Systems", May 15-17, 1996.
- [11] RYU, S.-J., s.a., *Eclipse: an Over actuated Parallel Mechanism for Rapid Machining*. Parallel Kinematic Machines: Theoretical Aspects and Industrial Requirements.1999, pp.441-454.
- [12] SONG, J. s.a., *Error Modeling and Compensation for Parallel Kinematic Machines*. Parallel Kinematic Machines: Theoretical Aspects and Industrial Requirements. 1999, pp.171-187.
- [13] WURST, K.-H., *LINAPOD-Machine Tools as Parallel Link Systems Based on a Modular Design*. In: Proceedings of 1st European-American Forum on Parallel Kinematic Machines,1998, Mariland.

Hibrid végelem módszer vastag lemezek elemzéséhez

**Cucu Liviu, Dr. Gobesz Zsongor,
Turda Dan, Popa Anca, Dr. Marțian Ironim**

Kolozsvári Műszaki Egyetem, Románia

Abstract

In the year 2000 it has been started the development of a FEM based computing software package, in order to offer extended research capabilities by using advanced analysis methods and optimization. The main targets were 3D grids, tubular structures consisting from concrete walls, shells and thick plates. In this paper the authors present a new hybrid finite element method which is already included in the software package. A new finite element was developed for the analysis of orthotropic plates (based on the theory of thick plates) and served as outline for the development of another three-dimensional hybrid strain finite element (suited for the analysis of thick shells – briefly mentioned in this paper). The paper starts with the theory basis, in order to have a proper image of the development of the new hybrid strain finite element, followed by several testing examples. At the end there are discussed some results for comparison, concluding with some notes about the advantages offered by the use of this new element, and concerning further research.

Keywords: Finite Element Method, Hu-Washizu principle, Hybrid approach, Orthotropic thick plates, Computing model.

1. Bevezető

A végelemek alkalmazása már rég nem jelent újdonságot, viszont az ilyen szerű elemzések egyik alapvető követelményeként tartják számon a tanulmányozott testek megfelelő felosztását. Némely esetben ez nem lehetséges vagy legalábbis nem kézenfekvő, ilyenkor más eljárásokhoz kéne fordulnia a szakembernek, de ez szemléletváltás mellett bizonyos mértékig lemondásként is felfogható egy immár klasszikussá vált készlet-rendszer felhasználói hagyományáról. Mit tehetünk ilyenkor, hogy „a kecske is jól lakjon és a káposzta is megmaradjon”? Ahhoz, hogy mégis végelemeket használjunk ilyen különleges esetekben, más jellegű, a szokványostól eltérő tulajdonságokkal felruházott elemi részekre lenne szükségünk. Itt jöhetnek szóba a hibrid végelem eljárások. Ebben a cikkben elsősorban egy ilyen eljáráshoz szükséges új elem kialakítását és alkalmazását mutatjuk be, vastag lemezek esetében, majd említést teszünk egy új térbeli végelemről is.

A végelemek hibrid megfogalmazása alatt tulajdonképpen a Hu-Washizu elv egy sajátos alkalmazását értjük, mely során az elemi elmozdulások mellett a feszültségeket vagy az alakváltozásokat is független változóként kezeljük. Ezeket az értékeket egymástól függetlenül interpoláljuk, de a feszültségeket vagy a deformációkat elemi szinten kizárjuk, így csak az elmozdulások maradnak ismeretleneként az általános egyenlet-rendszerben. Ez különbözteti meg a hibrid eljárást a vegyes eljárásoktól, hiszen egy vegyes eljárás esetében az általános egyenlet-rendszer az összes diszkrétizált változót tartalmazná. Az egymástól független változók első csoportját tehát az elmozdulások, míg a második csoportját a feszültségek vagy az alakváltozások alkotják. Ennek megfelelően hibrid-feszültség illetve hibrid-alakváltozás végelem eljárásról beszélhetünk.

A hibrid-feszültség módszer teljesskörű leírása már a 60-as évek végén megtörtént. A Pian és Tong által javasolt eljárás szerint az elemek belsejében létrejövő feszültségek jellemzéséhez egy függvényhalmaz szükségeltetik. A végelemek szélein érzékelhető elmozdulások jellemzéséhez pedig egy másik független függvényhalmazt kell kiválasztani úgy, hogy ez az elmozdulások egységességét (a folytonosságot) is biztosítsa az elemi részek között. Mi olyan hibrid-alakváltozás végelemek kialakítását tűztük ki célul – Bathe, Cook, Zienkiewicz, Chiesler és Ghali javaslatait, megfigyeléseit követve – melyek a vastag lemezek elméletét szem előtt tartva megfelelnek mind sík, mind ívelt héjak elemzéséhez. Külön köszönettel tartozunk Hrabok úrnak (albertai egyetem), az önzetlen segítségért amit a szerzők kutatómunkájához nyújtott.

2. A végelemek kialakítása

Mindenek előtt az elméleti háttér főbb jellemzőit kell tisztázzuk. Az újfajta végelemek kiötlésében elsősorban a szakirodalomra kellett támaszkodnunk. Kiindulásként a Hu-Washizu kifejezés módosításából származó, Pian által közreadott [8] kifejezést használtuk:

$$\Pi_{HW^*} = \int_V \left[-\frac{1}{2} \cdot \{\varepsilon\}^T \cdot [D] \cdot \{\varepsilon\} + \{\varepsilon\}^T \cdot ([L] \cdot \{u\}) \right] \cdot dV - \int_V \{b\}^T \cdot \{u\} \cdot dV - \int_{S_i} \{t\}^T \cdot \{u\} \cdot ds . \quad (1)$$

A végelemekre jellemző $\{u\}$ elmozdulások interpolálása a $\{q\}$ csomóponti elmozdulások függvényében, az $[N]$ izoparametrikus interpolálási függvények matrixán keresztül történt:

$$\{u\} = [N] \cdot \{q\} . \quad (2)$$

Hasonló módon, az $\{\varepsilon\}$ alakváltozások interpolálása egy végelemekre, az általánosított elmozdulások paramétereiből kiindulva történt, a $[P]$ alakváltozás interpolálási matrixán keresztül:

$$\{\varepsilon\} = [P] \cdot \{\alpha\} . \quad (3)$$

Az (1)-es kifejezésbe behelyettesítve a (2)-es és (3)-as egyenleteket, a következő kifejezést kapjuk:

$$\begin{aligned} \Pi_{HW^*} = \int_V \left[-\frac{1}{2} \cdot \{\alpha\}^T \cdot [P]^T \cdot [D] \cdot [P] \cdot \{\alpha\} + \{\alpha\}^T \cdot [P]^T \cdot [D] \cdot ([L] \cdot [N]) \cdot \{q\} \right] \cdot dV \\ - \int_V \{b\}^T \cdot [N] \cdot \{q\} \cdot dV - \int_{S_i} \{t\}^T \cdot [N] \cdot \{q\} \cdot ds . \end{aligned} \quad (4)$$

A következő jelölésekkel:

$$\int_V [P]^T \cdot [D] \cdot [P] \cdot dV = [K^*] : \text{általánosított merevségi mátrix}, \quad (5)$$

$$\int_V [P]^T \cdot [D] \cdot ([L] \cdot [N]) = [G] : \text{átalakítási mátrix}, \quad (6)$$

$$\int_V [N]^T \cdot \{b\} \cdot dV + \int_{S_i} [N]^T \cdot \{t\} \cdot ds = \{F\} : \text{terhelések mátrixa}, \quad (7)$$

a (4)-es függvénykifejezés a így írható:

$$\Pi_{HW^*} = -\frac{1}{2} \cdot \{\alpha\}^T \cdot [K^*] \cdot \{\alpha\} + \{\alpha\}^T \cdot [G] \cdot \{q\} - \{q\}^T \cdot \{F\} . \quad (8)$$

E kifejezés $\{q\}$ -tól és $\{\alpha\}$ -tól való függősége az alábbi mátrixegyenlethez vezet:

$$\begin{bmatrix} 0 & G^T \\ G & -K^* \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q \\ \alpha \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (9)$$

A $[K^*]$ meghatározott jellege miatt, $\{\alpha\}$ -t egy szokványos fordított Gauß-féle eljárással kiküszöbölhetjük, és így a végelemek $[K]$ merevségi mátrixa a következő lesz:

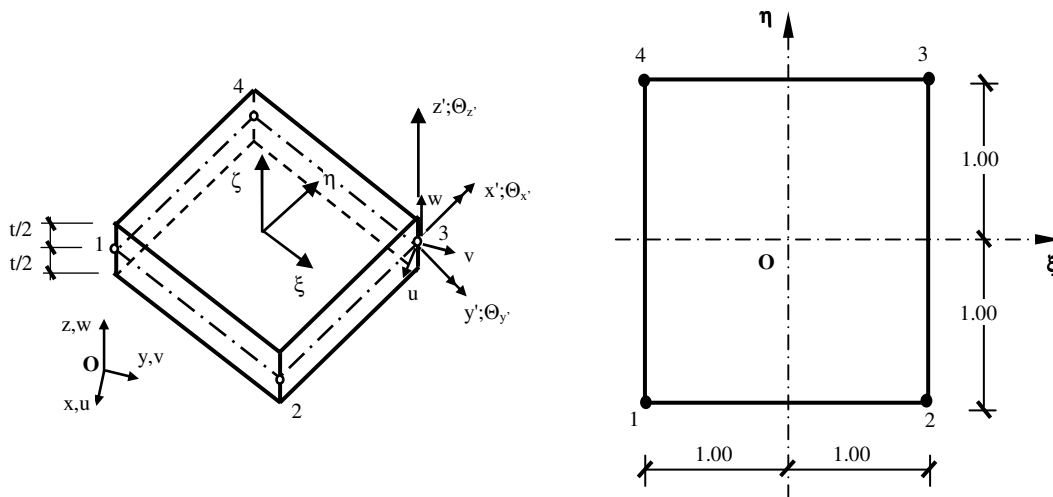
$$[K] = [G]^T \cdot [K^*]^{-1} \cdot [G] . \quad (10)$$

A $\{q\}$ -nak megfelelő általános megoldás után, a feszültségeket a következő kifejezéssel számíthatjuk ki:

$$\{\sigma\} = [D] \cdot [P] \cdot ([G]^T \cdot [K^*]^{-1})^T \cdot \{q\} . \quad (11)$$

A fenti lépéseket követve két, egyenként 24 szabadsági fokkal rendelkező végelemet alakítottunk ki: egy kétdimenziós elemet 4 csomóponttal (6 szabadsági fokkal mindegyik csomóponton) melyet HYBFLAT-nek kereszteltünk, illetve egy háromdimenziós elemet 8 csomóponttal (3 szabadsági fokkal mindegyik csomóponton) melyet HYBRICK-nek kereszteltünk. A következőkben a HYBFLAT-nek keresztelt sík végelemet mutatjuk be röviden, utána egy pár szót ejtve az új háromdimenziós elemről is.

2.1. Az új kétdimenziós HYBFLAT végelem



1. ábra
A „HYBFLAT” végelem

A következő alakfüggvényeket alkalmaztuk ebben az esetben:

$$N_i = \frac{1}{4} \cdot (1 + \xi \cdot \xi_i) \cdot (1 + \eta \cdot \eta_i), \text{ ahol } \xi_i, \eta_i = \pm 1 \quad (12)$$

A végelemen létrejövő $\{u\}$ elmozdulásokat a $\{q\}$ csomóponti elmozdulásoktól függő izoparametrikus interpolálási függvények $[N]$ mátrixával számíthatjuk ki:

$$\begin{matrix} [u] \\ (3 \times 1) \end{matrix} = \begin{matrix} [N] \\ (3 \times 24) \end{matrix} \cdot \begin{matrix} [q] \\ (24 \times 1) \end{matrix} \quad (13.a)$$

$$\begin{bmatrix} u \\ v \\ w \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} N_1 & \cdot & \cdot & -A_1 \cdot l_2 & A_1 \cdot l_1 & A_1 \cdot l_3 & \cdots & N_4 & \cdot & \cdot & -A_4 \cdot l_2 & A_4 \cdot l_1 & A_4 \cdot l_3 \\ \cdot & N_1 & \cdot & -A_1 \cdot m_2 & A_1 \cdot m_1 & A_1 \cdot m_3 & \cdots & \cdot & N_4 & \cdot & -A_4 \cdot m_2 & A_4 \cdot m_1 & A_4 \cdot m_3 \\ \cdot & \cdot & N_1 & -A_1 \cdot n_2 & A_1 \cdot n_1 & A_1 \cdot n_3 & \cdots & \cdot & \cdot & N_4 & -A_4 \cdot n_2 & A_4 \cdot n_1 & A_4 \cdot n_3 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ w_1 \\ \Theta_{x_1} \\ \Theta_{y_1} \\ \Theta_{z_1} \\ \cdots \\ u_4 \\ v_4 \\ w_4 \\ \Theta_{x_4} \\ \Theta_{y_4} \\ \Theta_{z_4} \end{bmatrix} \quad (13.b)$$

a fenti kifejezésben:

$$A_1 = N_1 \cdot t \cdot \frac{\zeta}{2}; \quad A_2 = N_2 \cdot t \cdot \frac{\zeta}{2}; \quad A_3 = N_3 \cdot t \cdot \frac{\zeta}{2}; \quad A_4 = N_4 \cdot t \cdot \frac{\zeta}{2} . \quad (14)$$

Hasonló módon interpolálhatjuk a $\{\varepsilon'\}$ alakváltozásokat, a $[P']$ mátrix segítségével:

$$\begin{bmatrix} \varepsilon' \\ \gamma' \end{bmatrix}_{(6 \times 1)} = \begin{bmatrix} P' \\ \gamma' \end{bmatrix}_{(6 \times 18)} \cdot \begin{bmatrix} \alpha \\ \gamma \end{bmatrix}_{(18 \times 1)} \quad (15.a)$$

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_{\zeta} \\ \varepsilon_{\eta} \\ \varepsilon_{\zeta} \\ \gamma_{\xi\eta} \\ \gamma_{\eta\xi} \\ \gamma_{\zeta\xi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & \eta & \zeta & \eta \cdot \zeta & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 1 & \xi & \zeta & \xi \cdot \zeta & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 1 & \xi & \eta & \xi \cdot \zeta & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 1 & \zeta & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 1 & \xi & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 1 & \eta \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \alpha_1 \\ \alpha_2 \\ \alpha_3 \\ \dots \\ \alpha_{16} \\ \alpha_{17} \\ \alpha_{18} \end{bmatrix} \quad (15.b)$$

A Cook [5] által meghatározott $[T_{\sigma}]$ mátrix segítségével transzponálhatjuk az alakváltozásokat a globális rendszerbe:

$$\begin{bmatrix} \varepsilon \\ \gamma \end{bmatrix}_{(6 \times 1)} = \begin{bmatrix} T_{\sigma} \end{bmatrix}_{(6 \times 6)}^T \cdot \begin{bmatrix} \varepsilon' \\ \gamma' \end{bmatrix}_{(6 \times 1)} \quad (16)$$

Az anyag alkotómátrixaként ortotróp anyagra jellemzőt választottunk:

$$\begin{bmatrix} D' \\ \gamma' \end{bmatrix}_{(6 \times 6)} = \begin{bmatrix} e_{11} & e_{12} & e_{13} & 0 & 0 & 0 \\ e_{12} & e_{11} & e_{13} & 0 & 0 & 0 \\ e_{13} & e_{13} & e_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & g_{13} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & g_{13} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & g_{33} \end{bmatrix} \quad (17)$$

Az alkotómátrix globális koordinátákba való leírásához a következő átalakításokat végeztük:

$$\begin{bmatrix} D \\ \gamma \end{bmatrix}_{(6 \times 6)} = \begin{bmatrix} T_{\varepsilon} \end{bmatrix}_{(6 \times 6)}^T \cdot \begin{bmatrix} D' \\ \gamma' \end{bmatrix}_{(6 \times 6)} \cdot \begin{bmatrix} T_{\varepsilon} \end{bmatrix}_{(6 \times 6)} , \quad (18)$$

ahol $[T_{\varepsilon}]$ a már említett, Cook [5] nevéhez fűződő transzponálási mátrix.

A végesem merevségi mátrixához, melyet a következő kifejezéssel kaphatunk meg:

$$\begin{bmatrix} K \\ \gamma \end{bmatrix}_{(24 \times 24)} = \begin{bmatrix} G \end{bmatrix}_{(24 \times 18)}^T \cdot \begin{bmatrix} K^* \end{bmatrix}_{(18 \times 18)}^{-1} \cdot \begin{bmatrix} G \end{bmatrix}_{(18 \times 24)} , \quad (19)$$

a következő két mátrixot kellett Gauß-féle numerikus integrálással meghatározniuk:

i) az általánosított merevségi mátrixot:

$$\begin{bmatrix} K^* \end{bmatrix}_{(18 \times 18)} = \int_V \begin{bmatrix} P \end{bmatrix}_{(18 \times 6)}^T \cdot \begin{bmatrix} D \end{bmatrix}_{(6 \times 6)} \cdot \begin{bmatrix} P \end{bmatrix}_{(6 \times 18)} \cdot dV , \quad (20)$$

ii) az átalakítási mátrixot:

$$[G] = \int_V [P]^T \cdot [D] \cdot \left([L] \cdot [N] \right) \cdot dV \quad (21)$$

ahol $[L]$ jelölte az alakváltozások kiszámításához szükséges differenciális operátort, melynek alakja a következő:

$$[L] = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & \cdot & \cdot \\ \cdot & \frac{\partial}{\partial y} & \cdot \\ \cdot & \cdot & \frac{\partial}{\partial z} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} & \cdot \\ \cdot & \frac{\partial}{\partial z} & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial z} & \cdot & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix} \quad (22)$$

A globális merevségi mátrix megszerkesztése és a $\{q\}$ csomóponti elmozdulásoknak megfelelő általános megoldások érték meghatározása után a következő, végelem eljárásokban használatos és immár klasszikus egyenletet írhatjuk:

$$[K] \cdot \{q\} = \{F\} \quad (23)$$

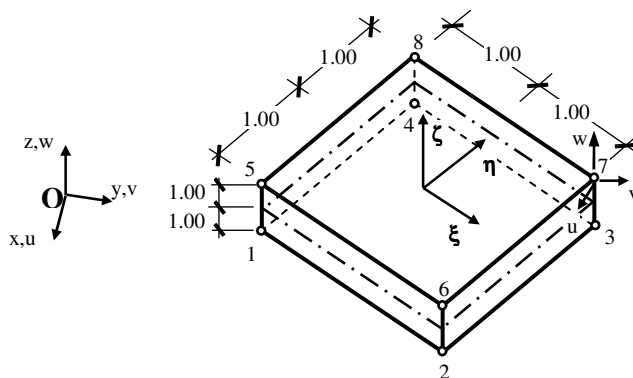
ahol

$$\{F\} = \int_V [N]^T \cdot \{b\} \cdot dV + \int_{S_f} [N]^T \cdot \{t\} \cdot ds \quad (24)$$

a csomóponti terhelések sora. Így a végelemekben keletkező feszültségeket a következőképpen kaphatjuk meg:

$$\{\sigma\} = [D] \cdot [P] \cdot \left([G]^T \cdot [K^*]^{-1} \right) \cdot \{q\} \quad (25)$$

2.2. Az új háromdimenziós végelem (HYBBRICK)



2. ábra
A „HYBBRICK” végelem

Ezt a végelemet tulajdonképpen az előbb bemutatott módszerrel alakítottuk ki, a következő módosításokat eszközölve a kétdimenziós elemhez képest:

- i) Bevezettünk egy harmadik (ζ) koordinátát a már létező kettő (ξ és η) mellé, így az interpolálási függvények a következőképp alakultak:

$$N_i = \frac{1}{4} \cdot (1 + \xi \xi_i) \cdot (1 + \eta \eta_i) \cdot (1 + \zeta \zeta_i); \quad \xi_i, \eta_i, \zeta_i = \pm 1 \quad (26)$$

- ii) Nyolc csomópontot vettünk figyelembe (mindegyik oldal sarkában egyet-egyét).
 iii) Csak a három (u, v, w) tengelyirányú elmozdulást vettük figyelembe a globális koordináta rendszerből szabadsági fokként, elhanyagolva a három tengely körüli elfordulást.
 iv) Az interpolálási függvények mátrixa megváltozott:

$$[N]_{(3 \times 24)} = \begin{bmatrix} N_1 & \cdot & \cdot & N_2 & \cdot & \cdot & N_3 & \cdot & \cdot & \dots & N_7 & \cdot & \cdot & N_8 & \cdot & \cdot \\ \cdot & N_1 & \cdot & \cdot & N_2 & \cdot & \cdot & N_3 & \cdot & \dots & \cdot & N_7 & \cdot & \cdot & \cdot & N_8 \\ \cdot & \cdot & N_1 & \cdot & \cdot & N_2 & \cdot & \cdot & N_3 & \dots & \cdot & \cdot & N_7 & \cdot & \cdot & N_8 \end{bmatrix}, \quad (27)$$

így az elmozdulások interpolálása a következő egyenlet segítségével volt végre hajtható:

$$[u]_{(3 \times 1)} = [N]_{(3 \times 24)} \cdot [q]_{(24 \times 1)}, \quad (28)$$

$$\begin{bmatrix} u \\ v \\ w \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} N_1 & \cdot & \cdot & N_2 & \cdot & \cdot & N_3 & \cdot & \cdot & \dots & N_7 & \cdot & \cdot & N_8 & \cdot & \cdot \\ \cdot & N_1 & \cdot & \cdot & N_2 & \cdot & \cdot & N_3 & \cdot & \dots & \cdot & N_7 & \cdot & \cdot & \cdot & N_8 \\ \cdot & \cdot & N_1 & \cdot & \cdot & N_2 & \cdot & \cdot & N_3 & \dots & \cdot & \cdot & N_7 & \cdot & \cdot & N_8 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ w_1 \\ u_2 \\ v_2 \\ w_2 \\ \dots \\ u_8 \\ v_8 \\ w_8 \end{bmatrix} \quad (29)$$

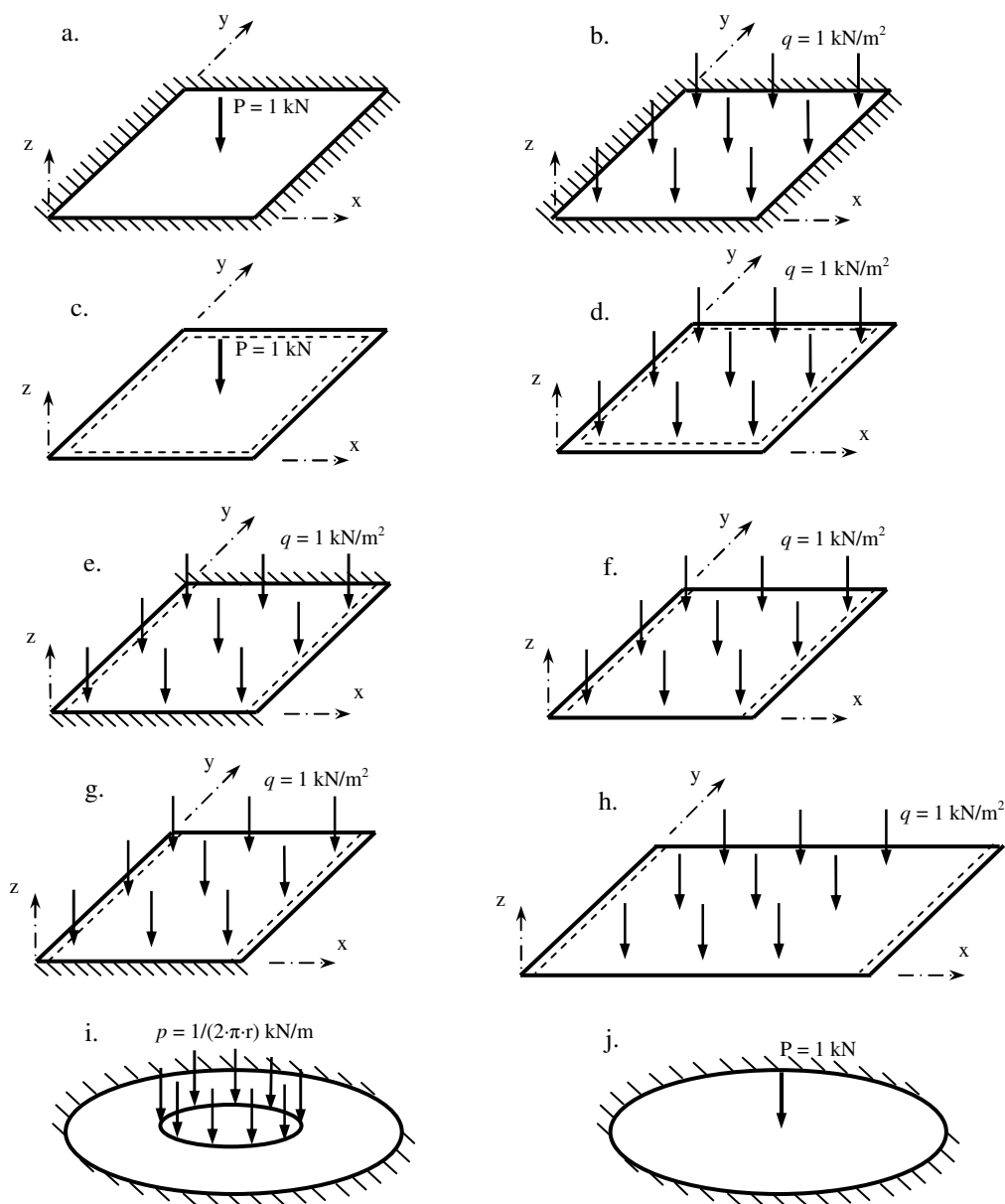
Ami a végelem merevségi mátrixát, az egész szerkezetnek megfelelő mátrix szerkesztését, a rendszer megoldását, az elmozdulások visszanyerését, majd a feszültségek és erők kiszámítását illeti, mivel a mátrixok méretei nem változtak (24 szabadsági fok maradt minden egyes elemre), csak a numerikus integrálás folyamatában állt be lényegesebb változás a harmadik koordináta bevezetése miatt.

3. Ellenőrzéshez használt példák

Az egyik leglényegesebb lépés új végelemek kialakításában a gyakorlati tesztelés, hiszen megfelelő eredmények hiányában csak kérdéses elméleti fejtegetésről beszélhetnénk. Csak a teszteredmények igazolhatják vagy cáfolhatják az új modell értelmét és életképességét. Ebből kifolyólag két nagyobb feladatkörben, síkban és térben végeztünk próbaszámításokat az új elemekkel, különös figyelmet fordítva a már ismert eredményekhez viszonyított eltérésekre. E cikk alapjául szolgáló HYBFLAT elemet sík példák segítségével teszteltük, míg a továbbfejlesztés eredményeként kialakított új háromdimenziós elem esetében természetesen térbeli feladatokhoz folyamodtunk.

3.1. Sík teszt-feladatok

Bár nagyon sok ellenőrző számítást végeztünk a bemutatott két végelemmel, e cikk keretében csak egy pár alapvető példát említünk, ezek a 3. ábrán láthatók.



3. ábra
Sík testfeladatok

Az első hét feladat $2000 \times 2000 \times 100(40)$ mm-es négyszögű acéllemezre vonatkozik. Két esetben (a és c), a lemez síkjára merőleges $P = 1$ kN pontszerű terheléssel, a többi esetben $q = 1$ kN/m² egyenletesen megoszló teherrel számoltunk. Az első négy példánál, a főtengetyekhez viszonyítva szimmetrikus oldalakötéseket (merev befogást illetve egyszerű támaszt) alkalmaztunk. A két következőnél csak egy tengelyhez viszonyítva szimmetrikus, míg a hetediknél egy nem szimmetrikus kombinációt (két oldalon egyszerű támasz, egy oldalon merev befogás, a negyedik oldal szabad) alkalmaztunk.

A nyolcadik feladatnál egy $4000 \times 2000 \times 100$ mm-es acéllemezt vizsgáltunk, egyszerű támasszal a rövidebb széleken és szabad hosszú szélekkel, a lemez síkjára merőleges egyenletesen megoszló $q = 1$ kN/m² terheléssel.

A kilencedik példát egy $t = 250$ mm vastag, $R = 2000$ mm-es külső sugarú lapos, gyűrű alakú lemez alkotta, merev befogással a külső szélén és egyenletesen megoszló, a lemez síkjára merőleges terheléssel a belső szélén. Ezt a feladatot öt változatban tanulmányoztuk, a külső R és belső r sugar következő hányadosaival: $R/r = 2, 3, 4$ és 5 .

Az utolsó példa egy $t = 250$ mm vastag, $R = 2000$ mm sugarú, a szélén mereven befogott sík körlemez, egy a lemez síkjára merőleges $P = 1$ kN pontszerű terheléssel közepén.

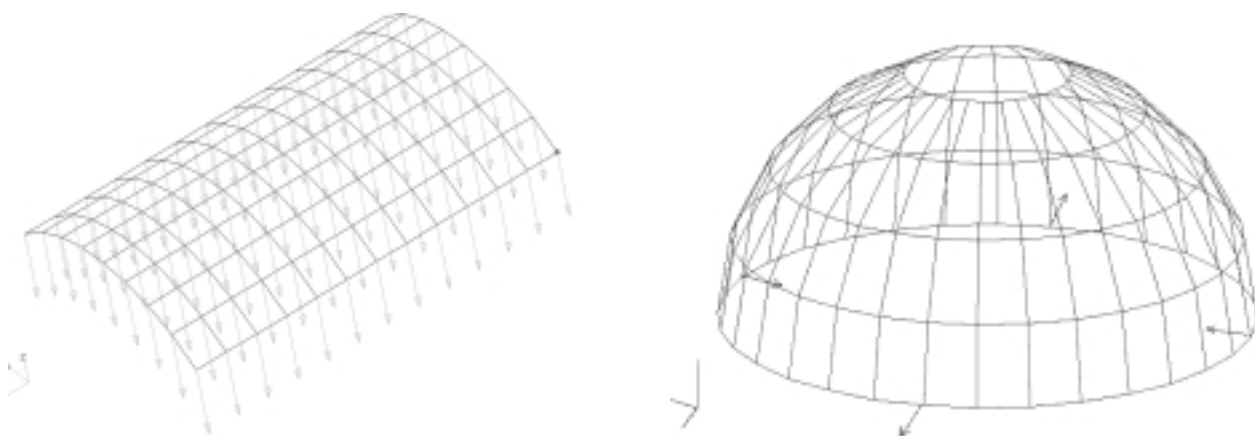
3.2. Térbeli teszt-feladatok

A háromdimenziós feladatok közül a leglényegesebbek a 4. ábrában bemutatott klasszikus példák. Ezek közül az első egy ívelt alátámasztású, önsúllyal terhelt cilindrikus héjszerkezet, mellyel elég gyakran találkozunk a szakirodalomban. Több kutató foglalkozott ilyen szerkezet elemzésével, elég ha csak egy néhányról teszünk említést: A. C. Scordelis és K. S. Lo (1964-ben, sokan „Scordelis-Lo”-tetőnek is nevezik ezért ezt a szerkezetet), H. Tottenham és C. Brebbia (1971-ben), R. Cook (1974-ben), R. H. MacNeal és R. C. Hardner (1985-ben), illetve O. C. Zienkiewicz és R. Taylor (1991-ben). Az általunk is elemzett héjszerkezet (4.a. ábra) főbb jellemzői a következők voltak:

- i) Méretek: $R = 7,62 \text{ m}$ -es sugár; $\alpha = 2 \cdot 40^\circ = 80^\circ$ a nyílásszög; $L = 15,24 \text{ m}$ -es hossz; $t = 7,62 \text{ cm}$ -es héjvastagság.
- ii) Anyagjellemzők: Young-féle rugalmassági modulusz: $E = 2,1092 \cdot 10^7 \text{ kN/m}^2$; Poisson-féle együttható: $\mu = 0$.
- iii) Az önsúlyból származó terhelés értéke: $q = 4,394 \text{ kN/m}^2$.

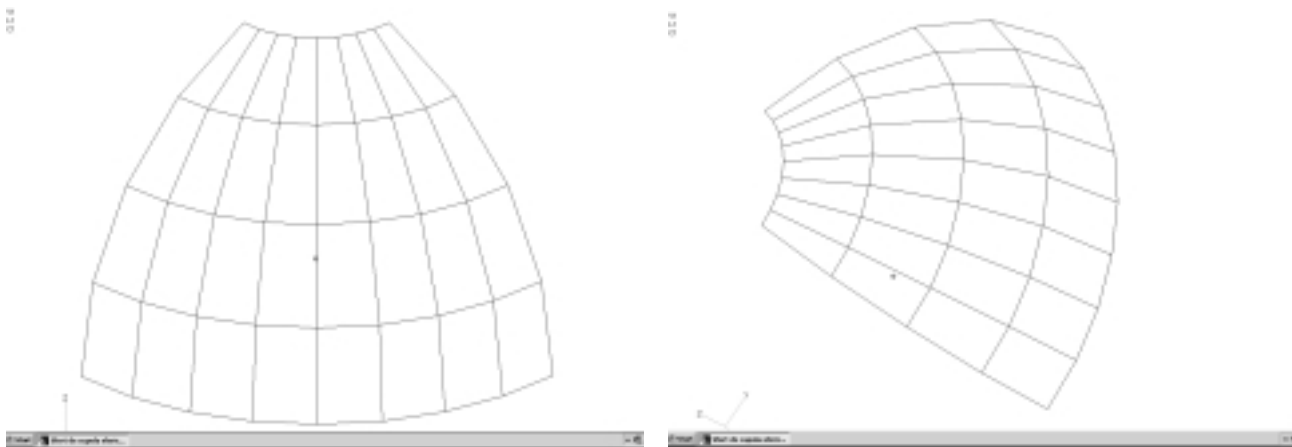
A második példát (4.b. ábra) először R. H. MacNeal és R. C. Hardner javasolta 1985-ben háromdimenziós szerkezelelemző eljárások tesztelésére, de többek között O. C. Zienkiewicz és R. Taylor is elemezte 1991-ben. Ez a szerkezet egy félgömbszerű kupola alakú héjszerkezet, a következő jellemzőkkel:

- i) Méretek: $R = 10,0 \text{ m}$ -es sugár; $\alpha = 18^\circ$ -os nyílásszögű körüreg a kupola tetején; $t = 4,0 \text{ cm}$ -es héjvastagság.
- ii) Anyagjellemzők: Young-féle rugalmassági modulusz: $E = 6,825 \cdot 10^7 \text{ kN/m}^2$; Poisson-féle együttható: $\mu = 0,3$.
- iii) Terhelés: négy pontszerű egységnyi erő az alapkör kardinális pontjaiban, a két szimmetriatengely irányában.



4. ábra
3D teszt példák
a. – „Scordelis-Lo”-féle tetőszerkezet; b. – Hemiszférikus héjszerkezet

A fent említett példákon kívül más térbeli szerkezeteket is tanulmányoztunk az új háromdimenziós végelem segítségével, mint például az 5. ábrán látható negyed félgömbkupolametszet alakú héjburkolat, különféle terhelésekkel.

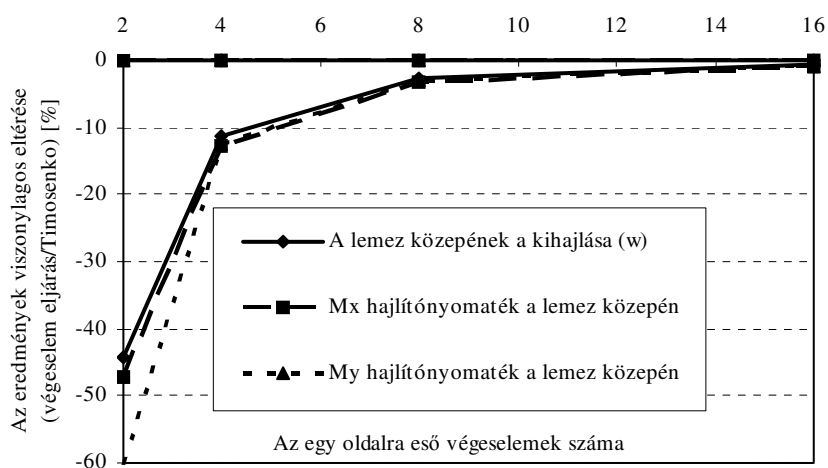


5. ábra
Képernyő részletek egy gömbtrapéz hégburkolat modellezéséről

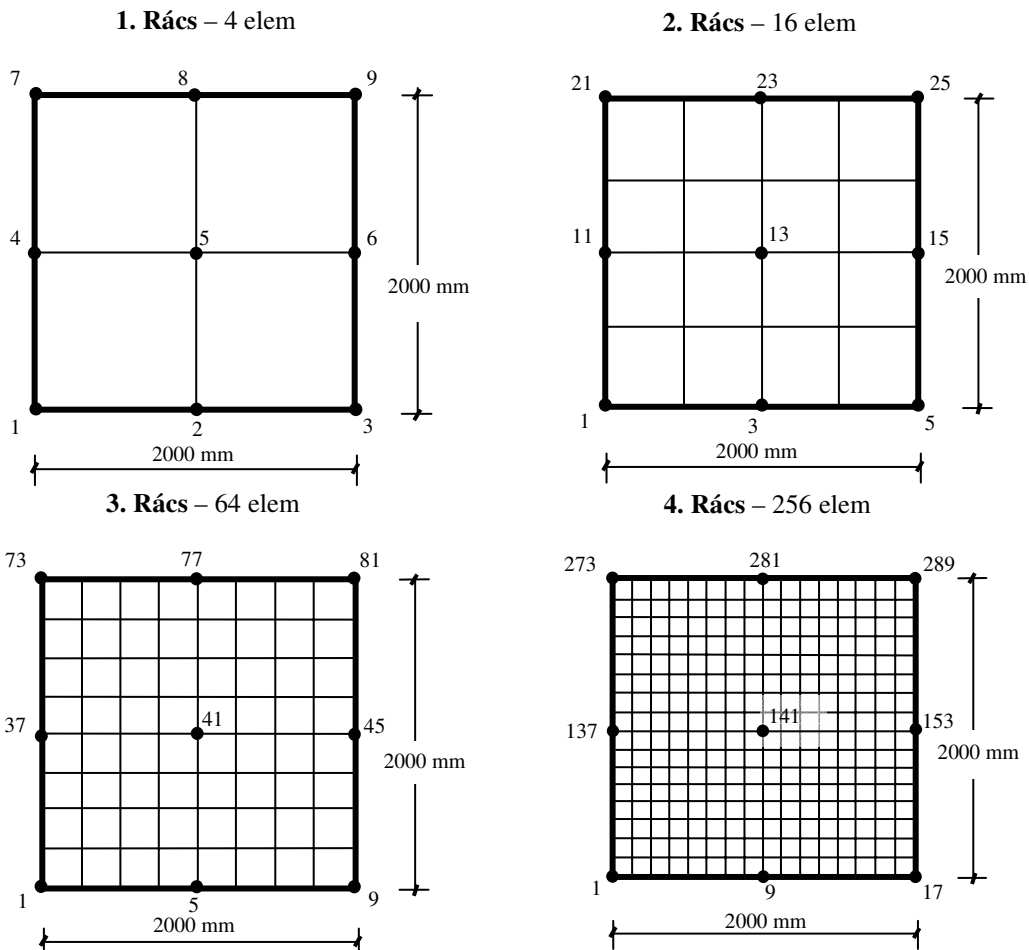
4. Eredmények és észrevételek

Mint a cikk elején már említettük, elsősorban az új síkelemre vonatkozó adatokat kívántuk közzétenni. Az említett feladatkörökben elért eredményeket áttekintve (természetesen nemcsak az említett példák, hanem más szerkezetek elemzéséből is) a következő tanulságokat és észrevételeket állapítottuk meg:

- i). A bemutatott új végeselem alkalmazásából eredő hibrid alakváltozásos eljárás során kapott eredmények nagyon közel állnak, sőt egyes esetekben egybeesőek az analitikus eljárások által nyújtott értékekkel a szakirodalomból [9], [10], ha az optimális felosztás követelményeit betartjuk. A 6. ábrán jól követhető az eredmények viszonylagos százalékos eltérése (a HYBFLAT végeselem használatával a 3. ábrán bemutatott „f” példa esetében,) a Timosenko által leírt megoldástól. Hasonló eltéréseket kaptunk a többi teszt-feladat esetében is. Észrevehető, hogy a hibaszázalék, a végeselemek számának a növekedésével természetesen csökken. A felső vízszintes tengelyen az egy oldal menti végeselemek számát jelöltük, ezek az értékek a 7. ábrán látható diszkrétizálási alakzatokból származnak (4 elem esetében az egyoldalra esők száma 2, míg 16 elem esetében 4, 64 elem esetében 8, és 256 elem esetében 16).



6. ábra
Az eredmények hibaszázalékának alakulása a diszkrétizálás függvényében (a 3. ábrán bemutatott „f.” példánál alkalmazott HYBFLAT elem esetében)



7. ábra

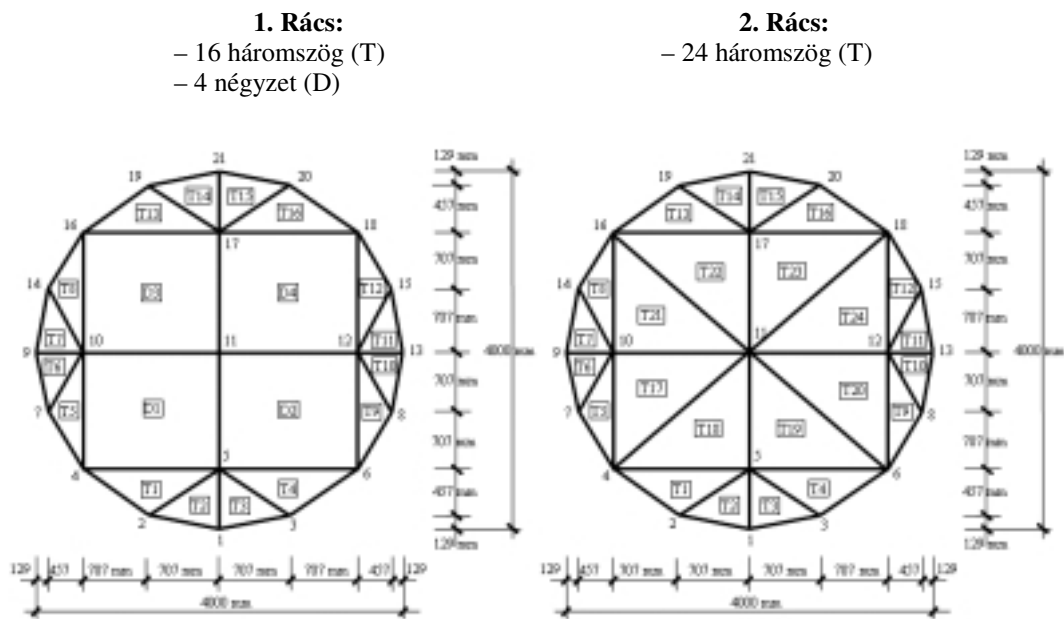
Az első hét példa sík acéllemeznél használt rácsozatok.

- ii.) Az eredmények pontossága és értékelhetősége megfelel a mérnöki gyakorlatnak, még akkor is, ha nem szokványos felosztással olyan végeelem alakzatokat képzünk, amelyek nem felelnek meg az optimális követelményeknek (például: alakjuk eltér a négyzettől; a széleik aránya nagyobb mint $1,5 \div 2$; éles vagy lapos szögeket alkotnak a sarkaik; méreteik hirtelen változnak, nem fokozatosan; nincsen sűrítés/finomítás az érzékenyebb részekben stb.). Az új végeelem tesztelése során különleges felosztásokat is tanulmányoztunk, hiszen ilyen esetekben mutatkozik meg a hibrid eljárások sajátos előnye a szokványos végeelem eljárásokkal szemben. Ezekből a már-már furcsa diszkrétizálásokból látható néhány a 8. és 9. ábrán.
- iii.) A bemutatott új végeelemek alkalmazhatósága elég széleskörűnek és megbízhatónak bizonyult, valószínűleg eredményekhez vezetve még kis számú, különféle módon befogott csomópontok esetében is.
- iv.) A hagyományos, elmozdulásokra alapozott szerkezetelemző programokhoz képest, azonos diszkrétizálás esetében ez az új végeelem pontosabb eredményekhez vezet a feszültségek és erők értékét illetően.



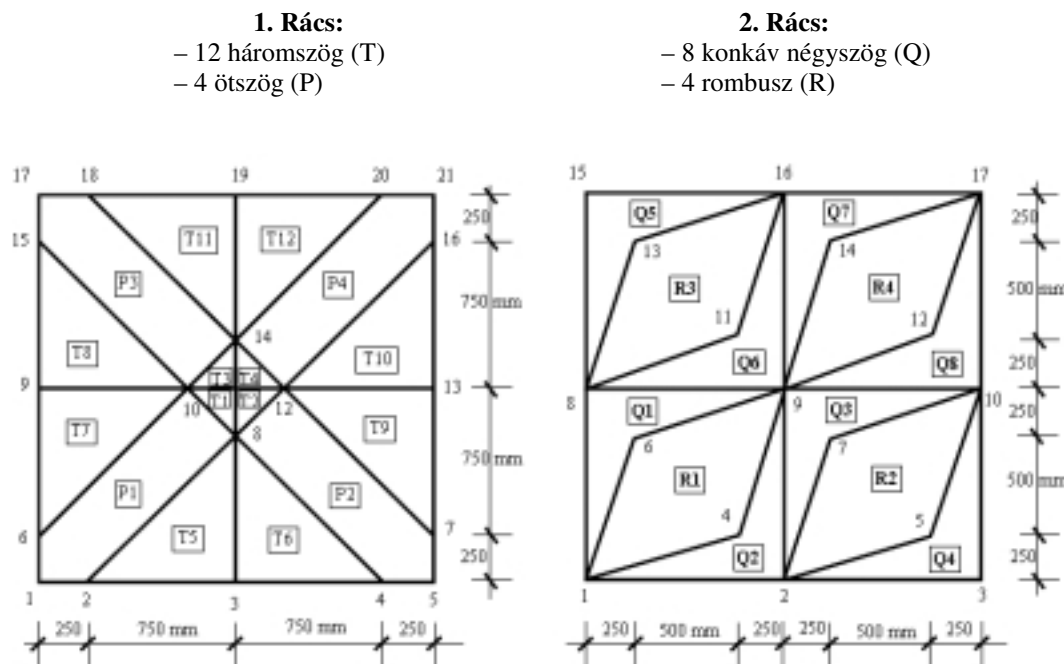
8. ábra

Síklemesz konzolban, szokatlan felosztással (a HYBFLAT elem tesztelése során).



9. ábra
Sík körlemezek szokatlan felosztással (a HYBFLAT elem tesztelése során)

Ami a további kutatásainkat illeti, a bemutatott végelemet és az utána kifejlesztett háromdimenziós elemet más szokatlan rácsozással is tesztelni kívánjuk, hogy a modell stabilitásáról és érzékenységéről teljesebb képet kaphassunk. A 10. és 11. ábrán látható néhány ilyen jellegű rácsozat, a HYBFLAT sík elem további tanulmányozásához (a 3. fejezetben említett első hét példában szereplő acéllemez esetében). Ezeket a felosztásokat Hrabok és Hrudehy tanulmányozta az általuk kialakított HYBSLAB végelemmel [11], [12].



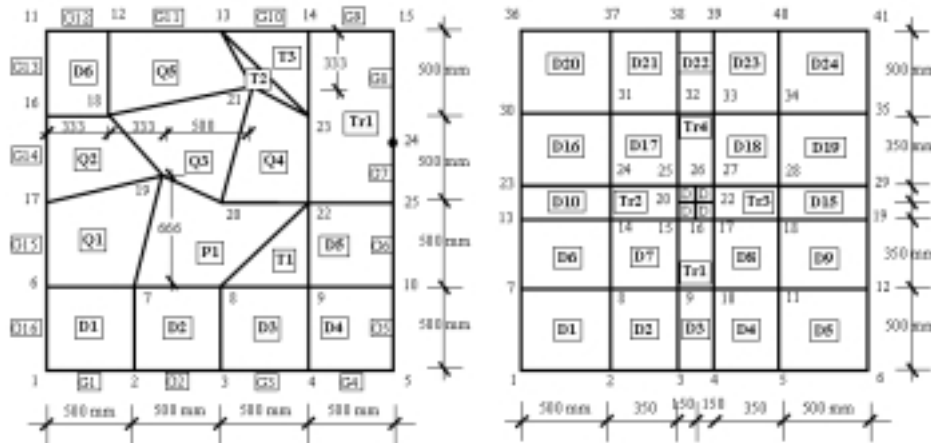
10. ábra
Szokatlan rácsozatok egy négyzet alakú acéllemez esetében

3. Rács:

- 3 háromszög (T)
- 6 rendhagyó négyszög (D)
- 5 négyszög (Q)
- 1 tranzitív négyszög (Tr)
- 1 ötszög (P)
- 16 rúd (G)

4. Rács:

- 24 négyszög (D)
- 4 tranzitív négyszög (Tr)



11. ábra

További szokatlan rácsozatok egy négyzet alakú acéllemez esetében

Befejezésképpen kijelenthetjük, hogy ez az új végelem a hibrid alakváltozás módszerének alkalmazásával megfelelt az elvárásainknak. Ha az új háromdimenziós végelemet is figyelembe vesszük, akkor eddigi tapasztalatunk szerint megfelelő eszköztárat kaptunk mind a sík lemezeknek, mind a térbeli ívelt héjaknak a vastag lemezek elméletére alapozott elemzéséhez. A bemutatott HYBFLAT sík elem alkalmazható egyaránt tervezési és kutatási folyamatokban, ugyanakkor a bemutatott eljárások kiindulásként szolgálhatnak más végelemek vagy szerkezetelemző módszerek kifejlesztéséhez is.

5. Felhasznált szakirodalom

- [1] Washizu, K., Variational Methods in Elasticity and Plasticity; 2nd Edn., Pergamon Press, New York, 1975.
- [2] Pian, T. H. H., Tong, P., Basis of Finite Element Methods for Solid Continua, International Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol. 1, No. 1, 1969 (3.-28. oldal).
- [3] Tong, P., Pian, T. H. H., A Variational Principle and the Convergence of a Finite Element Model Based on Assumed Stress Distributions, International Journal of Solids and Structures, Vol. 5, No. 5, 1969 (463.-472. oldal).
- [4] Bathe, K. J., Finite Element Procedures, Prentice-Hall, New Jersey, 1996 (437.-449. oldal).
- [5] COOK, R. D., Concepts and Applications of Finite Element Analysis, John Wiley, New York, 1974 (191.-220. oldal).
- [6] Zienkiewicz, O. C., The Finite Element Method; Fourth Edn., McGraw-Hill, London, 1989 (103.-183. oldal).
- [7] Chieslar, J. D., Ghali, A., A Hybrid Strain Technique for Finite Element Analysis of Plates and Shells, Computers and Structures, Vol. 24, No.5, 1986 (749.-765. oldal).
- [8] Pian, T. H. H., Derivation of Element Stiffness Matrices by Assumed Stress Distribution, AIAA J. 2, 1964 (1333.-1336. oldal).
- [9] Timoshenko, S. P., Woinowsky-Krieger, S., Theory of Plates and Shells; 2nd Edn., McGraw-Hill, New York, 1968 (5., 6., 9., 11., 15. és 16. fejezet).
- [10] Marțian, I., Teoria elasticității și plasticității pentru constructori, Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca, 1999 (345.-384. oldal).
- [11] Hrabok, M. M., Hrudey, T. M., Stiffened Plate Analysis by the Hybrid Stress Finite Element Method, Structural Engineering Report, No.100, Department of Civil Engineering, University of Alberta, Edmonton-Alberta, 1981.
- [12] Hrabok, M. M., Hrudey, T. M., "HYBSLAB" – A Finite Element Program for Stiffened Plate Analysis (User's Manual), Structural Engineering Report, No.101, Department of Civil Engineering, University of Alberta, Edmonton-Alberta, 1981.
- [13] Turda, D. V., et alii, A New Finite Element Analysis System, Acta Technica Napocensis, section: Civil Engineering – Architecture, No. 45, Technical University of Cluj-Napoca, 2002 (51.-56. oldal).
- [14] Cucu, H. L., et alii, Two New Hybrid Finite Elements for Thick Plates and Shells, Proceedings of the International Conference "Construction 2003", Technical University of Cluj-Napoca, 2003 (103.-112. oldal).

EFFICIENT METHODS FOR BRIDGE STEEL PLATE GIRDERS STRENGTHENING

A gerinclemezes főtartójú acélhidak megerősítésének
hatékony módszerei

*Dr. Petru Moga, Dr. Gábor Köllő,
Ștefan Guțiu, Cătălin Moga*

Technical University of Cluj

Összefoglaló

Az acélhidak fizikai öregedése, főleg a korrózió következtében valamint a szerkezet üzemeltetése során bekövetkezett változások (tengelyterhelés növekedés, sebesség növekedés), sok esetben szükségszerűvé teszik a szerkezet megerősítését.

A szerkezet főtartóinak a teherbíró képessége egyidőben a tartók merevségének a megfelelő szinten tartása hatékonyan megoldható a gerinclemezes tartók övlemezeinek keresztmetszeti megnövelésével, vagy pedig a tartó alsó övlemezeinek kábelek vagy merev feszítőlemez segítségével történő feszítésével.

Ebben a dolgozatban a megerősített főtartó erőjátékát mutatjuk be, a keresztmetszet normál feszültségeinek az eloszlását gyakorlati példával illusztrálva. Minden esetben a megerősítést a tehermentesített (hasznos teher) szerkezeten végeztük el.

Abstract

Two methods of strengthening of the steel plate girders are presented in this paper with the aim of carrying capacity increase: one based on tension flange cross section increase and the other using rigid prestressed or unprestressed tie rods added under the bottom flange.

Keywords: steel plate girders, strengthening, prestressing, carrying capacity increase, rigid tie rods

1. Introduction

Static and dynamic physical wear, accidental wear and traffic conditions changes can determine the necessity of some strengthening works which have to be able to ensure the functionality and a safe future use of the bridge structure.

The carrying capacity increase of the steel plate girders, concomitantly with their rigidity increase can be efficiently materialized through the cross flanges section increase or through the rigid prestressed or unprestressed tie rods laid under the tension flange.

The stresses patterns of the strengthened girder are presented in this paper and a numerical example is given here.

2. Stress patterns and deflection size of the strengthened steel plate girders

2.1. Strengthening by flange cross section increasing

Adding strengthening elements on one or on both girder flanges, the increase of the moment of inertia is obtained and implicitly the stresses and deflections under the live loads will diminish.

The stress patterns of the strengthened steel plate girder through a T shape welded element added on the bottom flange are presented in Fig.1.

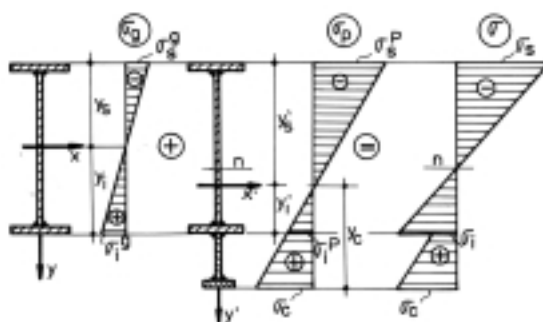


Fig. 1.
Stress patterns of the strengthened girder

The state of stresses is the extreme cross section fibers of the steel girder and in the added element to the bottom flange will be:

$$\sigma_s = \frac{M_g}{I} y_s + \frac{\psi M_p}{I_c} y'_s \quad (1a)$$

$$\sigma_i = \frac{M_g}{I} y_i + \frac{\psi M_p}{I_c} y'_i \quad (1b)$$

$$\sigma_c = \frac{\psi M_p}{I_c} y_c \quad (1c)$$

where:

I_c – moment of inertia of the strengthened section;
 ψ – dynamic coefficient of the live loads.

The favorable effects are also obtained with regard to the elastic girder deflection.
 For a girder with a variable cross section the deflection can be evaluated by the relation:

$$f = \frac{5,5}{48} \frac{M_{\max} L^2}{EI_m} \quad (2)$$

where I_m is the average moment of inertia:

$$I_m = \frac{\sum I_i l_i}{L}$$

The following values of the girder deflection result:

– unstrengthened girder:

$$f = \frac{5,5}{48} \frac{(M_g + M_p) L^2}{EI_m} \quad (3a)$$

- strengthened girder:

$$f = \frac{5,5}{48E} \left(\frac{M_g}{I_m} + \frac{M_p}{I_m^c} \right) L^2 \quad (3b)$$

where I_m^c is the average moment of inertia of the strengthened cross section.

2.2. Girder strengthening using rigid tie rods

Strengthening with tie rods consist in adding of a rigid the rod under tension flange made up by laminated elements: L, U, O or welded sections.

The tie rods can be laid horizontally or polygonal under the bottom flange, Fig.2.

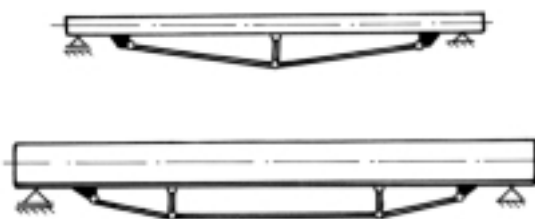


Fig. 2.
Girders strengthened with rigid tie rods

The tie rods can be prestressed or unprestressed, the prestress of the ties increase their efficiency but complicates the strengthening achievement.

Strengthening design with straight tie rods

The stress pattern can be followed in Fig.3 with regard to the strengthening steps.

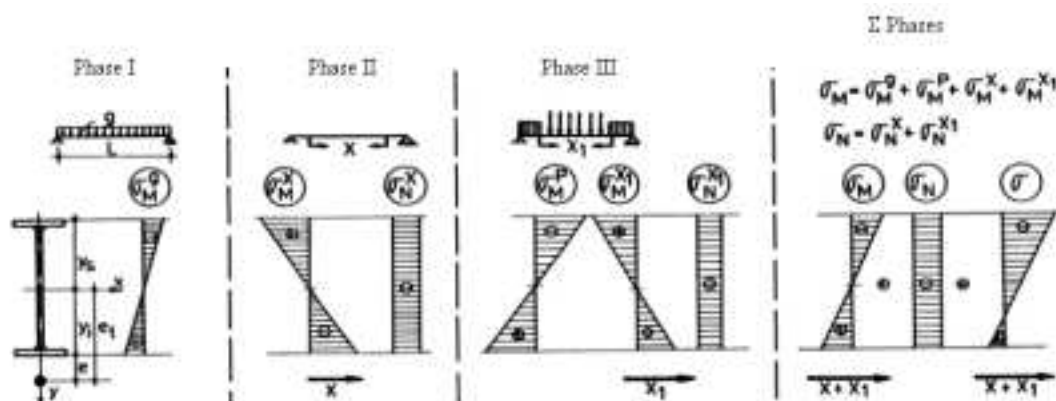


Fig. 3.
State of stresses in the strengthened girder using a rigid tie rod

The state of stresses in girder and in the tie rod taking into account the dynamic effect of the traffic loads will be:

– top flange:

$$\sigma_s = -\frac{X + \psi X_1}{A} - \frac{M_g + [\psi M_p - (X + \psi X_1)e_t]}{I} y_s \quad (4a)$$

– bottom flange:

$$\sigma_i = -\frac{X + \psi X_1}{A} + \frac{M_g + [\psi M_p - (X + \psi X_1)e_t]}{I} y_i \quad (4b)$$

– tie rod:

$$\sigma_t = \frac{X + \psi X_1}{A_t} \quad (4c)$$

Selftension effort evaluation

The effort X_1 can be determined by using the static force method to solve the condition equation of the statically indeterminate system, Fig.4.

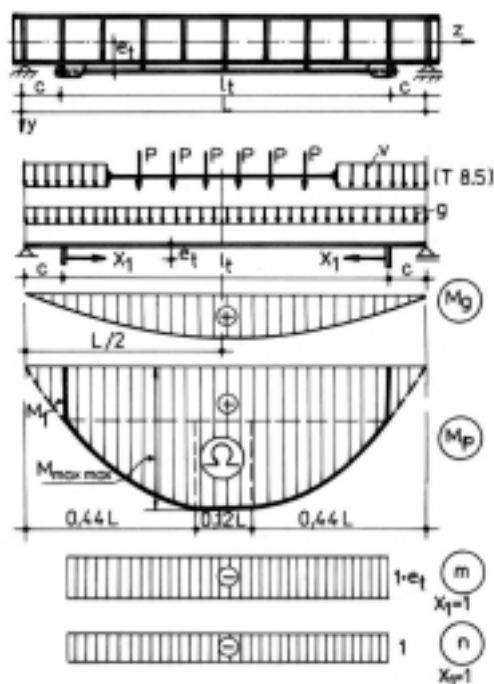


Fig. 4.
Selftension effort evaluation in the tie rod

$$\delta_{11} X_1 + \Delta_{1P} = \Delta_{X_1} \quad (5)$$

where:

$$\delta_{11} = \int_0^{l_t} \frac{m^2}{EI} dx + \int_0^{l_t} \frac{n^2}{E_t A_t} dx = \left(\frac{e_t^2}{EI} + \frac{1}{E_t A_t} \right) l_t$$

$$\Delta_{1P} = \int_0^{l_t} \frac{M_p m}{EI} dx = -\frac{e_t}{EI} \Omega$$

$$\Delta_{X_1} = -\frac{l_t}{EA} X_1$$

It is obtained:

$$X_1 = \frac{\frac{e_t}{EI} \Omega}{\left(\frac{e_t^2}{EI} + \frac{1}{EA} + \frac{1}{E_t A_t} \right) l_t} \quad (6a)$$

where:

- M_p – bending moment diagram given by traffic loads on statically determinate system;
- m, n – bending moment and axial force diagrams given by $X_1=1$ on statically determinate system;
- Ω – bending moment diagram area given by traffic loads on the tie rod length.

If the tie rod is a rigid element than $E_t=E$ and relation (6a) becomes:

$$X_1 = \frac{\frac{e_t}{I} \Omega}{\left(\frac{e_t^2}{I} + \frac{1}{A} + \frac{1}{A_t} \right) l_t} \quad (6b)$$

Tie rod effect on the deflection.

The girder deflection is determined with respect to the maximum bending moment taking into account the tie rod reduction effect:

$$f = \frac{5,5(M_s + M_p)}{48EI_m} L^2 - f_t \quad (7a)$$

where:

$$f_t = \int_0^L \frac{M_t m}{EI_m} dx = \frac{X_t e_t}{8EI_m} (L^2 - 4c^2) \quad (7b)$$

$$X_t = X + X_1.$$

The deflection f_t given by the negative bending moment $M_t = X_t e_t$ (relation 7b) is obtained by using the Mohr-Maxwell method, Fig.5.

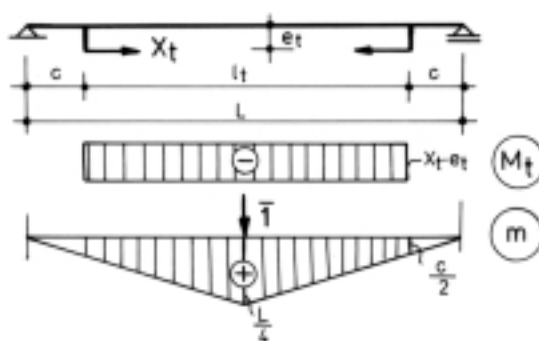


Fig. 5.
Deflection calculation from tie rod effect

3. Numerical example

The state of stresses on the main girders of a steel railway bridge with the span $L=20m$, Fig.6. , is analyzed.

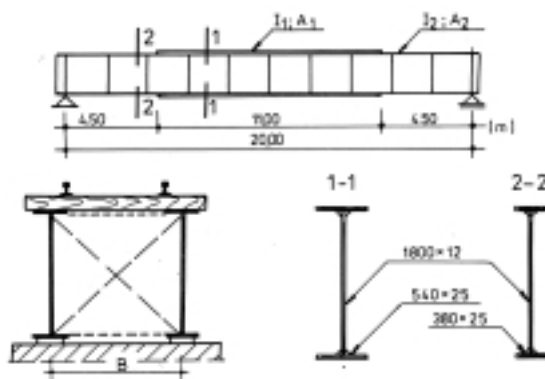


Fig. 6.

3.1. Preliminary design elements

Loads evaluation

– track weight (STAS 1489-78)

$$g_1=800 \text{ daN/m}$$

– structure dead weight (STAS 1489-78)

For a trough plate-girder bridge with a span $L < 30$ m, for load train T 8,5:

$$g_2=44L+650=1530 \text{ daN/m}$$

The structure weight is affected by a correction factor $k_8=0,75$ for 30welded structures and so it results:

$$g = g_1 + k_8 g_2 = 1948 \text{ daN/m}$$

The total dead load is considered: $g=1950 \text{ daN/m}=19,50 \text{ kN/m}$

The maximum bending moment given by dead loads is:

$$M_g = \frac{gL^2}{8} = \frac{19,5 \times 20^2}{8} = 975 \text{ kNm}$$

The maximum bending moment given by load train T 8,5 can be evaluated by the relation:

$$M_{\text{maxmax}} = (10,65L^2 + 106,8L - 320) = 6076 \text{ kNm}$$

The train loads have to be multiplied by the dynamic coefficient ψ , which for welded track is:

$$\psi = 1,10 + \frac{17}{35 + L} = 1,41$$

The maximum bending moment will be:

$$M_{\text{tot}} = M_g + \psi M_{\text{maxmax}} = 9542 \text{ kNm}$$

and for one girder is:

$$M = \frac{M_{\text{tot}}}{2} = 4771 \text{ kNm}$$

The girder resistance characteristics are given in Table 1.

Section	Moment of inertia I [cm ⁴]	Modul of resistance W [cm ³]	Cross section area [cm ²]	Average moment of inertia I_m [cm ⁴]	Average cross section area A_m [cm ²]
mid-span (1-1)	2 831 490	30 611	486	2 531 718	450
end-span (2-2)	2 165 330	23 409	406		

Resistance capacity checking:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M}{W} = \frac{4771 \times 10^4}{30611} = 1556 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_a \quad \sigma_a = 1600 \text{ daN/cm}^2$$

Rigidity (deflection) checking:

$$M_f = \frac{1}{2}(M_g + M_{\max\max}) = 3225,5 \text{ kNm}$$

$$f = \frac{5,5}{48} \frac{M_f L^2}{EI_m} = 2,72 \text{ cm} < f_a = \frac{L}{500} = 4 \text{ cm}$$

3.2. Main girder strengthening by increasing the cross section of the tension flange

For a trough plate-girder bridge the strengthening solution adopted consist in a \perp shape welded member under the bottom flange, Fig.7. and the strengthened section characteristics are presented in Fig.8.

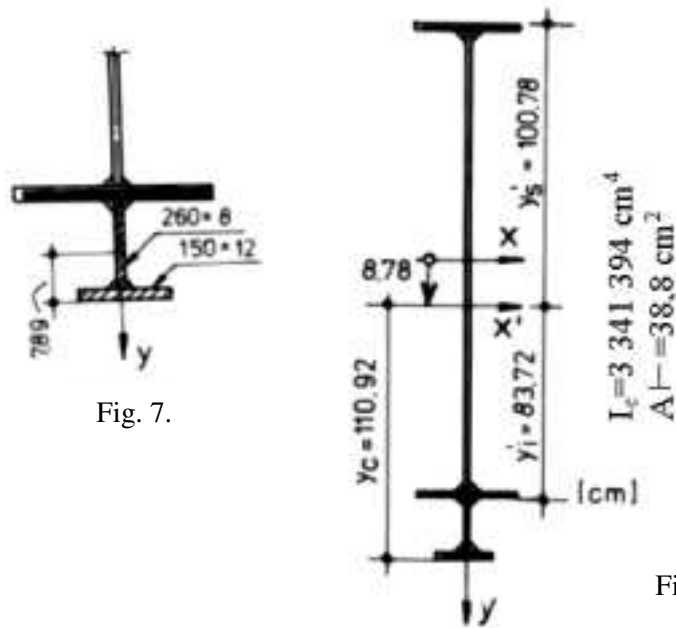


Fig. 7.

Fig. 8.

The bending stresses will be:

– top flange:

$$\sigma_s = \frac{M_g}{W} + \frac{\psi M_p}{I_c} y'_s = 1451 \text{ daN/cm}^2$$

– bottom flange:

$$\sigma_i = \frac{M_g}{W} + \frac{\psi M_p}{I_c} y_i = 1232 \text{ daN/cm}^2$$

– strengthening element:

$$\sigma_c = \frac{\psi M_p}{I_c} y_c = 1422 \text{ daN/cm}^2$$

The strengthened girder deflection is:

$$f \cong \frac{5,5}{48E} \left(\frac{M_g}{I_m} + \frac{M_p}{I_c} \right) L^2 = 2,40 \text{ cm}$$

3.3. Main girders strengthening using a simple rigid tie rod

The state of stresses in the main bridge girders is analyzed, by using as a strengthening method a tie rod made up by 2L 100x100x10 at 250 mm distance from the bottom flange, with a length of 17 m, Fig. 9.

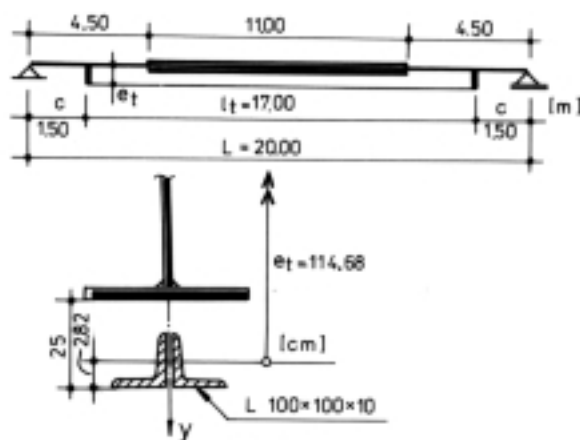


Fig. 9.

The tie rod excentricity is:

$$e_t = 92,5 + 25 - 2,82 = 114,68 \text{ cm}$$

The diagrams for the tie rod selftensioning effort are presented in Fig.10, where:

$$M_x = \frac{M_{\max\max}}{0,1936} \left(0,88 \frac{x}{L} - \frac{x^2}{L^2} \right) \text{ and } M_1 = M_x(x = 1,5) = 977 \text{ kNm}$$

It is obtained (Fig.10):

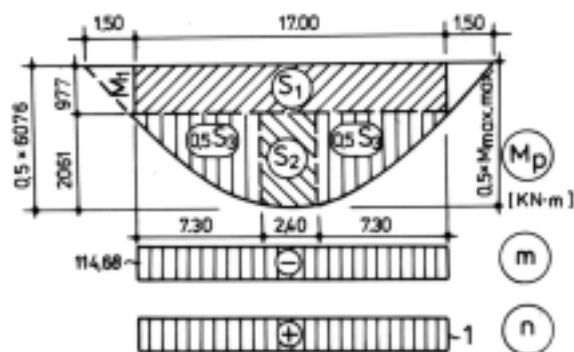


Fig.10.

$$\Omega = S_1 + S_2 + S_3 = 41973 \text{ kNcm}^2$$

where:

$$S_1 = M_1 l_t = 16609$$

$$S_2 = (M_{\max\max} - M_1) \times 0,12L = 5017$$

$$S_3 = \frac{2}{3}(M_{\max} - M_1)(0,88L - 2c) = 20347$$

The selftension effort in the tie rod is:

$$X_1 = 330,2 \text{ kN} \quad (\text{rel. 6b}).$$

The stresses will be:

– in girder (rel. 4a, 4b):

$$\sigma_s = -1245 \text{ daN/cm}^2$$

$$\sigma_i = 1054 \text{ daN/cm}^2$$

– in tie rod:

$$\sigma_i = 1212 \text{ daN/cm}^2$$

The tie rod effect on the girder deflection is:

$$f_i = 0,348 \text{ cm} \quad (\text{rel. 7b})$$

$$f_{tot} = f - f_i = 2,43 \text{ cm}$$

4. Conclusions and observations

The state of stresses and deflection of the initial girder and of the strengthened girder by using the two analyzed methods are presented in Table 2.

Case	σ_s (reduction [%])	σ_i (reduction [%])	f (reduction [%])
Initial girder	1556	1556	2,78
Strengthened girder by bottom flange increase	1451 (93 %)	1232 (79 %)	2,40 (86 %)
Strengthened girder using a simple rigid tie rod	1245 (80 %)	1054 (68 %)	2,43 (87 %)

From the numerical analysis performed here above the following conclusions can be mentioned:

- the strengthening of the steel girders using a rigid tie rod is more efficient in comparison with flange cross section increase at the same material consumption, because the material can be distributed more conveniently;
- the consolidation with rigid tie rod involves a reduced handwork because it is fixed only at the end-span and in some intermediate points, in comparison with a continuous welded element.

5. References

- [1] Bancila, R.: Aspecte actuale din domeniul podurilor metalice. Ed. Mirton, Timisoara, 1998.
- [2] Mateescu, D., Juncan, N., Precupanu, D., Florescu, D.: Constructii metalice pretensionate. Ed. Academiei, Bucuresti, 1989.
- [3] Moga, P., Litan, M.: Siguranta structurilor metalice sudate. Ed. U.T. Pres, Cluj-Napoca, 1996.
- [4] Moga, P., Pacurar, V., Litan, M.: Protectia si reabilitarea structurilor metalice. U.T. Cluj-Napoca, 1997.

Kerámia fémhalogén lámpa zománc beforrasztása után keletkező hőfeszültségek végeselemes vizsgálata

Koltai Zoltán¹, Dr. Váradi Károly²

¹GE Consumer Products, Budapest,

²Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Gépszerkezettani Intézet

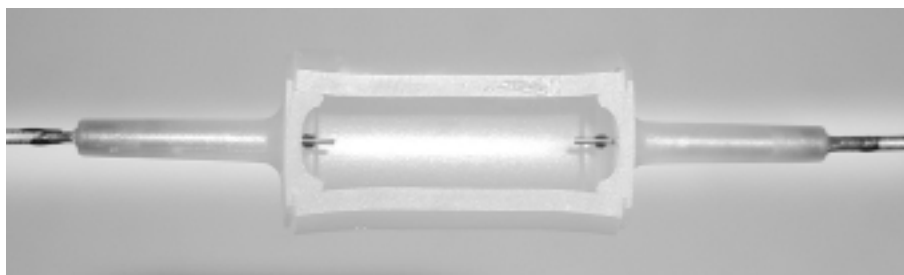
Abstract

The high intensity discharge lamps are advanced, highly efficient light sources where the light is produced by electric discharge at higher than atmospheric pressure. One type of the high intensity discharge lamps is the Ceramic Metal Halide (CMH) lamp. The CMH lamp is a newly developed lightsource with increasing market demand – primarily because of its excellent spectral attributes. The arc-tube is made of translucent polycrystalline alumina. The electric power is introduced into the arc-tube by two high melting temperature metal electrodes fastened into the leg of the arc-tube by seal glass. Occasionally during lamp manufacturing after the high temperature sealing process crack appear over the sealing area. The aim of this analysis is to calculate the residual thermal stress conditions in that critical area.

Keywords: finite element analysis, thermal stress, ceramic metal halide, CMH.

Bevezetés

A nagynyomású kisülő lámpák korszerű, igen magas fényhasznosítású fényforrások, amelyekben a fény keletkezése villamos kisülés formájában jön létre, miközben a kisülő térben lévő nyomás jellemzően lényegesen magasabb a légköri nyomásnál (1. ábra).



1. ábra

A kerámia fémhalogén lámpa égőttestje a beforrasztott elektródákkal

A nagynyomású kisülő lámpák egyik típusa az ún. kerámia fémhalogén lámpa (Ceramic Metal Halide, CMH). A CMH lámpák néhány éves múltta visszatekintő, új fejlesztésű termékek, amelyek iránt – elsősorban a kibocsátott fény előnyös spektrális tulajdonságai miatt – rohamosan nő a piaci érdeklődés. A fejlesztés legújabb iránya a nátriumlámpát helyettesítő nagy wattértékű CMH lámpa. Ezek jellegzetessége, hogy az ívkamra (égőttest) anyaga magas olvadáspontú fénoxid kerámia, az ívkisülésben résztvevő adalékanyagok pedig különböző fémhalogenidek és elemi higany. Az elektromos áram fém elektródákon át jut be az égőttestbe. Az elektródákat zománcüveg rögzíti a kerámia kisülő-csőhöz, egyben hermetikus lezárást biztosítva az égőttest számára. A zománcüveg beforrasztása magas hőmérsékleten megy végbe. Lehűlés során előfordul, hogy repedések figyelhetők meg a beforrasztási zónában (2. ábra).

Ennek az elemzésnek a célja, hogy meghatározza a maradó feszültségi állapotot az égőttest lehűlése utáni állapotában, annak érdekében, hogy feltárjuk az esetenkénti repedések kialakulásának mechanizmusát és javaslatot tegyünk azok megelőzésére. A számításokhoz COSMOS/M végeselem modellező szoftvert [1] használtunk.

Feltevések, egyszerűsítések

Az égőtestet tengelyszimmetrikus rendszerként kezeltük. Kiindulásként az egész modellt négy csomópontos területekből építettük fel, még az elektróda spirált is. Ez az egyszerűsítés megkönnyítette a nagy területek hálózását és lehetővé tette a különböző alternatívák kidolgozásakor a geometria rugalmas módosítását.

A kritikus területek azonban további részletezést igényelnek, pontosabb geometriai felépítéssel és ehhez finomabb hálószerkezettel. A részletesebb modell mikro-modell, a nagyobb léptékű makro-modell (3. ábra). Mivel az elemzés célja, hogy felderítse, mi a hatása az egyes tényezőknek a feszültségi állapotra, különböző geometriájú modelleket építettünk fel. A tényezők a következők voltak:

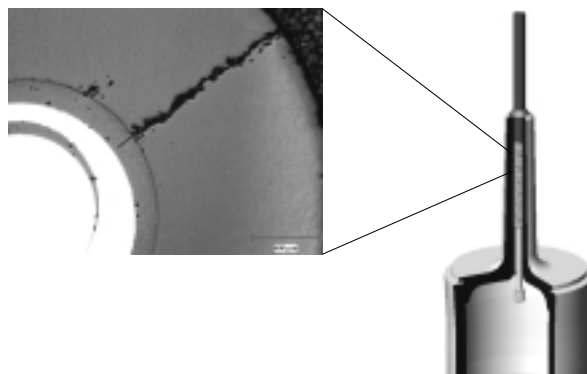
- A zománcréteg vastagsága,
- A zománc beforrasztás hossza,
- Az elektróda spirál menetemelkedése.

A tengelyszimmetrikus geometria lehetővé tette síkbeli elemek használatát, ez jelentősen csökkentette az elemek számát, így javította a modell kezelhetőségét.

A General Electric Központi Kutatóintézetének méréseit [2] vettük alapul az anyagjellemzőkre vonatkozóan. A lineáris hőtágulási együtthatóra vonatkozóan hőmérsékletfüggő anyagjellemzők is rendelkezésre álltak. A mért jellemzők közül a következők szerepelnek a modellben:

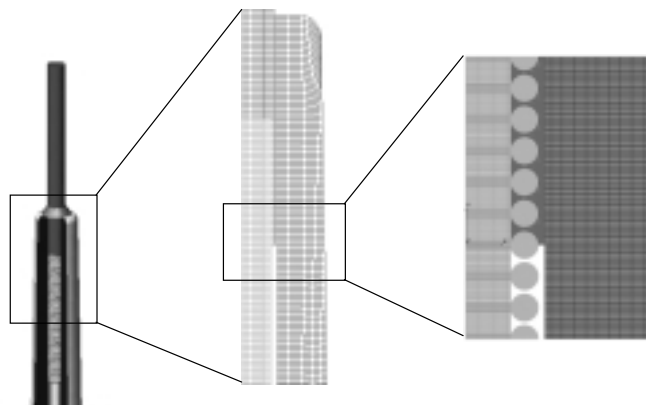
- Lineáris hőtágulási együttható,
- Rugalmassági modulusz
- Poisson-tényező

A modell csak rugalmas alakváltozást feltételez. A lehülés kezdetét feszültségmentes állapotnak tekinti. A makro-modell esetében az egyetlen terhelés a lehülést modellező hőmérsékletkülönbség, illetve az elhagyott égőtestrészeket helyettesítő 0 elmozdulás az alsó kerámia csomópontokon. A mikro-modell esetében a hőterhelésen túl elmozdulás illesztési technikával átvittem a makro-modell elmozdulás eredményeit is a peremen elhelyezkedő csomópontokra. Ehhez interpolálnom kellett az eredményeket a két modell közötti csomópont-sűrűség különbsége miatt.



2. ábra

A beforrasztási zónában repedések keletkezhetnek a lehülés során



3. ábra

A makro-modell finomítására szolgáló kisebb léptékű mikro-modell

Eredmények, következtetések

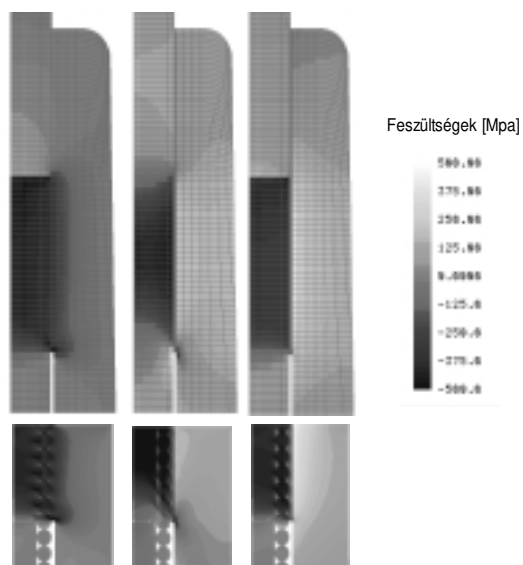
A kerámia, mint ahogyan a zománcüveg is, érzékeny a húzófeszültségre, míg nyomásra nagyobb feszültséget képes elviselni. A vizsgálat szempontjából tehát elsősorban a húzófeszültség az érdekes.

Az égőtestet felépítő anyagok lehűtése során mindegyik a rá jellemző hőtágulási együtthatónak megfelelően húzódik össze. Ezek eltérése okozza a hőfeszültségeket. Az elektróda molibdén része (a spirál) kisebb hőtágulási együtthatóval rendelkezik, mint a kerámia. Ezzel indokolható, hogy a kerámia igyekszik gyorsabban összehúzódni a lehülés során, mint a molibdén, nyomó igénybevételt hozva létre a molibdén spirálban, amely kölcsönhatásként húzó feszültséget okoz a kerámiában. Ez igaz tengely irányban (σ_y) és érintőleges irányban is (σ_z) (4. ábra). Radiális irányban csak nyomó feszültség keletkezik, amely a külső átmérő felé közeledve nullára csökken. A zománcüveg rugalmassági modulusza jelentősen kisebb, mint a kerámiáé vagy a molibdéné. Ennek következménye, hogy a zománcüveg feszültségcsökkentő réteggént működik.

A különböző geometriával készült modellek összehasonlítása alapján a vastagabb zománcreteg kedvezőbb a feszültségi állapot szempontjából, míg a beforrasztási hossz és a spirál menetemelkedése nincs jelentős hatással a feszültségi és alakváltozási állapotra.

Összefoglalva a vizsgálat eredményét

- A makro- és mikro-modell összhangban van a számított feszültségi eredmények szempontjából, az egyszerűbb makro modell tehát alkalmazható további számításokhoz. Ugyanakkor a molibdén spirál kis környezetének feszültségi elemzésére csak a mikro-modell alkalmas.
- A modell alapján a rendszer nem érzékeny a beforrasztási hossz és a spirál menetemelkedés paramétereire.
- A leghatásosabb módszer a feszültségek csökkentésére a zománcreteg vastagságának növelése.



4. ábra
A lehűlés hatására ébredő
radiális (σ_x), axiális (σ_y) és gyűrűfeszültségek (σ_z)

Irodalom

- [1] Documentation of COSMOS/M 2.7 FiniteElement Analysis System, Structural Research & Analysis Corp. (SRAC), 2001
- [2] Research Report, Ceramics Laboratory, GE – Corporate Research & Development, Niskayuna, NY, USA, 1999.
- [3] Crystalline Phases in CMH Seals, Miklos Gyor, General Electric, Budapest, 1999.
- [4] Seal Characterization by SEM/Image Analysis, Miklos Gyor and Julia Meszaros, General Electric, Budapest, 1999.

Hulladéktárolók optimális tervezése és elhelyezése Hargita megye területén

Szász Imre¹, Dr. Szász Csaba²

¹Geplas K.F.T, Csíkszereda

²Kolozsvári Műszaki Egyetem

Abstract

The paper deals with the problems of collection and ecological deposition of the household waste generated in Hargita county. This study is based on the existing reports and statistics about the quantities and composition of the household waste generated in the county, and in the different cities of the county. The paper presents a proposal regarding the optimal placement of the new waste deposits. The basic aspects and considerations taking into account in the optimal placement of the waste deposits are discussed, and some of the adequate international standards in this field are presented.

A dolgozat a Hargita megye területén keletkező háztartási hulladékok ökológiai feltételek szerinti begyűjtésének és tárolásának lehetőségeit mutatja be. Az elvégzett tanulmány alapjául a már létező pontos felmérések szolgáltak, a keletkezett évi háztartási hulladékok megyeszintű mennyiségéről, illetve ezeknek az összetételéről és szerkezetéről, mind megyeszinten mind a különböző helységekből. A dolgozat bemutat egy javaslatot a regionális háztartási hulladéktárolók lehetséges elhelyezésére, úgy, hogy ezek átfogják a megye összterületét. Kiemeltük azokat a legfontosabb kritériumokat amelyeket figyelembe kell venni a regionális háztartási hulladéktárolók helyének a kiválasztásakor, ugyanakkor ismertetünk egy nemzetközi szabványok szerint történő optimalizálási módszer is.

1. Bevezetés

A háztartási hulladékok begyűjtése, tárolása és feldolgozása napjainkban egy rendkívül aktuális probléma. Világviszonylatban ismert tény, hogy a népesség növekedésével és az életszínvonal emelkedésével együtt, a keletkezett háztartási hulladékok térfogatmennyisége is arányosan megnőtt. A felhalmozódott különböző összetételű hulladékok a környezet nagymértékű veszélyeztetettségét is előidézték [1].

A háztartási hulladékokban jelenlevő szerves és szervetlen anyagok változatossága lehetővé teszi, hogy a mikroorganizmusok által előidézett aerob és anaerob lebomlási folyamatok igen gyorsak és nehezen követhetőek legyenek. Egy késedelmes és nem higiénikus gyűjtés esetén ezek a hulladékok a levegő és víz nagymértékű szennyeződését idézik elő. Ugyanakkor olyan problémák jelentkeznek mint a közegészségre káros kórokozó mikroorganizmusoknak és rágcsálóknak az elszaporodása, a különböző betegségek és fertőző góccok megjelenése [2]. Ebben az összefüggésben maximális figyelem szükséges a háztartási hulladékok gyűjtésének, szétválasztásának és tárolásának a módozatára. Ez a dolgozat a Hargita megye területén keletkezett háztartási hulladékok ökológiai feltételek szerinti begyűjtésével és tárolásával kapcsolatos problémákat tárgyalja, és a megye területén összegyűlt háztartási hulladékok regionális tárolóinak optimális elhelyezési tervét mutatja be.

2. A háztartási hulladékok mennyiségének meghatározása

A hulladéktárolók megtervezése és a megye területén való optimális elhelyezése előtt szükséges elvégezni egy minél alaposabb felmérést a begyűjtendő háztartási hulladékok minőségéről, illetve ezek típusonkénti mennyiségváltozásáról.

Az évi háztartási hulladékok mennyiségét elsősorban a súlyuk szerint kell megállapítani [m^3 , t], (a háztartási hulladékok évi össz mennyisége M_e , t/év). A hulladékmennyiség meghatározásának a legmegfelelőbb eljárása a hulladékszállító járművek kiürítése előtti autómérlegben való lemérése. A hulladékmennyiség térfogat szerinti meghatározása (például a járművek raktározási térfogata és a járatok száma szerint) nem pontos, a rakománykülönbségük és a hulladékok változó tömörítési feltételük miatt. Ebből kifolyólag, a térfogat szerinti meghatározott hulladékmennyiséget nem minden esetben ajánlott statisztikai, vagy pedig tervezési célokra felhasználni. A háztartási hulladékok egy főre eső évi átlagmennyisége (kg/lakos/év) jó információt ad a hulladékmennyiségekre vonatkozólag, valamint hitelesen bizonyítja a különböző városok és régiók közötti kü-

lönbségeket. Statisztikai célokból és a tervezési adatbázisok elkészítése szempontjából, még meg kell határozni az évi (m_e), és a napi (m_n) egy főre eső átlagmennyiséget:

$$m_e = 1000 M_e/L \text{ [kg/lakos/év]} \quad (1)$$

$$m_n = 1000 m_n/365 \text{ [g/lakos/nap]} , \quad (2)$$

ahol M_e a háztartási hulladékok évi átlagmennyiségét, L pedig a szervezett begyűjtési és elszállítási zónára eső lakosok számát jelenti.

A heti fajlagos mennyiséget (m_h) az alábbi összefüggéssel határozhatjuk meg:

$$m_h = 1000 m_e / 52 \text{ [kg/lakos/hét]} . \quad (3)$$

Az egyes járművek és szállítási berendezések befogadóképességének a megállapítása céljából szükséges meghatározni a napi fajlagos értéket is, feltételezve, hogy egy év 260 munkanapból áll:

$$m'_n = m_e/260 \text{ [kg/lakos/nap]} . \quad (4)$$

A periodikus változások jellemzése érdekében ajánlatos, hogy a havi rendszeres mérések során meghatározott adatokat évi átlagszázalékban fejezzük ki, számadatok vagy grafikonok formájában, a számítógép segítségével.

3. A háztartási hulladékok begyűjtése Hargita megye területén

A Hargita Megyei Tanács kimutatásai alapján, a lakosságtól begyűjtött háztartási hulladékok évi átlagmennyisége $0,75 \text{ m}^3/\text{lakos}$, amely a $0,25 \text{ t/m}^3$ fajsúly értékkel számítva $0,30 \text{ kg/lakos/nap}$ mennyiséget jelent.

Az 1-es számú táblázatban Hargita megye városaiban begyűjtött évi háztartási hulladékok mennyisége és ezeknek a jelenlegi elraktározási módozata jelenik meg. Az új elképzelés szerint az összes adat és a lerakatokban bevételezett hulladékmennyiségek számítógépen lesznek nyilvántartva. Az adatokat számítógép- hálózaton keresztül közlik a polgármesteri hivatalokkal, ahol ezeket bejegyzik, feldolgozzák, és továbbkövetik.

1. Táblázat

Hargita megye főbb városaiban keletkező háztartási hulladékmennyiségek.

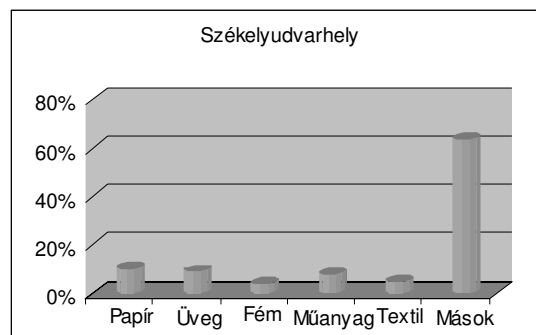
Helység	A háztartási hulladékok össz mennyisége [$\text{m}^3/\text{év}$]	A lakosságtól begyűjtött mennyiség [$\text{m}^3/\text{év}$]	A keresked. egységektől begyűjtött mennyiség [$\text{m}^3/\text{év}$]	A kiszolgált lakosok száma	A begyűjtő helyek száma	Elraktározási módozat
Csikszereda	40569	22746	17823	43000	132	Szeméttároló
Székelyudvarhely	40916	28282	12634	39000	124	Szeméttelep
Gyergyószentmiklós	15717	10302	5415	19000	24	Szeméttelep
Maroshévíz	5220	4440	780	10000	21	Szeméttelep
Tusnád	1129	572	557	2000	26	Szeméttelep

2. Táblázat

Hargita megye főbb városaiban begyűjtött háztartási hulladékok típusonkénti százalékmennyisége

Helység	Papír [%]	Üveg [%]	Fém [%]	Műanyag [%]	Textil [%]	Mások [%]
Csikszereda	7	2	3	4	4	80
Székelyudvarhely	10	9	4	8	5	64
Gyergyószentmiklós	30	15	3	20	15	17
Maroshévíz	25	5	5	20	15	30
Tusnád	15	7	1	15	4	58

A 2-es táblázat bemutatja a begyűjtött különböző háztartási hulladékok százalékbeli arányát. A táblázatban feltüntetett adatok alapján észrevehető, hogy a „mások” kategóriájú oszlopban feltüntetett százalékok a legtöbb helységben igen nagyok. Ez azt jelenti, hogy a hulladékok nagy részét nem szétválogatva gyűjtik, és nem ellenőrzött tárolókba kerülnek. Ebben az esetben nem csak egy jelentős mennyiségű nyersanyagvesztés keletkezik, hanem felerősödik a mezőgazdasági területek és a vizek szennyezettségi foka is, általában a környezet veszélyeztetettsége. Az 1-es ábra külön szemlélteti a különböző háztartási hulladékok százalékbeli összetételét Székelyudvarhely város esetében.



1. ábra
A háztartási hulladékok típusonkénti mennyiségváltozása

Az előbbieken bemutatottak alapján felvetődik egy olyan korszerű rendszer bevezetésének a szükségessége, amely a háztartási hulladékok begyűjtésével és kiválasztásával kapcsolatos problémákat megoldaná. Ugyanakkor felvetődik a regionális lerakatok megtervezésének és elhelyezésének a szükség-szerűsége is, biztosítva a begyűjtött hulladékmennyiségek ökológiai feltételek szerinti tárolását.

4. Regionális hulladéktárolók elhelyezésének terve Hargita megyében

A 2-es ábrán, a sötét színnel kijelölt helyek a regionális háztartási hulladéktárolók lehetséges elhelyezését ábrázolják oly módon, hogy ezek átfogják a megye összterületét. A tervezett háztartási hulladéktárolók elhelyezésének területén és környékén nagyon alapos hidrogeológiai és geotechnikai tanulmányokat kell elvégezni.

Ezeknek a tanulmányoknak elsősorban az a célja, hogy megelőzzük a föld alatti talajvizek szennyezését. Geotechnikai fúrások és szűrőpróbák alapján felméréseket kell elvégezni, amelyeknek az eredménye alapján megszerkesztik a szintetikus geotechnikai és hidrogeológiai metszeteket a talaj rétegződéséről.

A hulladéktárolók a városokon kívül, a lakótelepektől messze, könnyen járható utak mellett és a mezőgazdaság számára nem hasznosítható területeken vannak elhelyezve.



2. ábra
A regionális hulladéktárolók elhelyezésének terve Hargita megye területén

5. A regionális hulladéktárolók optimális elhelyezése

A 2-es ábrán feltüntetett helyek kiválasztásakor a következő általános kritériumokat vettünk figyelembe:

- a potenciális ügyfelek és az általuk termelt hulladéktípusok;
- a létesítmény működési élettartamának meghatározása (minimum 40 év);
- a kívánt maximális szállítási távolságok felmérése;
- a hulladékok keletkezésének helyétől való távolság (maximum 100 km)
- a talaj és felszíni vízforrásoktól való távolság.

Az előbbi felsorolt kritériumok alapvetők a hulladéktárolók elhelyezésének kiválasztásában, de van lehetőség ezeknek a kritériumoknak az optimalizálására is.

Ennek érdekében, a nemzetközi szabványoknak megfelelően, felállítanak egy létesítmény-elbírálási mátrixot, úgy ahogyan a 3-as táblázat is bemutatja. Ebben a mátrixban a javasolt létesítmények pontozást kapnak (jelen esetben 1-től 5-ig), a kiválasztási kritériumok függvényében.

A legtöbb pontszámot elért létesítmény fogja képezni az optimális megoldást.

3. Táblázat

Létesítmény-elbírálási mátrix a háztartási hulladéktárolók optimális kiválasztására

Létesítmény	1	2	3	4
Felület (ha)	17,5	13,5		
Szabályzó szempontok				
Elárasztási potenciál	1	2	1	1
Biológiai tartalékok	3	1	2	4
A föld alatti talajvízréteg mélysége	1	2	1	3
A lejtés stabilitása	4	1	3	4
A vízforrásokhoz való távolság	1	1	1	3
A talaj áteresztőképessége	4	1	2	3
A repülőterekhez való közelség	4	4	5	1
Szabályzók összege :	18	12	15	19
Nem-szabályzó szempontok				
A létesítmény láthatósága	1	1	1	4
Hosszútávú befogadóképesség	1	5	3	1
Szállítási költségek	2	2	2	1
A létesítményhez való eljutás	4	4	2	5
Mezőgazdasági talajok	3	2	2	4
Nem-szabályzók összege :	11	14	10	15
Különleges megjegyzések				
Összeg	29	28	25	35

Szakirodalom

- [1] Man C., Ivan I. – Strategii în managementul deseurilor si reziduriilor. Ed. Mesagerul, 2001.
 [2] Mănescu S. – Igienei mediului. Ed. Medicală, Bucuresti, 1981.