

Az Erdélyi Múzeum-Egyesület
Műszaki Tudományok Szakosztálya

Transylvanian Museum Society
Department of Engineering Sciences

XIV. MŰSZAKI TUDOMÁNYOS ÜLÉSSZAK

THE XIV.-th INTERNATIONAL CONFERENCE OF TECHNICAL SCIENCES



Kolozsvár / Cluj
2013

XIV. MŰSZAKI TUDOMÁNYOS ÜLÉSSZAK
THE XIV.TH INTERNATIONAL CONFERENCE OF TECHNICAL SCIENCES

Copyright © a szerzők / the authors, Erdélyi Múzeum-Egyesület 2013

Minden jog, a kiadvány kivonatos utánnyomására, kivonatos vagy teljes fotomechanikai másolására (fotokópia, mikrokópia) és fordítására fenntartva.

All rights reserved. No part of this publication may be reproduced, or transmitted, in any means, electronic, mechanical, photocopying, recording, or otherwise, without the prior written permission of the publisher.

ELEKTRONIKUS KIADVÁNY / E-BOOK
Kolozsvár / Cluj, Romania
2013. november 23.

ISBN: 978-606-8178-80-6 (e-book)

Kiadó / Publisher: Erdélyi Múzeum-Egyesület
Szerkesztő / Editor: Bitay Enikő, Máté Márton
Műszaki szerkesztő / DTP: Szilágyi Júlia
Borítóterv / Cover: Csáki Dénes, Szilágyi Júlia

online elérhető / online available at:
<http://eda.eme.ro/handle/10598/28084>



Erdélyi Múzeum-Egyesület
Transylvanian Museum Society

Műszaki Tudományok Szakosztálya
Department of Engineering Sciences



XIV. MŰSZAKI TUDOMÁNYOS ÜLÉSSZAK

THE XIV.-TH INTERNATIONAL CONFERENCE OF TECHNICAL SCIENCES

e-Book

KOLOZSVÁR / CLUJ
2013. november 23.

SZERVEZŐ / ORGANIZED BY:

Az Erdélyi Múzeum-Egyesület Műszaki Tudományok Szakosztálya
Transylvanian Museum Society - Department of Engineering Sciences

TÁRSSZERVEZŐ / CO-ORGANIZER:

Sapientia – EMTE, Műszaki és Humántudományok Kar, Marosvásárhely
Sapientia – Hungarian University of Transylvania, Faculty of Technical
and Human Science

PROGRAMBIZOTTSÁG / ORGANIZATION BOARD

Gyenge Csaba, Talpas János

TUDOMÁNYOS BIZOTTSÁG / SCIENTIFIC ADVISORY BOARD

Bitay Enikő (Kolozsvár/Marosvásárhely)
Csibi Vencel (Kolozsvár)
Dávid László (Marosvásárhely)
Gobesz Ferdinánd-Zsongor (Kolozsvár)
Gyenge Csaba (Kolozsvár)
Hollanda Dénes (Marosvásárhely)
Imecs Mária (Kolozsvár)
Kerekes László (Kolozsvár)
Márton László (Gyergyószentmiklós)
Máté Márton (Marosvásárhely)

TARTALOMJEGYZÉK

ELŐSZÓ	9
András József, Kovács József <i>A mechatronika alkalmazása a bányagépek tervezésében</i>	13
Bitay Enikő, Márton László, Nagy Tibor Sándor, Talpas János <i>Kide templomai, toronyórája és harangjai</i>	17
Dobránszky János, Bitay Enikő, Major László, Nagy Péter <i>Értágítóbetétek lézersugaras hegesztése</i>	29
Dudás László <i>Energetikai gépek nemszabályos csavarfelületeinek köszörülése</i>	39
Gobesz Ferdinánd-Zsongor, Kegyes Csaba <i>Földrengési szabványok fejlődése és alkalmazása Erdélyben</i>	47
Gyenge Csaba <i>A zöld energiák előállításának technikai aspektusai</i>	59
Imecs Mária <i>Kettős mezőorientációs szabályozási struktúra mechanikai érzékelő nélküli kalickás indukciós motoros hajtás részére</i>	69
Kakucs András, Papp István, Tolvaly-Roşca Ferenc, Forgó Zoltán <i>Bolygó dugattyús pneumatikus motor</i>	81
Kovács-Coskun Tünde, Pinke Péter, Bitay Enikő <i>A szemcseméret és a mechanikai tulajdonságok kapcsolatának vizsgálata hegesztett varratoknál</i>	93
Máté Márton, Hollanda Dénes <i>Arkhimédész-féle spirális vezérvonalú fogakkal rendelkező hengeres fogaskerekek foglábfelületének modellezése</i>	99
Papp István, Tolvaly-Roşca Ferenc <i>Új módszer a karos mechanizmusok dinamikus kiegyensúlyozására</i>	109

Sándor Gábor, Szabó György	
<i>Az antropogén eredetű anyagok vizsgálata Debrecen talajaiban</i>	<i>121</i>
Simon Pál	
<i>Ütemezési feladatokra alkalmazott genetikus algoritmus keresztező operátorainak vizsgálata.....</i>	<i>127</i>
SZERZŐK JEGYZÉKE.....	135

TABLE OF CONTENT

FOREWORD	9
András József, Kovács József <i>Implementing mechatronics in mining equipment design.....</i>	13
Bitay Enikő, Márton László, Nagy Tibor Sándor, Talpas János <i>Churches, bells and the tower clock from Kide</i>	17
Dobránszky János, Bitay Enikő, Major László, Nagy Péter <i>Laser beam welding of stents</i>	29
Dudás László <i>Grinding of non-exact helical surfaces of energetic machines.....</i>	39
Gobesz Ferdinánd-Zsongor, Kegyes Csaba <i>The evolution and practice of seismic codes in Transylvania</i>	47
Gyenge Csaba <i>Some technical aspects regarding the green energie producing</i>	59
Imecs Mária <i>Double field-oriented control structure for sensorless cage induction motor drive.....</i>	69
Kakucs András, Papp István, Tolvaly-Roşca Ferenc, Forgó Zoltán <i>Pneumatic motor with planetary piston.....</i>	81
Kovács-Coskun Tünde, Pinke Péter, Bitay Enikő <i>Investigation of the relation between the grain size and the mechanical properties in case of welded joints</i>	93
Máté Márton, Hollanda Dénes <i>The modeling of dedendum transition surfaces by cylindrical gears with Archimedean spiral shaped toothline</i>	99
Papp István, Tolvaly-Roşca Ferenc <i>A new method for dynamic balancing of arm mechanisms</i>	109

Sándor Gábor, Szabó György

The investigation of anthropogenic materials in the soils of Debrecen . 121

Simon Pál

*Examination of the crossover of genetic algorithm applied to
scheduling tasks..... 127*

LIST OF AUTHORS 135

ELŐSZÓ

Feltehető a kérdés, időszerű-e magyar nyelven tudományos fórumot szervezni, s az előadásokat írott formában magyar nyelven közölni, akkor, amikor a műszaki tudomány eredményeinek közlése többnyire angol nyelven terjed, s válik elérhetővé szerte a világon? Napjainkban a technika gyors fejlődése, nemzetközi mércéje, az impaktfaktoros publikációk jelentősége miatt háttérbe szorulni látszik mindaz, ami a tudományművelés, oktatás alapja: a tudomány anyanyelven való művelésének fontossága. Nem kevésbé fontos a hazai eredmények, tapasztalatok, s mindemellett az összmagyar és nemzetközi tudományos eredmények ismerete, ismertetése sem, a kettő csak együtt lehet sikeres, csak együtt lehetnek a fejlődés meghatározó tényezői.

Az MTA Magyar Tudományosság Külföldön Elnöki Bizottság hajdani elnöke, dr. Berényi Dénes az elsők között szorgalmazta, hogy A Magyar Tudomány Napja rendezvény határon túlra is kiterjedjen, ennek eredményeképpen indította el az EME Műszaki Tudományok Szakosztálya 2000-ben a Műszaki Tudományos Ülésszakot. Rendezvényünk már hagyományos fórumot kínál a hazai kutatók munkájának megismertetésére, ugyanakkor lehetőséget teremt külföldi vendégeink számára intézményük, illetve kutatásaik bemutatására is.

Az eddigi tizenhárom ülésszak alatt 48 kutatóműhely munkáját ismerhettük meg, közülük 26 egyetemi (13 hazai), 8 ipari s 10 kutatási intézmény (6 hazai) volt. Így összesen 282 szerző kutatómunkájába nyerhettünk bepillantást, melyek nagy része intézményközi együttműködés keretében zajlott.

Jelen kiadványban közzétesszük *A Magyar Tudomány Napja Erdélyben* központi fórumán elhangzott műszaki plenáris előadás, illetve a XIV. MTÜ-n elhangzott előadások írott változatát.

Idén első ízben közöljük az előadások írott változatát elektronikus kiadvány formájában (CD-n), lehetőséget teremtve a széles körű terjesztésére. Örömmel jelentem be, hogy az elektronikus kiadvány (jelen kiadvány) a rendezvény megnyitásával egy időben online is elérhető az Erdélyi Digitális Adattárban: <http://hdl.handle.net/10598/28084>.

A XIV. MTÜ rendezvényünk ünnepélyes keretet biztosít az erdélyi magyar műszaki tudományosságért kifejtett tevékenység elismerésére is. Első ízben adjuk át a Jenei Dezső-emléklapot. Kiadványunkkal az Ő emlékének adózunk.

Jenei Dezső gépészmérnök, szakíró, műfordító, szótárszerkesztő, a kétnyelvű Kolozsvári Almérnöki Intézet, illetve a kolozsvári Mechanika Intézet tanára, majd a Tehnofrig Gépgyár főmérnöke volt. Intézményalapítóként, ugyanakkor főmérökként nagy szerepe volt a műszaki oktatásban és az iparfejlesztésben egyaránt. A magyar műszaki oktatást szívügyének tekintette. A magyar műszaki nyelv használatát kiemelten fontosnak tartotta, neve szótárszerkesztői tevékenysége révén is ismertté vált.

Az EME Műszaki Tudományok Szakosztálya alapítójaként s első elnökeként a most is folyó tudományszervezői tevékenységek elindítója, mozgatója volt. A nevét viselő emléklap egyben Jenei Dezső előtti tiszteletünk kifejezése, emlékének ápolása, adományozása által az erdélyi magyar műszaki tudományosságért kifejtett tevékenységet kívánjuk ösztönözni, elismerni.

Köszönetet mondok mindazoknak, akik konferenciánkon vállalták az aktív részvételt, s tartalmas előadásukkal, tanulmányukkal hozzájárulnak rendezvényünk színvonalának emeléséhez, az elektronikus kiadvány megvalósulásához.

Kolozsvárt, 2013 novemberében



Bitay Enikő

*az Erdélyi Múzeum-Egyesület
Műszaki Tudományok Szakosztály elnöke*



JENEI DEZSŐ

1919 – 2004



A MECHATRONIKA ALKALMAZÁSA A BÁNYAGÉPEK TERVEZÉSÉBEN

IMPLEMENTING MECHATRONICS IN MINING EQUIPMENT DESIGN

András József⁽¹⁾, Kovács József⁽²⁾

(1) *Petrozsényi Egyetem, Gépész és Villamosmérnöki Kar, Gépész, Ipari és Szállításmérnöki Tanszék, Cím: 332006, Románia, Petrozsény, Universitatii, 20; Telefon / Fax: +40-254-542580, iosif.andras@gmail.com*

(2) *Petrozsényi Egyetem, Gépész és Villamosmérnöki Kar, Gépész, Ipari és Szállításmérnöki Tanszék, Cím: 332006, Románia, Petrozsény, Universitatii, 20, kovacsi@mail.com*

Abstract

The traditional design of mining machinery manages separately the structural and functional parts of the design object (mechanical, electrical, hydraulic and control units). The mechatronics, as a design philosophy may offer an innovative approach in the design of plant and equipment used in open-pit or underground mining. The multi-domain nature of these machines, may lead, in a traditional design approach, to the difficulty of optimal harmonization of constructive - functional parts belonging to separate domains. The present paper examines the theoretical and conceptual aspects of the question how engineering design methods, inspired by mechatronics can be used in the development of mining equipment.

Key words: Mining equipment, design, mechatronics, innovation, development.

Összefoglalás

A bányagépek hagyományos tervezése külön-külön kezeli a tervezés alanyának szerkezeti és funkcionális részeit (mechanikus, villamossági, hidraulikus és vezérlő egységeit). A mechatronika, mint tervezési filozófia, innovatív megközelítést ajánlhat a külszíni vagy mélyműveléses bányászatban alkalmazott gépek és berendezések rendszeres tervezésében. Ezen gépek többtartományos jellege, a hagyományos tervezésben arra vezethet, hogy a külön tartományokhoz tartozó szerkezeti – funkcionális részeinek optimális összehangolása nem lehetséges. A jelen dolgozat annak az elgondolásnak az elméleti és fogalmi vonatkozásait vizsgálja, hogy a mechatronika által inspirált mérnöki tervezés módszerei hogyan alkalmazhatók a bányagépek fejlesztésében. Ismert tény, hogy a bányászatban alkalmazott gépek és berendezések szerkezeti komplexitása, azok működési környezetének változatossága és agresszivitása, késést idézett elő a korszerű tudomány vívmányai által serkentett technológiai haladás terén. Ennek ellenére, az utóbbi két évtizedben, az általános technológiai haladás befolyásának köszönhetően, a bányagépek és berendezések példátlan kifinomultságot és komplexitást értek el. Az informatika, a szenzorok, a meghajtó egységek terén elért haladás a vezérlő és ellenőrző szerkezetek terén is előrelépést gerjesztett, áthidalva a mechanikus szerkezetek fogalmi elavultságát. Ez, az általános technológia területén létrejött haladás új módszereket követelt a bányagépek tervezése és fejlesztése vonatkozásában is.

Kulcsszavak: bányagépek, mechatronika, tervezés, fejlesztés, innováció.

1. A BÁNYAGÉPEK FEJLŐDÉSÉNEK SAJÁTOSÁGAI

A bányászat, az emberiség történetében, hosszú ideig, jelentős hatást gyakorolt az általános társadalmi és gazdasági fejlődésre. Több olyan korszakalkotó technológiai újítás, mint például a gőzgép vagy a szivattyúk a bányászat aranykorához kötődnek.

A következő korszakban, a bányászat, mint nyersanyag-szolgáltató, a technológia fejlődésének eredményeit elsőnek alkalmazta, mint például a sűrített levegő, villamosmotor, hidraulika, stb., serkentve ezek fejlődését.

Függetlenül a napjainkban észlelhető relatív stagnálástól, melyet a bányászatra ható súlyos gazdasági, pénzügyi és környezetvédelmi korlátozások okoztak, a bányászat továbbra is alapvető eleme minden jövőre vonatkozó elemzésnek, ami az energiaforrások, és az alapvető nyersanyagokkal való ellátást illeti.

Egy viszonylagos pangásokat és evolúciókat, egymást követő fejlődési időszakok után, a bányászatban alkalmazott kulcsfontosságú technológiák, berendezések és műszaki megoldások a harmadik évezred küszöbén, elértek egy bizonyos fokú érettséget, amely egy forradalmi ugrás kezdetének indító elemét jelentette, melynek hatása napjainkban is érzékelhető.

A gyártási technológiáknak, a jelenlegi technológiai fejlődés hajtóelemeinek, mint az elektronika, finommechanika, automatikus vezérlés és a számítástechnika, példátlan haladása, melynek eredményeit egyszerűbben és gazdaságilag motiváltabban lehetett beilleszteni más iparágakban, mint a bányászatban, oda vezetett, hogy a bányagépek fejlődésében lemaradás jött létre a technológiai fejlődés élvonalában lévő ipari területekhez viszonyítva.

Mivel hogy a bányászatban alkalmazott technológiák és berendezések fejlődése lassabb ütemben haladt, más ipari ágakhoz viszonyítva, ezek tervezési-fejlesztési módszerei is késve nyertek tudományos megalapozást.

Mindezek a problémák jelennek meg ma, a bányászat vonatkozásában, nem csupán a fejlődő országokban, amelyek a hagyományos alapvető nyersanyagok világméretű szolgáltatói, hanem a jól fejlesztett gazdasággal rendelkező országokban is.

Ahhoz hogy e jelenségek túlszárnyazásához életképes megoldások szülessenek, az eddigi technológiai fejlődés ismerete szükséges.

Ahogy ezt Klaus Spies [5] német feltaláló és ipartörténeti szakember kimutatta, a bányászatban alkalmazott technológia fejlesztése mindig a kreativitás és a hagyományos megoldások szimbiózisából született, mivelhogy az innováció a bányászati tevékenység terén külön sajátosságokkal rendelkezik.

Egyrészt bonyolult, mivel sokdimenziójú (a bánya életciklus folyamatának több szakaszára vonatkozik, úgymint a feltárás, kitermelés és feldolgozás, erőforrás-gazdálkodás, újrahasznosítás, bánya bezárás és környezet-helyreállítás), másrészt maga a kitermelés, bár egyszerű alpműveleteken alapszik, cél-specifikus gépeket és berendezéseket igényel.

Tudva azt, hogy a bányászati technológia három alapvető műveleten alapszik, és pedig a jövesztés, rakodás-szállítás és üregbiztosítás, ezen alpműveletek gépesítése néha egymástól függetlenül, de egymást befolyásolva fejlődött.

Ezzel kapcsolatosan az alábbi következtetéseket lehet levonni:

- A technológiai fejlődés meghatározó eleme a közet jövesztése, tehát az ezt végző gép vagy technológia.

- Kiindulva egy bizonyos pillanattól, a fejlődés, illetve az előrelépés fontos tényezője a jövesztés gépesítése által elért magasabb termelékenység, nagyobb közethozam, melynek következménye a további műveletek gépesítésének/korszerűsítésének szükségessége.

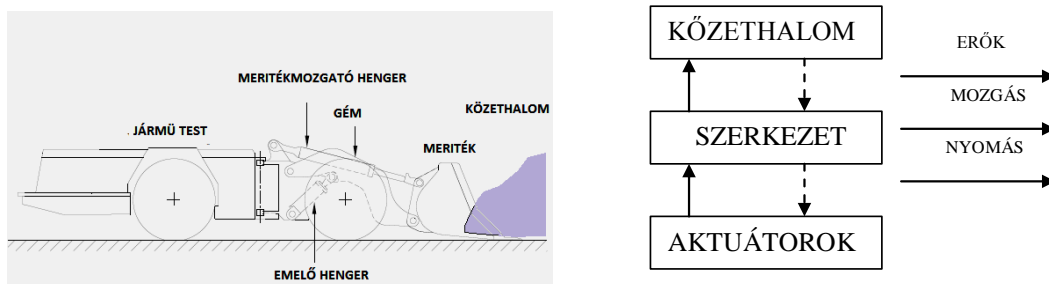
Érdeemes megfigyelni, hogy a bányászati technológiák fejlődésének az a sajátossága, hogy egy komponens ugrásszerű újítása, a másik két komponenst is újításra kényszeríti, ami ciklikusan, végül ahhoz vezet, hogy egy teljesen új technológia alakul ki.

A bányagépek egy másik sajátossága az, hogy a gépesítés követi a technológiai eljárást, ahhoz illeszkedik. A teljesítmény növelése méret és súlynövelést igényel, a mozgó munkahely a gép mobilitását helyezi a fontos adottságok közé, s a 4 művelet 4 végrehajtó eszközt igényel, tehát a szakosítás és univerzalitás között kell kompromisszumot elérni.

2. ALKALMAZÁSI PÉLDA

Annak érdekében, hogy kiemeljük a több-tartományi elemzés fontosságát a mechatronika elméletein alapozott bányagépek és berendezések tervezésének megközelítésében, bemutatjuk az (egyébként szegény) irodalomból a következő helyzeti példát [2,3,4].

A kiindulási pont egy autonóm rakodó-szállító berendezés (LHD), egy, a rakodás folyamatát ábrázoló sémája (1. ábra).



1 ábra. Az LHD rakodógép (bal) és a rakodás sémája (jobb) [3]

Feltételezzük, hogy a rakodógépet három fizikai rendszerben lehet lebontani, nevezetesen: (i) a mechanikai szerkezet (gém, meriték és jármű), (ii) a működtető szerkezet (hidraulikus emelő és mozgató hengereket, és esetleg a jármű vonóereje), amelyek kölcsönösen hatnak a mechanikai szerkezettel, és (iii) a jövesztett közet-halom, amellyel a fizikai szerkezet kölcsönhatása közben a rakodási művelet végeztetik.

Érdeemes megjegyezni, hogy hengerekben keletkező és változó nyomások mérési adatokat tartalmaznak, nem csupán a működtető bemeneti jelekről, hanem információt rejtenek a gép mechanikai szerkezetének mozgásairól és a közet halommal való interakció állapotáról, amint a kísérleti megfigyelések kimutatták.

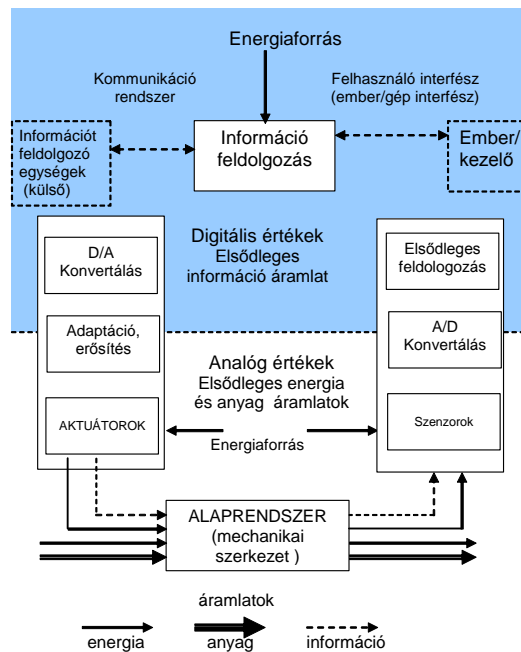
A mechatronikai szemlélet fontossága abban áll, hogy a három fő áramlatot, amely egy komplex berendezést alkotó részein keresztül áramlik egybevéve, összekapcsolva veszi figyelembe, éspedig, anyag, energia és információ. Ezt a 2. ábra szemlélteti. [2]

A releváns fizikai értékeket szenzorok mérik, ezek alapján az igényelt feladatok végrehajtását, irányító jeleket gerjesztik.

Az analóg értékeket digitálisra konvertálják és bizonyos előfeldolgozás után egy digitális adatfeldolgozó egységnek pld. mikrokontrollernek továbbítják.

Az adatfeldolgozó egység meghatározza a szükséges változásokat az alaprendszerben, tekintettel a mért adatokra, a felhasználó igényeit (ember-gép interfész) és egyéb adatfeldolgozó rendszer által szolgáltatott információval (kommunikáció rendszer).

Digitális/analóg konverzió folytán, az energiaáramlat módosításával az aktuátorok megfelelő változásokat eszközölnek az alaprendszer működésében.



2. ábra : A mechatronikus rendszer elvi szerkezete [2]

3. Következtetések / Összefoglaló

Ma, a bányászat egy olyan helyzetben van, amikor egy fontos technológiai ugrás szükségességét jelző tüneteit nem lehet figyelmen kívül hagyni.

A mechatronika által szolgáltatott megközelítés, mint egy, az intelligens gépek tudománya, a komplex elektro-mechanikus rendszerek tervezésében az utóbbi időben beágyazott fejlesztési filozófia, amely új utakat nyithat működési, fogalmi és eljárási szempontból egy új berendezés-generáció megvalósításához a bányai ipar számára.

A mechatronika - egy új feltörekvő határ-tudomány - képes új használhatósági és teljesítményi minőséget nyújtani a bányászatban alkalmazott gépeknek és berendezéseknek, a tervezők gondolkodásmódját is befolyásolva, azzal, hogy az irányító, ellenőrzési, felügyeleti és szabályozási rendszerek nem csak „hozzáadott”, különálló funkcionális blokkok, hanem be vannak ágyazva, mint az egységes rendszeralkotó részei.

Ugyanakkor, a gépet egységesen tervezik, meg mint egy egész, amelyben a mechanikus, hidraulikus, elektromos és informatikai alrendszerek integrált elemekként vannak beépítve.

Irodalom

- [1]. Andras, A.: *Study related to the improvement of mining equipment design methods*, Ph.D. Thesis, University of Petrosani, 2006
- [2]. Gausemeier, J.: *From Mechatronics to Self-Optimization*, 20th International Congress CAD-FEM Users' Meeting, 2002
- [3] Marshall, J.A.: *Towards Autonomous Excavation of Fragmented Rock: Experiments, Modelling, Identification and Control*, M.Sc. thesis, Queen's University, 2001
- [4]. Mrozek, Z.: *Computer Aided Design Of Mechatronic Systems* Int. J. Appl. Math. Comput. Sci., 2003, Vol. 13, No. 2, 255–267
- [5]. Spies, K. : *Methodical Development Process For Improvement Of Methods And Machinery in Mining*, Mining Science & Technology: Proceedings of the International Symposium on Mining Technology and Science, August 1985.



KIDE TEMPLOMAI, TORONYÓRÁJA, HARANGJAI

CHURCHES, BELLS AND THE TOWER CLOCK FROM KIDE

Bitay Enikő⁽¹⁾, Márton László⁽²⁾, Nagy Tibor Sándor⁽³⁾, Talpas János⁽⁴⁾

(1) Sapientia Erdélyi Magyar Tudományegyetem, Műszaki és Humántudományi Kar, Gépészmérnöki Tanszék, Marosvásárhely, 540485 Târgu-Mureş, O.p. 9, C.p. 4, ebitay@ms.sapientia.ro

(2) Erdélyi Múzeum-Egyesület, Műszaki Tudományok Szakosztálya, Kolozsvár, 400009 Cluj-Napoca, str. Napoca (Jókai u.) 2-4., martonlb@yahoo.com

(3) Kidei Református Egyházközség – Kolozsvári Egyházmegye, Kolozsvár 400113 Cluj-Napoca, P-ța Unirii (Főtér), Nr. 23., nagytibor@gmail.com

(4) Babeş-Bolyai Tudományegyetem, Kolozsvár, 400006 Cluj-Napoca, str. Clinicilor Nr.5-7. talpasjanos@gmail.com

Abstract

The authors have studied the history of Kide (Chidea), a village in the Borsa-Valley from technical, historical point of view. The research work is focused mainly on the churches, the tower clock and bells that are found in this community. The four churches belonging to different denominations are presented taking into consideration their architectural style, particularities and also giving account about the restoration work that was conducted in each church.

The history of the church clock, its working principle is shown with technical details. The kinematic schemes aid the reader in understanding the buildup of the clock-watch.

The bells of the churches from Kide (Chidea) are systematized in a table, the structure of the bell is also revealed.

Keywords: church, style, tower clock, kinematic diagram, bell

Összefoglalás

A Borsa-patak völgyében található települések közé tartozó Kide múltját technikatörténeti szempontok figyelembe vételével tanulmányozzák a szerzők. Templomok, a toronyóra, a település harangjai képezik a kutatások konkrét tárgyát. A négy felekezet tulajdonát képező templomok építéstörténetét stílusbesorolását, egyediségét, a javításokat részletesen taglalja a dolgozat

A toronyóra története, működési elve a dolgozat műszaki alapossggal bemutatott része. A kinematikai rajzok segítik az olvasót az ütőóra felépítésének tanulmányozásában.

Kide harangjait táblázatba foglalva találja meg az olvasó, ugyanakkor a harangborda jellegzetes méreteinek bemutatásával érthetővé válik bármely harang geometriája.

Kulcsszavak: templom, stílus, toronyóra, kinematikai rajz, harang

1. Elöljáróban

Kide a Borsa-patak völgyéhez tartozó települések láncolatának egyike, egyre fogyó népességű település. Tengerszint fölötti magassága 400–410 méter, a legmagasabb pontok sem haladják meg az 560 métert (Hathold, Kopaszdomb). A Borsa-patak völgyét Kalotaszeg, Mezőség és Szilágyság tájegységei határolják, az itt elhelyezkedő néhány település nem alkot külön tájegységet, de „*társadalmi-vallási szempontból változatos, sokoldalú, önellátó gazdálkodást folytató területről van szó*” [1]. Ezt igazolja az is, hogy a négy kidei egyháznak, a reformátusnak, katolikusnak, unitáriusnak és ortodoxnak külön temploma van. Az önellátó gazdálkodás tanúi a majd minden telken található csűrök, istállók, gabonások, amelyeknek fő építőanyaguk a helyi dacittufa.

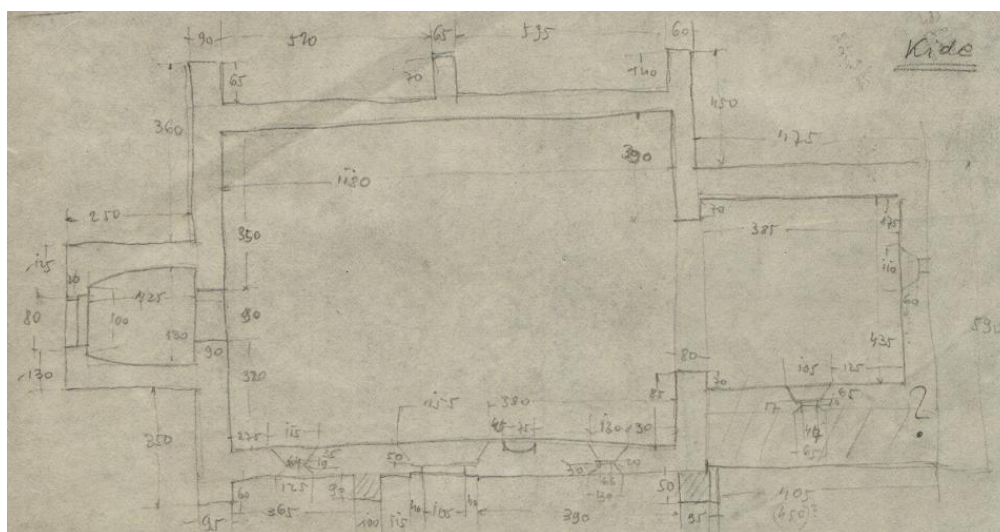
Az egész település egy nagy gyümölcsöskerthez hasonlítható, amelynek összefüggő zöldjét a kőből rakott kerítések hálózata szabdalja kisebb-nagyobb telkekre. A nagy gyümölcsös zöldjéből csak a négy templom tornya emelkedik ki, a harangok zúgása betölti a településen áthaladó Kide patak völgyét.

2. Kide templomai

A település legrégebbi temploma a XII. században épült, a reformáció éveig a katolikus, majd a református anyaegyház temploma. A reformáció kezdeti éveiben a templomot a lutheránus vallásra áttért lakosság veszi birtokába, majd a lutheránusról reformátusokká lett lakosságé, továbbá az unitáriusok tulajdona lesz. Bethlen Gábor fejedelemsége alatt a többségi lakosság a reformátusok valláshoz csatlakozik, a templomot is átveszik, ami máig a református egyház tulajdonát képezi. A templom (**1. ábra**) máig megmaradt eredeti formájában. Részaránytalan alaprajza (**2. ábra**) egy eredetileg egyhajós templom bővítése nyomán keletkezhetett a mai egyenes záródású szentéllyel [2].



1. ábra. Kide református temploma



2. ábra. A kidei református templom alaprajza (Debreczeni László vázlatfüzetéből) [3].

Az első templom építészeti stílusára a déli fal részletei utalnak (3. ábra). „A déli, hengertaggal egyenletesen keretezett félköríves ajtó még a korábbi templom tartozéka lehet” – írja róla Entz Géza. Szintén ő állítja: „A szentély hosszú, keskeny, félköríves ablaka a késő román megoldás jellegzetes példája” [4].



3. ábra. A szentély ablaka



4. ábra. Csúcsíves ablakok mérműves kőfaragványai (Debreczeni László jegyzetfüzetéből)[3].

A középkori Erdély templomainak építésében a XIII–XIV. század során, az új irányzat, a gótika térhódítása diadalmaskodik a hagyományos, késő román építőművészetén. A XIII. század második felében Erdély magyar és szász falvaiban az épülő templomok már a gótika stílusjegyeit is magukon viselik [4]. Ez történt a kidei templom esetében is, amikor a román stílusú, egyhajós templomocska bővítése már a gótika jegyében megy végbe. Jól tükrözi ezt a templom déli oldalának két mérműves ablakának kőfaragvány-töredéke [3].(4. ábra).

Összességében a református templom mindkét építészeti stílus jegyeit magán viseli, hírmondójaként letűnt korok templomépítészeti irányzatának

A templom falait, a helyi dacit- és andezittufából rakták, ami ennek a könnyen formálható természetes építőanyagának korabeli felhasználására utal.

A mai kazettás mennyezet nem tartalmaz semmilyen díszítőelemet. Feltételezhető, hogy a gótikus templomrésznek építésekor bordás boltozata lehetett.

A templomnak eredetileg nem volt kőből épített tornya, harangjának tartószerkezete a nyugati bejárat előtti cinteremrészben épített harangláb volt. Amint már említettük, a templom a reformáció után került a református egyház tulajdonába. Építésekor a katolikus templomok keletelésének szabályait követték. a „*reformáció előtti templomok rendszeren kelet–nyugati irányban állanak, éspedig a szentély résszel keletre állítva*” [5].

Számos erdélyi, középkori falusi templomhoz hasonlóan a kidei templom természetes fényt a déli, a keleti és némiképp a nyugati oldalról kap. Az északi oldalon nem található ablak.

A templom javításairól 1747 óta léteznek feljegyzések. Presbiteri jegyzőkönyv rögzíti (1747), hogy „*az Isten háza összeomló félben vagyon, mind kőrakása, mind sendelyezése elsenyvedt*” [6]. Javítás céljára gyűjtést szervez az eklézsia, bár a település lakói, a reformátusok, kevesen vannak és szegény sorsban élnek.

Az 1784., 1809., 1828. években a templom újabb javítások tatarozások tárgya. A presbiter az 1828-as évi javítások kivitelezőjének nevét is feljegyzi. A vállalkozó kőműves Horváth Zakariás mester. 1844 és 1867 az újabb templomjavítási munkálatok éve. A gyakori javítások sora a hívek gyenge anyagi hozzájárulására is utal, mindig kevés pénz gyűlt be, amellyel alapos javítást aligha lehetett végeztetni. Ezzel magyarázható az is, hogy 1888-ban a presbiteri közgyűlés megállapítja: „*omló félben van a templom*” [6]. De álljon itt néhány korabeli jegyzőkönyv teljes szövege, ami tükrözi a kidei református egyház pénzügyi lehetőségeit.

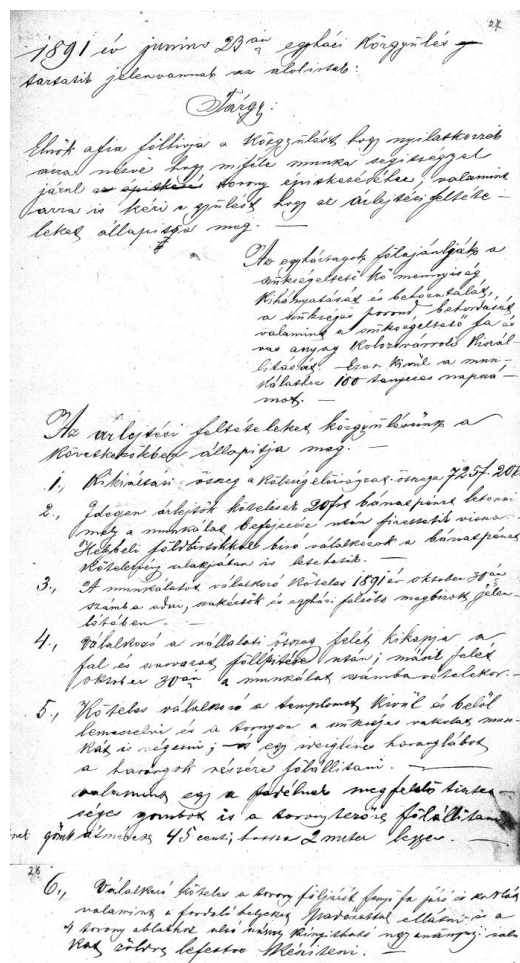
„*1889 aug. 25. Gondnok afia jelzi és előadja a presbitérium színe előtt, hogy a pénztárban egy krajczar sincsen, nem tudja mindennapi szükséges kiadásokat fedezni; azon kívül az egyház épületei is a templommal együtt roskadozó állapotban vannak; kéri a presbitériumot, hogy valami jövedelmi forrásról gondolkozzék*” [6]. Két év múlva 1891-ben a közgyűlés újabb határozata értelmében a templom nagyjavítási munkálatok színtere lesz, amikor a templomtornyot is megmagasítják.

„*Közgyűlésünk kimondja, hogy az egész építkezési költséget a beterjesztett költségvetés alapján 726 Forint és 40 krajczárban állapítja meg, oly megjegyzéssel, hogy ezen összeggel szemben annak idejében árlejtést hirdet, megjegyztetvén azt, hogy a költségvetés alapján minden anyag fel lévén számítva, csakis a tiszta munka díjjal bocsátja az egyház árlejtés alá, mivel minden névvel nevezendő anyagot az egyház maga szerzi be, kivéve a bádogot, mellyel a torony fedve lesz, az egyházi közgyűlés ezen anyagok beszerzéséig, melyek a költség előirányzatba fel vannak véve, kiküldi gondnok afiat Horváth István és ifj. Szabó József afiság 50 kr. napi díj mellett*” [6].

Szintén ezen közgyűlés kielemezi további jövedelmi forrásaikat, és megállapítja, hogy: „*...kebli pénztárunk rendelkezik 533 forint és 50 krajczárral, mivel pedig ezen összeg a költségvetés előirányzatát nem fedezi, közgyűlésünk kimondja, hogy a felsőbb hatóság jóváhagyása mellett, a magtári alapnál készpénzben levő 100 forint ezen építkezésre fordítsa, és ha ezen összeg, melyet az egyház a magtárház, illetőleg kepeváltási alapból kölcsön vesz, elég nem lenne, közgyűlésünk kimondja, hogy az 1890. évi mintegy 70 forint kamatját is kölcsön veszi önként értetődően, hogy ezen összegeket az egyház mikor modjeleend vissza fizeti, ezen kölcsön felvétel szükségessé vált, azért mert templomunk oly állapotban van, hogy rövid fél esztendő alatt, az isteni tiszteletet sem lehetne megtartani*” [6].

Megkezdik a templom javítását, a torony magasítását. Ugyanabban az évben a júniusi közgyűlésen meghatározzák azt is, hogy a lakosság milyen munkával segítse a toronymagasítást. „*Az egyháztagok följánlják a szükségeltető kő mennyiség kihánytatását és behozatalát, szükséges porond behordását, valamint a szükségeltető fa és vas anyag Kolozsvárróli kiszállítását. Ezen kívül a munkálatokhoz 100 tenyeres napszámot*” [6]. Az 1891.

június 23-i egyházi közgyűlés az építkezéssel kapcsolatos elvárásait szögezi le, ekkor határozzák meg a toronnyal kapcsolatos vállalkozói feladatokat is (5. ábra).



5. ábra. A református eklézsia közgyűlésének elvárásai a toronyépítéssel kapcsolatban [6].

A XX. század folyamán többször is javították templomukat a református hívek. Így 1912-ben újraszindelyezik a templomhajót. Bár 1914 háborús esztendő, a templomot újravakolják, kívül-belül meszelik. Az 1912. évi zsindelezés alig húsz esztendő alatt tönkrement, bár az átlag élettartama egy zsindelezés tetőhéjazatnak 30 év szokott lenni. Így hát 1933-ban újra zsindelezéssel van elfoglalva az eklézsia. Ez a héjazat 1956-ig védte a templomot az idő viszontagságaitól, de csak 1958-ban sikerül ismét pénzalapokat teremteni újabb javításokra. Új földémet igényelt a templom, de ekkor született egy hibás döntés, nevezetesen az, hogy a zsindelezés helyett hullámpalával földjék templomukat. Igaz ugyan, hogy a hullámpala tartósabb a zsindelelnél, viszont egy XII. században épült, ma műemlék templom eredeti formáját, az eredeti építkezési anyagokat javítások alkalmával tilos megváltoztatni. Ezt a hibát csak 2013-ban tették jóvá a templom újraszindelyezésével.

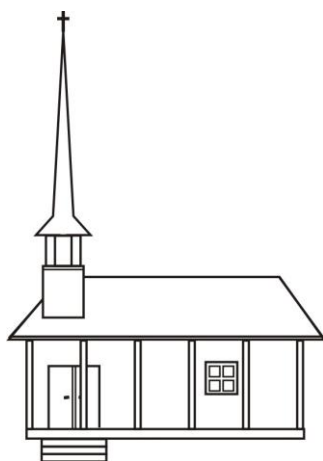
A többszöri javítások a hívek összetartó erejének gyümölcsei, és a református egyház életkedvét élni akarását bizonyítják.

A kidei, eredetileg görögkatolikus, ma ortodox fatemplom a helység egyik különlegessége. Tömeghatásában, méretarányaiban, magasba nyúló, karcsú, nyitott körtornácós toronyával a népi faépítészet gyöngyszeme (6. ábra).

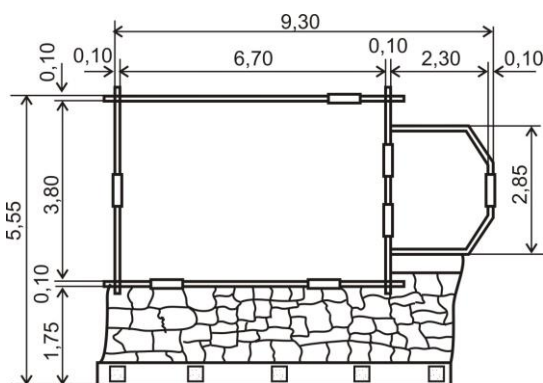


6. ábra. Az ortodox fatemplom

Alaprajza (7. ábra) az ortodox fatemplomtípusok Virgil Salvanu által meghatározott négy alaptípus egyike [7]. (8. ábra).



7. ábra. A fatemplom típusbesorolása
(Virgil Salvanu szerint)



8. ábra. Az ortodox fatemplom alaprajza

A görögkatolikus fatemplom az Erdélyről 1769-ben készült első katonai felmérés térképén fellelhető. Hodor Károly erre az évre datálja a templom születését [8]. Építéskor a ma is használatban lévő ortodox temető területén működött, utólag szántalpakra téve vontatták mai helyére.

A templom oldaltornácos, bejárati előtér nélküli. A téglalap alakú hajót az ötoldalú záródású szentélytől elválasztó fal határolja le. A téglalap alakú hajó dongaboltozatú, ami a tér növelésének hatását kelti. A torony ácsolási technikája megegyezik az átlag fatemplomok ácsolási technikájával. A toronysisak nyolclapu gúla, a népi faépítészet különlegessége. A körtornác méreteiben nem haladja meg a torony négy oldala által behatárolt méretet,

hozzásimul a torony falához. Ezzel különbözik a kalotaszegi templomtornyok nyitott körtornácától. Az épület talpgerendákon nyugszik. A falakat alkotó gerendák sarokkötései csipkézett faragással végződnek. A tornácartató oszlopok a népi fafaragászat díszítőelemeit tartalmazzák. Az oszlopok könyökfákkal vannak megerősítve, amelyek fecskefarkú kötésekkel csatlakoznak a koszorúgerendákhoz. Az épület elemeinek rögzítése kizárólag faszegekkel történik. A templomot feljegyzés szerint csak a XX. század elején, 1902-ben javították. Az egykor görögkatolikus templom ma az ortodox egyház tulajdonát képezi.

A reformáció után, közel kétszáz éven át a katolikus vallás Kideen is háttérbe szorult. Csak 1766-ban indult újra a szervezkedés, amikor a Ferenc-rendi szerzetesek egyik képviselője Kideen is elkezdte tevékenységét. Ezt a visszatérítési folyamatot az ellenreformáció szellemisége segítette. Minden vallásgyakorlás feltétele a templom. A katolikusok 1766-ban templomot építenek, paplakkal együtt. A templom csaknem hatvan éven át megfelelt az eklézsia szükségleteinek, a hívek számának, de az eltelt időszakban a hívek száma egyre nőtt, meghaladva a százat. Egy nagyobb befogadóképességű templom építése egyre sürgetőbbé vált.

1824-ben az előző templom helyére a ma is használatban lévő templomot építik (**9. ábra**). Kide anyaegyháza lett a vidék 53 településén élő katolikusainak [8]. Bádok, Csomafája és Borsa is filiái lettek a kidei anyaegyháznak. Az 53 filia katolikus híveinek száma ekkor 379 lélek [8].



9. ábra. A katolikus templom



10. ábra. Az unitárius templom

A reformációt követő évtizedekben az unitárius egyház is jelen van Kideen, olyannyira, hogy a reformátusok templomuk átadására kényszerülnek. 1595-ben az egész falú az unitárius vallás követője [8]. Váltakoznak Erdély fejedelmei, aminek következménye az, hogy az egyházvezető szerepét, hol az egyik, hol a másik vallás gyakorolja. A nagy fejedelem, Bethlen Gábor idején újra a reformátusok kerülnek túlsúlyba. Visszaszerzik az unitáriusoktól templomukat, és majd száz év múlva, 1728-ban az akkorra meggyengült unitáriusoktól harangjukat is visszaveszik.

Az unitárius eklézsia csak 1750-ben építi kis fatemplomát. „Ezen kis fatemplom 1797 táján sorvadozó állapotban lévén... a most fenn-álló szép kis kőtemplomot cseréppel fedve” felépítik új templomukat a hívek és Szentiványi Sámuel királyi táblabíró, e táj pártfogója adományából [8]. (**10. ábra**).

Kide lakossága ma is, egyre csökken. Félő, hogy ha ez így folytatódik nem lesz ki az omladozó templomokat ismét használatba állítsa.

3. Kide református templom toronyórája

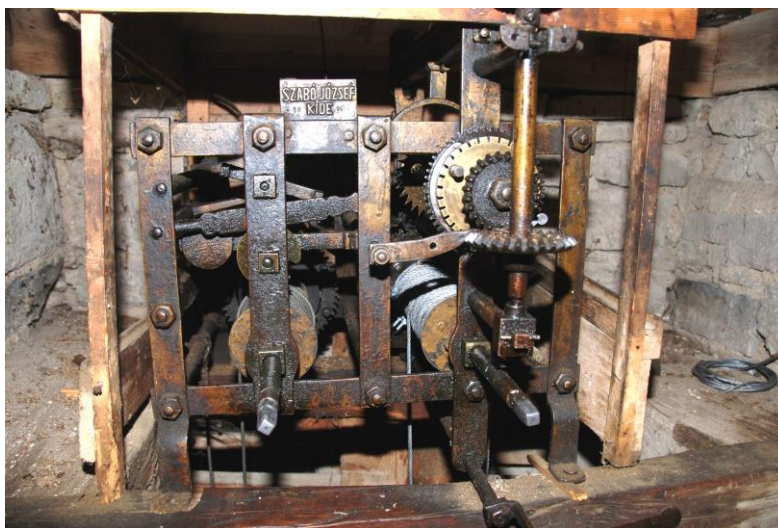
A XVII. század végén, de különösen a XIX. század első harmadától a toronyóra nemcsak városi templomok kiváltsága, mind több vidéki-falusi templomba is szerelnek toronyórát, különösen a módosabb egyházközségek. Ez annak köszönhető, hogy az óragyártó műhelyek (Budapest, Nagyvárad, Segesvár, Nagyszeben) egyre változatosabb felépítésű órakínálattal jelennek meg a piacon. A toronyóra az anyagi jólét, az igényesség jelképévé válik. De akkor még nem volt olcsó befektetés egy toronyóra, hiszen 15–20.000 kg búza árának megfelelő pénzösszegbe került. Ennyi búza egy kisebb település évi kenyérszükségletét fedezte.

A Borsa völgyi települések, Kidét is beleértve, a XIX. század közepétől gazdaságilag megerősödnek. Mezőgazdasági termékeiket a közeli nagyváros, Kolozsvár piacain értékesítik, mesterembereik ismertek és elismertek Erdély-szerte. Egy olyan központ, mint a közeli Boncida példaként szerepelt, mind gazdasági, mind társadalmi vagy kulturális téren. Abban az időben Boncida valamelyest a fejlődés irányát is megszabta.

1891-ben Kide református egyházközsége nagy templomjavítás, toronymagasítás munkálatainak befejező szakaszát próbálja anyagiakkal, munkaerővel fedezni. Az új templomtorony nagy kihívás egy toronyóra felszerelésére. Megemlítjük, hogy a közeli Borsán 1890-től már működött egy toronyóra, amit gr. Bánffy Dánielné ajándékozott a településnek. Az órát az ismert budapesti Mayer Károly óragyárában gyártották.

A kidei református hívek, miután templomuk javítását befejezték, gyűjtési akcióba kezdtek egy toronyóra árának előteremtéséért. Bált szerveztek, amelynek bevételét a toronyóra árába tették. Kukoricát ültettek a település tulajdonát képező földekbe, a termést értékesítették, a bevétel szintén a toronyóra megvásárolásához szánt összeget gyarapította. És végre 1896 áprilisára összegyűlt az óra ára, a 600 Ft.

Ekkor már ismertté vált a környéken egy gépész munkássága, aki feltehetően gr. Bánffy Ernő bonchidai műhelyében dolgozott, és bizonyára javítgatta, igazítgatta az 1890-ben Borsán felszerelt Mayer-toronyórát. Ő, Szabó József vállalta a kidei torony új lakójának, a toronyórának elkészítését, felszerelését. Meg is kötik a szerződést a kideiek Szabó Józseffel. 1896. április elsején megkezdni máig tartó szolgálatát a kidei toronyóra, fáradhatatlanul mutatva az idő könnyörtelen múlását. Harangkondítással jelez minden elmúlt órát (**11. ábra**).



11. ábra. A református templom toronyórája

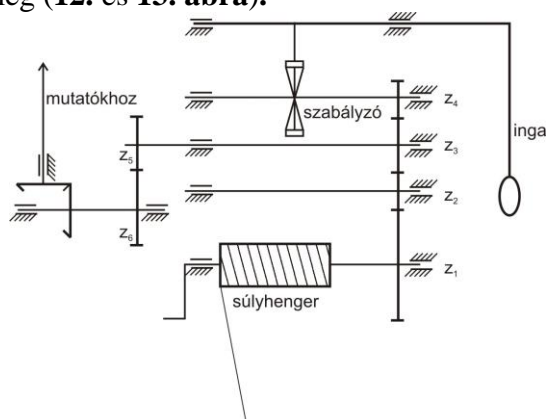
Szabó József a kidei toronyóra sikeres átadása után több órának legyártását is elvállalja. Például miután Borsán 1907-ben egy pusztító tűzvész a templomot is érinti, a Mayer-féle toronyóra a harangokkal együtt, a tűz martalékává válik. Szabó József kap megrendelést egy új toronyóra elkészítésére, amit 1909-ben fel is szerel a borsai református templom új tornyába. A toronyóra ma is megvan, működésen kívüli állapotban.

Ördögkeresztúr sem akar lemaradni az órásítási mozgalomból, Szabó József ide is készít egy toronyórát. Ez az óra is létezik a mai napig, de használhatatlan állapotban.

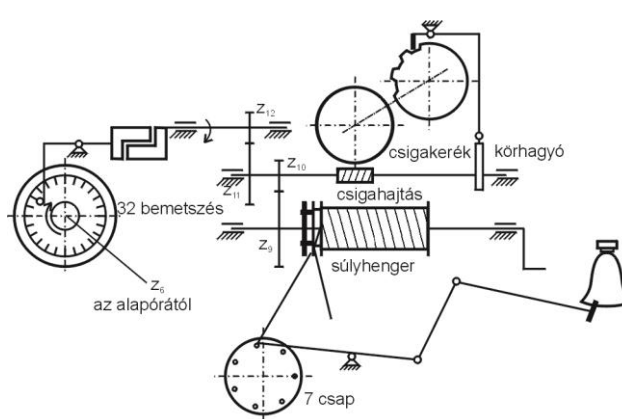
Szabó József további tevékenysége, életpályája a további kutatások tárgyát kell képezze, hiszen egyike volt azoknak, akik Erdélyben megteremtettek egy új, magas műszaki színvonalat képviselő iparágat, a toronyóragyártást.

Szabó József óraszerkezetei megalkotásában, tökéletesítésében számos újítást, új műszaki megoldást alkalmazott. Bevezette az órainga-csapos tárcszabályzót az erdélyi óragyártásba. Ezelőtt a Clements-típusú horgonyszabályzót alkalmazták az óraművek járásának szabályozására. Az óraszerkezetek egyszerűsítését célozza azzal, hogy bevezeti a csigahajtást, ami technológiai előnyökkel is járt. A csiga-csigakerék lehetővé tette számára, hogy viszonylag egyszerűen változtathatta meg a hajtások síkbeli elhelyezését, ami az óra méreteit is csökkentette.

A kidei toronyóra működési elve az alábbi, egyszerűsített kinematikai rajzokon figyelhető meg (12. és 13. ábra).



12. ábra. Az alapóra kinematikai rajza



13. ábra. Az ütéseket jelző modul kinematikai rajza

Az óraszerkezet két funkcionális modulból tevődik össze, az alapóramodulból és az egész órákat jelző modulból. Az alapóra minden egyes órában indítja az óraütés modulját, amelynek saját súlyrendszere van, és az aktuális órának megfelelő számú harangkondítással jelzi az aktuális órát.

4. Kide harangjai

Erdélyben nem ritka a különböző egyházak együttélése ugyanazon településen belül. Ilyen Kide is. Az évszázadok folyamán négy vallás vert gyökeret itt. Régi, a XII. században épült templomukat a katolikusok, az unitáriusok és a reformátusok használták, annak függvényében, hogy éppen melyik vallás hívei voltak többségben. Érthető, hiszen nem gyakorolható vallás templom nélkül, és nem teljes a templom harang nélkül. A harang szakrális kelléke minden keresztény vallásnak. Épültek is a templomok, minden vallás a maga igénye és lehetősége szerint építi istenházát. Erről így ír a XIX. század harmincas éveiben Hodor Károly (578–581): „Bármely kevés lakosokat, főként nem nemeseket számláljon is ezen helység, elég volt arra hogy négy bévett hitvallást fogadjon keblére. Vannak tudniillik a Görög egyesült hitűeken kívül rom. catholicusok, ev. reformátusok, s egység hívők. Mindegyik felekezetnek külön szetegyháza

s helybéli papja van” [8]. Sajnos Kidén az évszázadok folyamán az egyre fogyó lélekszámú eklézsiák a templomok használatában is változásokat idéztek elő. Pap, lelkész nélkül maradt a katolikus, az unitárius, de még az ortodox eklézsia is. A nagy áldozatok árán épített templomok és azok harangjai egyre hallgatagabbá válnak.

Tekintsük át a harangok rövid történetét. Mind a négy templomnak két-két harangja van. A nyolc harang, amely az évszázadok folyamán sok dicsőséges és szomorú év örömét és gyászát zengte, ma talán az újabb feltámadást várja.

A település legrégebb, 1560-ban öntött harangja, a református egyház tulajdona. Lengyel harangöntő munkája, amit ferences szerzetesek hoztak Kidébe **14. ábra**.

Tipikus német harangbordájú, jellegzetessége, hogy legnagyobb átmérője és legnagyobb magassága megközelítőleg egyenlő méretű. A harang ütője is eredeti, kovácsoltvas, bőrrel felfüggesztve. Koronája kovácsoltvas pántokkal rögzítődik a hagyományos fa lengőjáromhoz.

A középkori harang társa, a nagyharang sokkal fiatalabb az előbbinél. 1922-ben öntötték Nagyszebenben, Schied öntőmester műhelyében. Szép díszítésű, német harangborda-típus (**15. ábra**).



14. ábra. A középkori lengyel harang



15. ábra. A református nagyharang.

Említésre méltó még az unitáriusok kis harangja, amelyet 1750-ben öntöttek. Feliratozása Soli Deo Gloria (Az egy Isten dicsőségére). Volt az unitáriusoknak egy másik régi harangjuk is, amelyet 1728-ban a reformátusok vesznek vissza, egykor a régi templomban szólították a református híveit. Talán ez az a harang, amelyet az első világháborúba hadi célokra lefoglaltak, felhasználtak. A konfliktusos harang másik két harangnak adott helyet. Az unitáriusok 1750-ben, a katolikusok 1922-ben öntették hiánypótló harangjaikat, a ma is használatban lévő két harangot.

A harangok témájának összegzéseként a hat, ma is meglévő harang közül a bemutatott három harang az, ami technikátörténeti értéket képvisel. A másik három XX. századi termék.

A harangok feliratozása, fontosabb jellemző méreteit az **1. táblázat** foglalja össze.

1. táblázat. Kide templomainak harangjai

Sor-szám	Egyház	Harang	Harangfelirat	D _{max}	H _{max}	H _{ferde}	H _{korona}	D _{váll}	D _{belső}
1.	Református	Nagy-harang	REF. EGYHÁZNAK AJÁNDÉKOZTA Baca István és neje Török Veronika. Kide 1922 Schied 1922 N. Szeben	475	365	430	60 tárca	-	-
2.		Lengyel harang	FELIP KONWARZ WMIEZTIE WISSKOWIE 1560	420	420	385	70 korona	-	-
3.	Katolikus	Nagy-harang	Fabrica de clopote Oituz Gh. Dumitrescu Bucuresti	620	600	530	100 korona	-	490
4.		Kis-harang	Öntette a kidei Rom. Kath. Egyházközség 1934	450	430	400	tárcsás	230	350
5.	Unitárius	Nagy-harang	Felírat nélküli primitív öntvény	425	380	415	70	-	-
6.		Kis-harang	A kidei Unitariae edilia öntette 1750 Soli deo gloria	320	310	275	60	-	-

Megjegyzés: a) a méretek milliméterben vannak megadva
b) az ortodox fatemplomnak két harangja van, ezek felmérése a 2012-es terepmunka alkalmával nem volt lehetséges.

5. Következtetések / Összefoglaló

Egy település több évszázados története több nézőpontból is tanulmányozható. A békés, építő évtizedek történetét tárgyilagosan a technikatörténet tükrözi. Templomépítés, harangrendelés, toronyóra-felszerelés vagy a hely, jellegzetes mesterségek tanulmányozása és bemutatása új adatokkal gazdagítja a történelmi múltról alkotott képet.

Az Erdélyi Múzeum-Egyesület Műszaki Tudományok Szakosztálya a 2012-es technikatörténeti kutatásait Kidére összpontosította, lehetőséget teremtve ezzel a település technikatörténeti múltjának tanulmányozására. A helyszíni felmérések, az egyházi levéltárak iratcsomóinak tanulmányozása számos új, a település történetére vonatkozó adattal gazdagította az eddigi ismereteket.

A kutatások súlypontja a református templom építésének körülményeire, a harangok és a toronyóra történetére helyeződött. Jelen dolgozatban a kidei négy vallásfelekezetet mutatják be a szerzők, a templomtornyok lakóit, a harangokat és a reformátusok által szereltetett, több mint százéves toronyórát.

A dolgozat technikatörténeti jellegű, de a történelem, a művészettörténet, a helyi kultúrtörténet mozzanatai is megtalálhatók elemeikben, de csak abban a mértékben, amennyiben a témát változatosabbá, olvasmányosabbá teszik.

Jelen dolgozat tematikájával hiánypótló. A kidei harangokkal, a toronyórával kapcsolatos kutatási eredmények első ízben kerülnek közlésre, ezzel bővítve a település történetére vonatkozó ismereteket.

A kutatások tovább folytatódnak. A cél tisztázni többek között a középkori harang életútját Lengyelországból Kidére, tisztázni Szabó József óragyártó szakmai pályáját, felderíteni az általa gyártott óraműveket. És végül a kutatások eredményeit az EME által támogatott

Tudomány és Technikatörténeti Füzetek című kiadványsorozatban közkinccsé tenni, ezzel gazdagítva a település történetének irodalmát.

Köszönetnyilvánítás

A szerzők köszönetüket fejezik ki dr. Borbély Katalinnak a tanulmányban felhasznált fényképekért. Ezúton köszönjük az Erdélyi Református Egyházkerület Levéltárának a korlátlan dokumentálódási lehetőséget.

Irodalom

- [1] VÁRKONYI ÁGNES: *Az önálló fejedelemség utolsó évtizedei*. In: *Erdély története*. II. Szerk. Makkai László, Szász Zoltán, Akadémiai Könyvkiadó, Budapest 1988. 784–971.
- [2] LESTYÁN FERENC: *Megszentelt kövek*. II. Glória Kiadó, Kolozsvár 1996. 206.
- [4] DEBRECZENI LÁSZLÓ: *Vázlatkönyvei*. Darkó-Debreczeni Gyűjtemény az Erdélyi Református Egyházkerületi Levéltárban, Kolozsvár. 1929.167, 1929.168.
- [3] ENTZ GÉZA: *Erdély építésze a 11–13. században*. Az EME kiadása, Kolozsvár 1994. 32, 44, 56.
- [5] DEBRECZENI LÁSZLÓ: *A mi művészetünk*. In: *Toronyvigyázó. Debreczeni László műhelye*. Szerkesztette Sas Péter. Mundus Egyetemi Kiadó, Budapest 2005. 41–418.
- [6] *A Kidei Református Egyház levéltárának presbiteri jegyzőkönyvei*.
- [7] VIRGIL SALVANU: *A román fatemplomok stílusáról*. In: *Korunk Évkönyv* 1979. Kolozsvár-Napoca 1978. 255–262.
- [8] HODOR KÁROLY: *Doboka vármegye természeti és polgári esmértetése*. Kolozsvár 1837. 847, 847, 888, 883, 883, 578–581.



ÉRTÁGÍTÓBETÉTEK LÉZERSUGARAS HEGESZTÉSE

LASER BEAM WELDING OF STENTS

Dobránszky János⁽¹⁾, Bitay Enikő⁽²⁾, Major László⁽³⁾, Nagy Péter⁽⁴⁾

(1) MTA–BME Kompozittechnológiai Kutatócsoport, 1111 Budapest, Műegyetem rakpart 3. Dobranszky.Janos@eik.bme.hu

(2) Sapientia Erdélyi Magyar Tudományegyetem, Műszaki és Humántudományi Kar, Gépészmérnöki Tanszék, Marosvásárhely, 540485 Târgu-Mureş, O.p. 9, C.p. 4. ebitay@ms.sapientia.ro

(3) Magyar Honvédség Egészségügyi Központ, Honvédkórház, 1134 Budapest, Róbert Károly körút 44. ml@cvi.hu

(4) BME Gépészmérnöki Kar, Anyagtudomány és Technológia Tanszék, 1111 Budapest, Műegyetem rakpart 3. npeter@eik.bme.hu

Abstract

The authors give an overview about the application of welding, mainly the laser welding related to the fabrication of stents. The paper demonstrates the welding of markers and the stents, which are made of wire.

Key words: laser welding, stent

Összefoglalás

A cikkben a szerzők áttekintést adnak az értágítóbetétek gyártásához kapcsolódó hegesztési, főleg lézersugaras hegesztési alkalmazásokról. Bemutatják a markerek hegesztését és a huzalból készült értágítóbetétek gyártását.

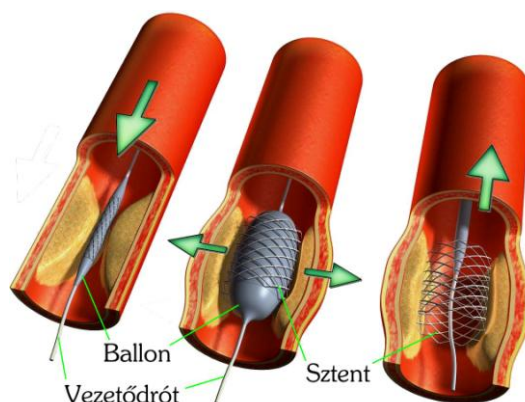
Kulcsszavak: lézersugaras hegesztés, értágítóbetét

1. Bevezetés

A szív koszorúereinek és a perifériás ereknek a szükülete az egész világon az egyik leggyakoribb népbetegség. Az érfal belső részén lerakódások jönnek létre, amelyek idővel elmeszesednek; így csökkentik az erek átmérőjét és gyengítik rugalmasságát. A gyógyászatban jelenleg a legfontosabb értágítási módszer az értágítóbetét (angolból átvett nevén: sztent) beültetése. Katéterekkel a csőszerű fém- vagy újabban felszívódó műanyagból betolják az érszükületbe, és ott a sztent fajtájától függő módon kitágítják; az **1. ábra** szemlélteti a ballonos tágítást. A sztent beültetésének eredményeképpen megnyílik az út a vér áramlása számára.

Az első értágítóbetétek az 1980-as évek végén kerültek forgalomba. A Wallstent nagyszilárdságú, merev rugózású Co-Cr-Ni-Mo ötvözet huzalból készült. Az 1990-as évek végére a Co-Cr ötvözetek és a Ni-Ti ötvözetek mellett sok más anyagot is kipróbáltak, ugyanis a ballonos tágítású sztentek, az előzőeknél jóval lágyabb alapanyagot igényelnek. A fő alapanyaggá az ausztenites acél vált (amerikai szabványos jelölése: AISI 316L), de több más

anyag is színre került, például az arany, a tantál, a 10% irídiumot tartalmazó Pt-ötvözet és a nióbium.

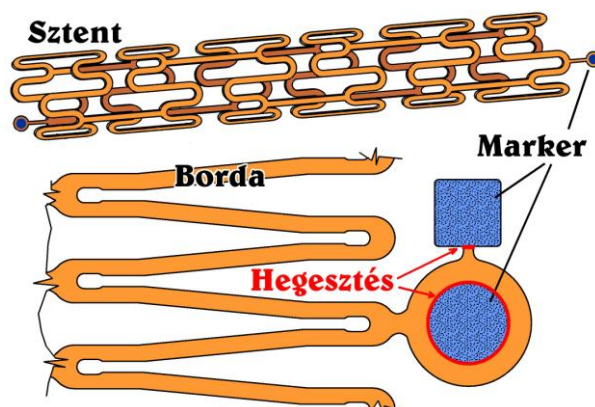


1. ábra. Az értágítás jellegzetes szakaszai ballonos tágítású értágítóbétét alkalmazásakor

Az alapanyagok és bevonatanyagok mellett az értágítóbetétek gyártási módszerei is nagy fejlődésen mentek keresztül. A sztentek gyártásában már kb. 20 éve a lézersugaras vágás az alapvető gyártási eljárás, de a hegesztés és azon belül a lézersugaras hegesztés mind a mai napig jelen van ebben a nagypontosságú mikromegmunkálásra alapozott iparágban. A jelen dolgozatban a lézersugaras hegesztés sztentgyártási alkalmazásait tekintjük át.

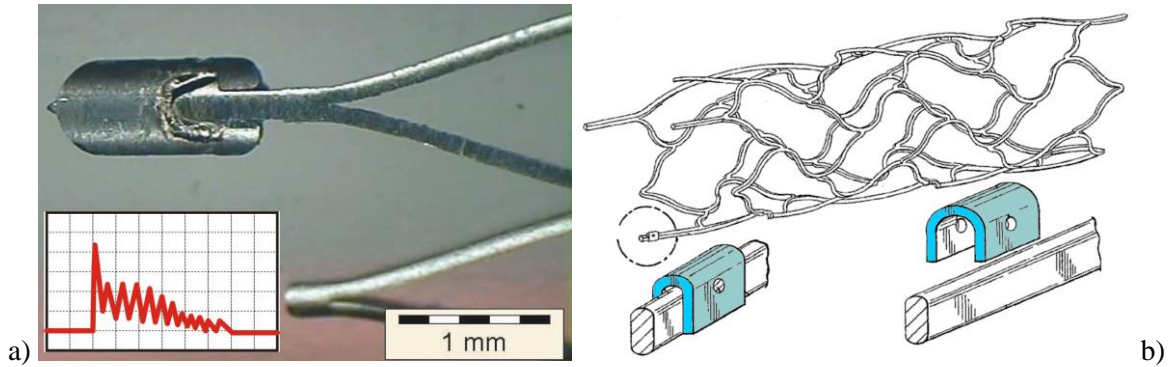
2. Lézersugaras hegesztés a sztentek markereinek kialakítására

A sztentek körül forgó innovációs és kutatási erőfeszítések folyamatában az orvosi és az anyagtechnológiai szakma kezdettől szoros kapcsolatban állt; csak így lehetett az orvosi igényeket és tapasztalatokat a lehető leghatékonyabban, a zsákutcák gyors kikerülésével műszakilag megvalósítani. Erre jó példaként szolgál a láthatóság – amely egy fontos funkcionális sztenttulajdonság – területén végbement fejlődés. A sztentek fémbordájának vastagsága a kezdeti 200 mikronról átlagosan 70 mikrométerre csökkent az orvosi igényeknek megfelelően, ez azonban erősen lerontotta az orvos számára ugyancsak fontos, röntgensugár alatti láthatóságot. Erre a vastagságcsökkenés okozta mellékhatásra az a műszaki válasz született, hogy arany-, tantál- vagy platinamarkereket hegesztettek a sztent végeire lézersugaras hegesztéssel.

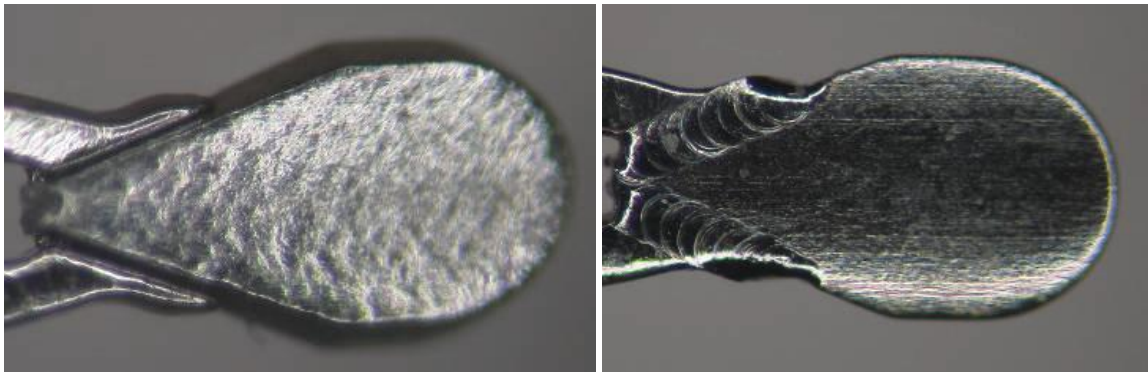


2. ábra. Markerkonceptió magnéziumsztentre; az alapábra forrása: [1]

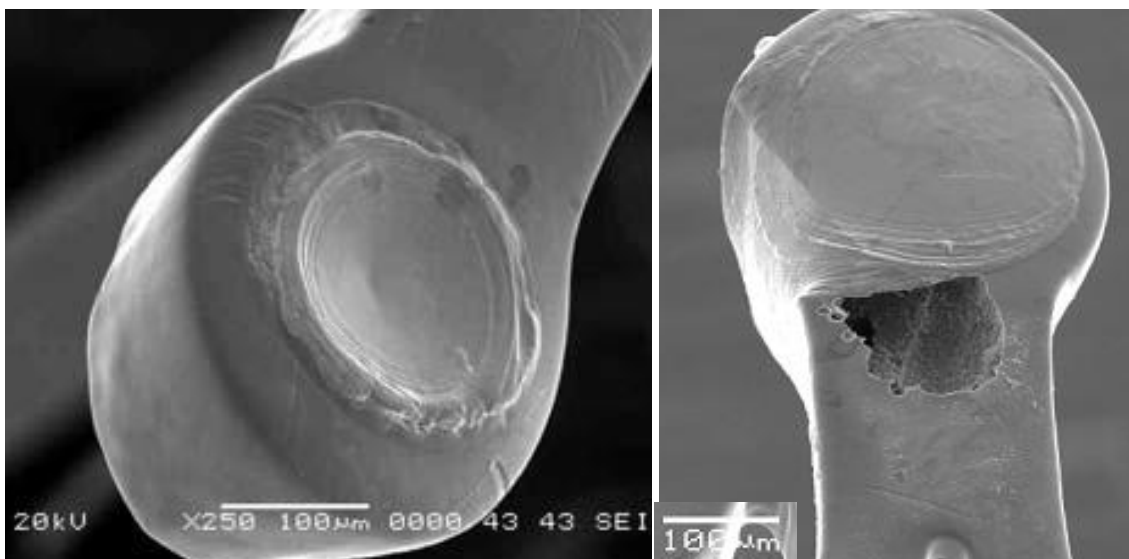
A **2. ábrán** a Medtronic cég által szabadalmaztatott [1], lézersugaras hegesztéssel kialakított tantálmarkeres magnéziumsztent vázlatja látható. A markerek különösen fontosak a gyenge láthatóságú nitinolsztentek (**3. ábra** [2, 10] és **4. ábra** [3]), valamint a biológiailag felszívódónak tekintett magnézium és politejsav anyagú sztentek esetében. A markerek eltérő fémek anyaga viszont korróziós kockázatot jelent; ezt tanúsítja az **5. ábra** [4].



3. ábra. a) Ta-marker nitinolsztentre hegesztve LASAG Easywelder SLS 200 CL32 típusú lézerberendezéssel; 65 mJ impulzusenergia, 100 mm/min hegesztési sebesség, modulált „trailing edge” impulzusalak [2]; b) Lézerhegesztett Ta-, Zr-, Au-, Pt-marker rögzítési módjának vázlatja egy egészen új szabadalomból [10]



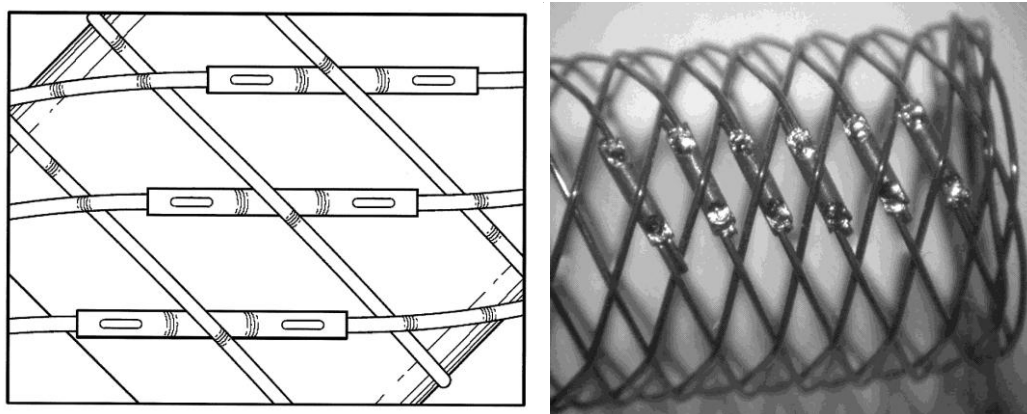
4. ábra. Ta-marker a sztentbe való behegesztés előtt és az után [3]; a varratszélesség 0,10 mm



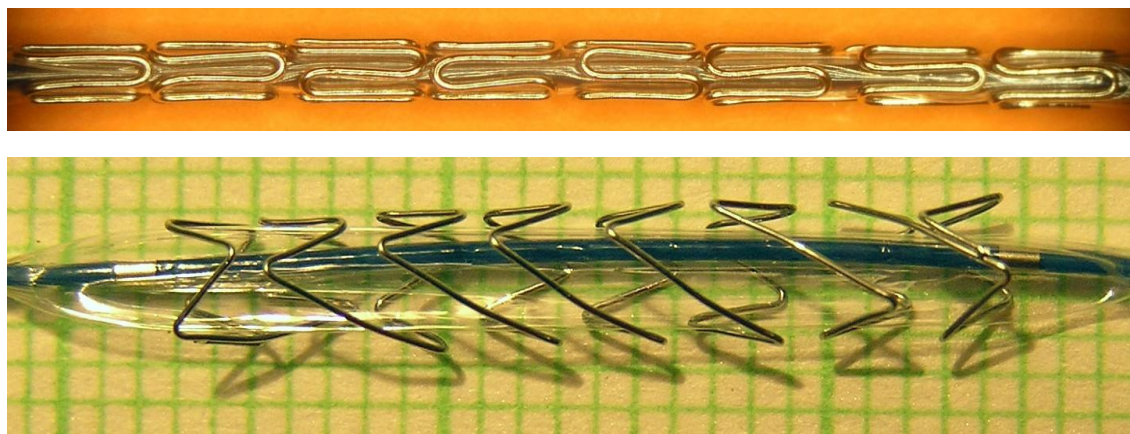
5. ábra. Platinamarker nitinolsztentbe hegesztve korróziós vizsgálat előtt és az után [4]

3. A sztentek hálós szerkezetének kialakítása hegesztéssel

A mikrohegesztés azoknál az értágítóbetéteknél jelenik meg a gyártási műveletek sorában, amelyek nem egy előre gyártott, varrat nélküli cső lézersugaras vágásával készülnek, hanem a kiinduló előgyártmány huzal, vagy perforált lemez, vagy többrétegű lemezből hengerített és lézersugaras hosszvarrathegesztéssel, gyártott cső [12]. Ennek nagy előnyeként hangsúlyozzák a huzalsztentek gyártói a bordák keresztmetszetének kör alakját. Ilyenkor a lézersugaras hegesztés a bordázat csomópontjai és a huzalvégek rögzítésére vagy tompakötéssel egymáshoz való toldására szolgál. A szuperrugalmas nitinol huzalkötegeiből kialakított öntáguló hálók szűrős huzalvégeinek mandzsettás tompakötéseit lézersugaras hegesztéssel készítik a perifériás erekbe szánt Supera sztenten az Idev Technologies szabadalma szerint; a mandzsetták anyaga ausztenites acél (6. ábra) [5]. A huzal alapanyagot preferálták a Horus koszorúersztent gyártói is, de itt mindössze a két huzalvéget rögzítették lézersugaras hegesztéssel a cikcakkban feltekert bordázaton (7. ábra).

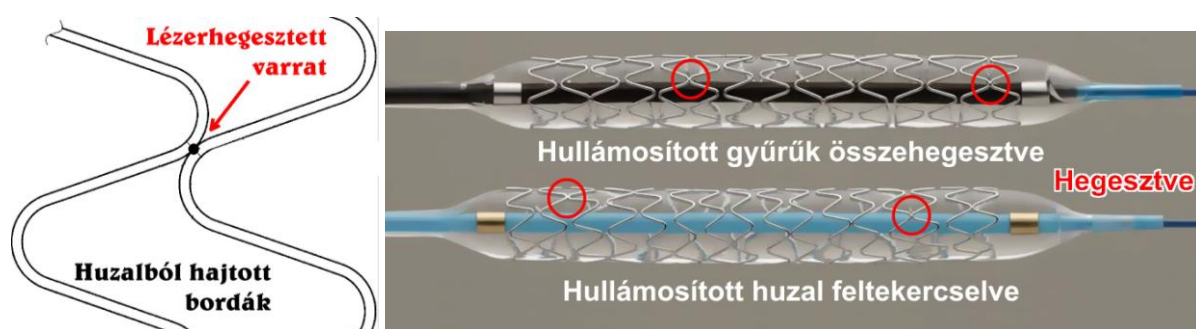


6. ábra. Huzalvégek tompakötése a mandzsetta lézersugaras áthehesztésével;
az eredeti képek forrása: [5]

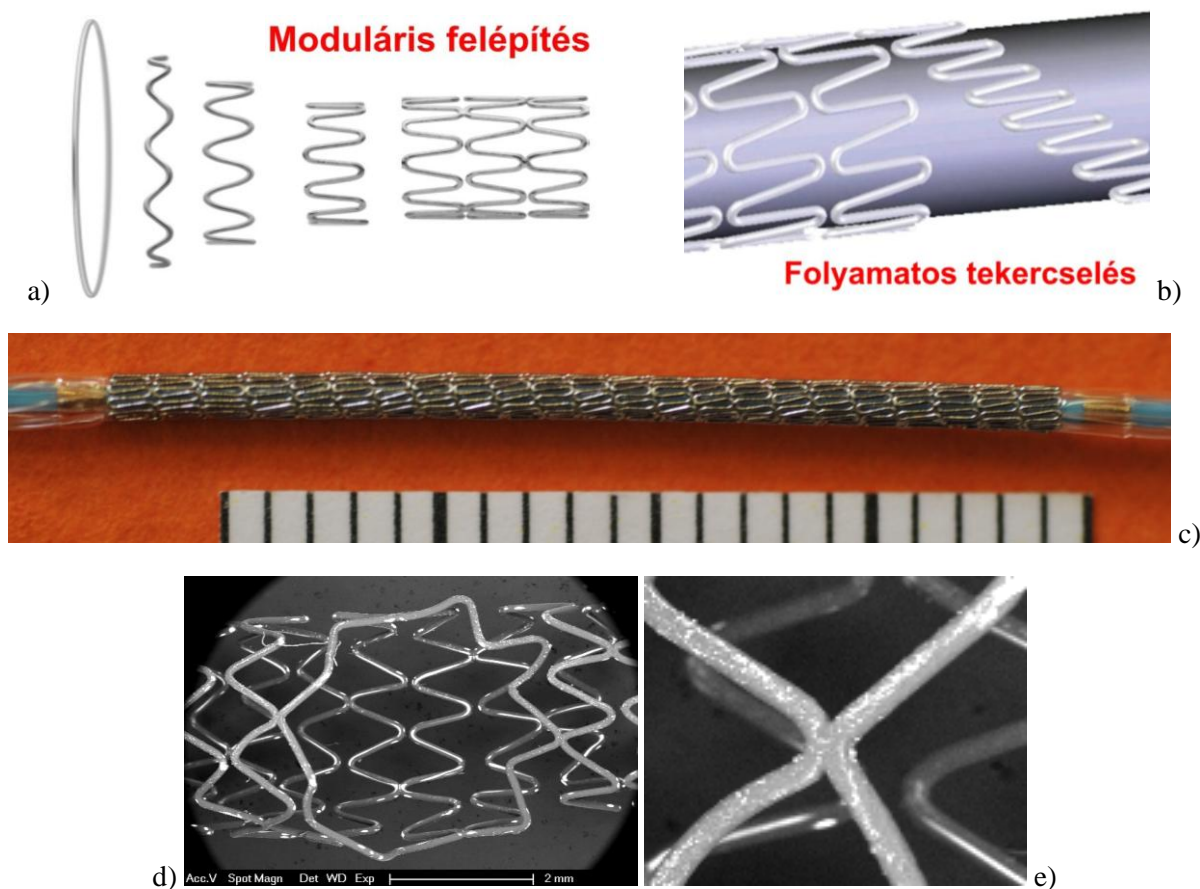


7. ábra. Az egyetlen huzalból hajtogatott Horus sztent huzalvégeit lézersugaras hegesztéssel
rögzítették. A képen feltágítás előtt és az utáni állapotában látható

A hegesztést alkalmazó gyártók száma csekély, igazi nagy gyártó csak egy van közöttük: a Medtronic. A Medtronic huzalsztentjei (Driver, Endeavour, Integrity, Resolute, Resolute Integrity) egyedinek számítanak abban az értelemben, hogy ezek a nem cső előgyártmányból valóban nagy tömegben (többmillió darabszám) gyártott sztentek. A kezdetben 316L acélból, majd az ezt felváltó L605-ös Co-Cr ötvözet anyagú huzalból szinuszosan meghajtogatott szerkezet csomópontjait lézersugaras hegesztéssel rögzítették (8. ábra) [6].



8. ábra. A huzalból hajtogatott Medtronic sztentek lézerhegesztett csomópontja [6, 7]

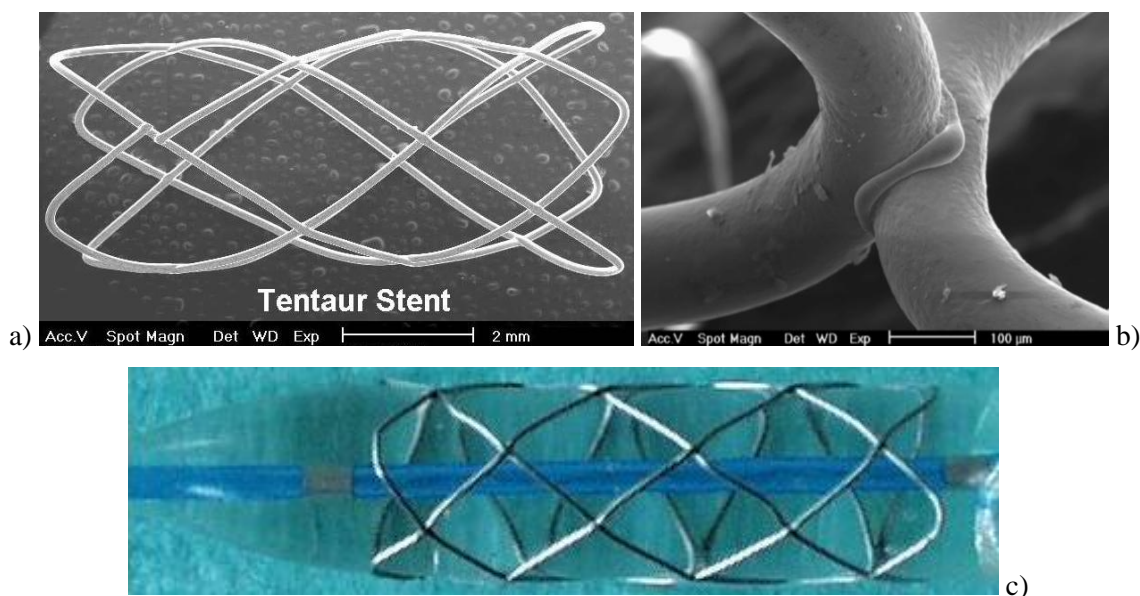


9. ábra. A Medtronic szegmenses (a) és folyamatos tekercselésű (b) huzalsztentjeinek szerkezeti vázlatja [8]. Egy Resolute Integrity 3,0×22 mm-es sztent feltágítás előtt (c), egy részlete az után (d) és egy hegesztési varratta (e)

Ezeknél a sztenteknél sokáig egyedi gyűrűket hullámosítottak, és szegmensenként hegesztették össze, de az Integrity sztent már egy „szinuszosan” hullámosított folyamatos huzal „menet a menet mellé” módon végzett feltekercselésével készült. Minden negyedik csomópontot és a két huzalvéget hegesztik lézersugaras hegesztéssel (9. ábra) [7, 8]. Konceptió és prototípus szintjén már léteznek a lézerhegesztett maghuzalos huzalsztentek, továbbá frissiben szabadalmi oltalmat nyert olyan gyógyszerkibocsátó sztentek is, amelyeknél nem a fémmre felvitt polimer bevonatból oldódik ki a hatóanyag, hanem közvetlenül a fémből. Ezeknél a lézerhegesztett bordázat radiális tengelyű furatokkal perforált cső, amelybe betölthető a gyógyszer; ezek a gyógyszerrel töltött sztentek (angol nevük: DFS, drug filled stents) [11].

4. A Tentaur Flex lézerhegesztett huzalsztent kifejlesztése

A Magyarországon és Oroszországban 1995-től több mint tíz éven át forgalmazott és több ezer példányban beültetett Tentaur sztent (10. ábra) első változata aranyhuzalból készült. A huzalkeresztések 17 csomópontját lánghegesztéssel, később ellenállás-dudorhegesztéssel rögzítették. Az aranyhuzalt felváltotta az ausztenites korrózióálló acél. A 145 mikrométer átmérőjű huzalra aranybevonat került (11. ábra), majd a Tentaur sztentről is lemaradt az aranybevonat, noha egyáltalán nem mutatott kedvezőtlen hatást. 1998-tól 2006-ig a Tentaur sztent sok bevonatolási kutatás alanya volt: készült TiN (12. ábra), SiC, TiC, szilikon, amorf és gyémántszerű szén (DLC-) bevonattal, és más passzív bevonatok mellett hatóanyag-kibocsátó változatban is, Colchicin-bevonattal.



10. ábra. Az ellenállás-dudorhegesztéssel gyártott Tentaur sztent gyártási állapotban (a), egyik hegesztett csomópontja (b) és egy példánya ballonkatéterrel tágítva (c)

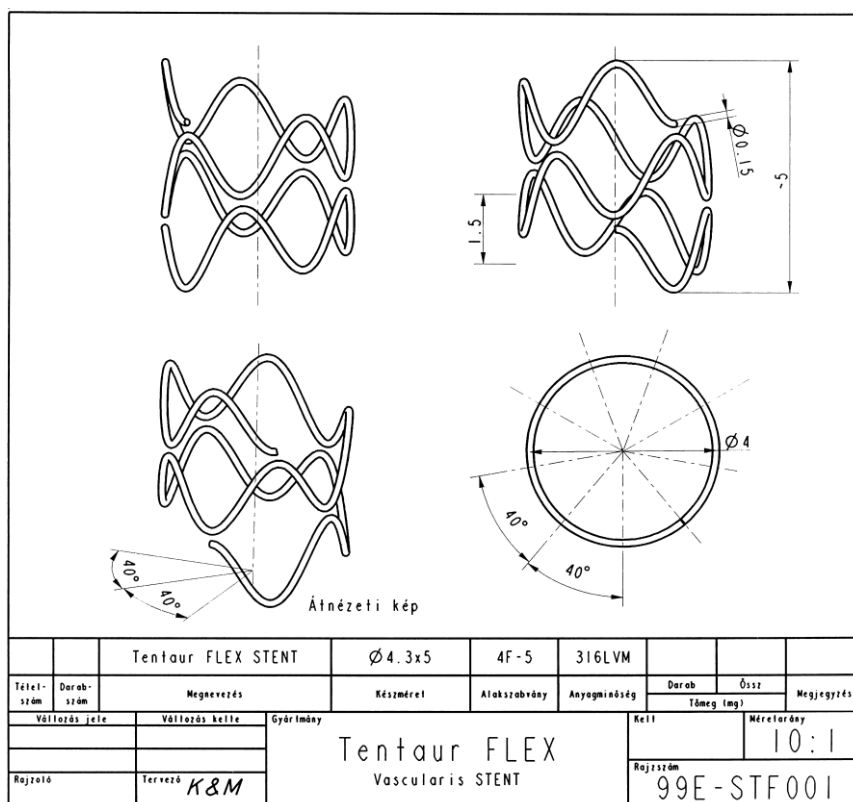


11. ábra. Aranybevonatos Tentaur sztent, valamint egy hegesztési varratának metszete (1998)



12. ábra. A Tentaur sztent titán-nitrid bevonattal készült változata (2002)

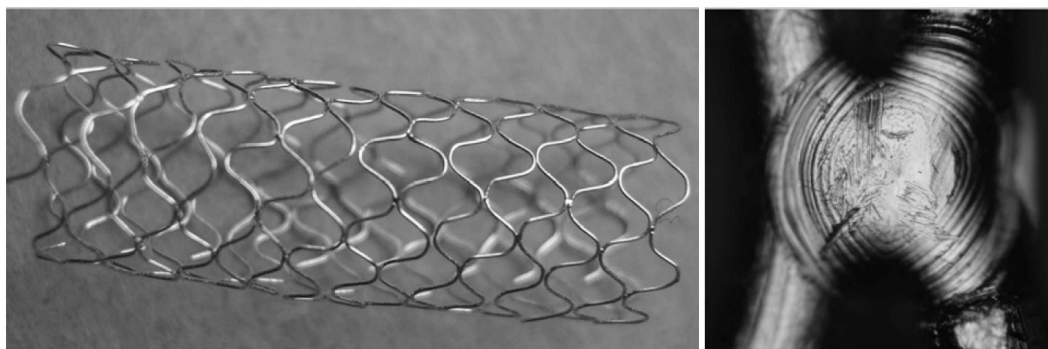
A Tentaur sztent kör keresztmetszete klinikailag nagyon kedvező volt, de a dudorhegesztett szerkezet nem volt kellően flexibilis – értsd: rugalmasan hajlékony – a hegesztett csomópontok merevítő hatása következtében. A flexibilitás hiánya különösen a hosszú sztenteknél kellemetlen. Ennek kiküszöbölésére a 2000-es évek közepén a Driver sztentet felváltó Integrity sztent kapcsán fentebb ismertetett koncepciót dolgoztuk ki már 1999-ben: a szinuszos hajtogatást és a csomópontok egy részének, illetve a huzalvégeknek a hegesztéssel való rögzítését. Az így megtervezett flexibilis sztent, a **13. ábrán** látható Tentaur Flex sztent sokáig csak papíron létezett, de amikor sikerült lézersugaras mikrohegesztési lehetőséget találni Magyarországon, akkor végre elkészültek az első prototípusok 0,145 mm átmérőjű, AISI 316L típusú ausztenites acél huzalból (**14. ábra**) [9].



13. ábra. A koncepciójában 1999-ben megszületett Tentaur FLEX sztent gyártási rajza

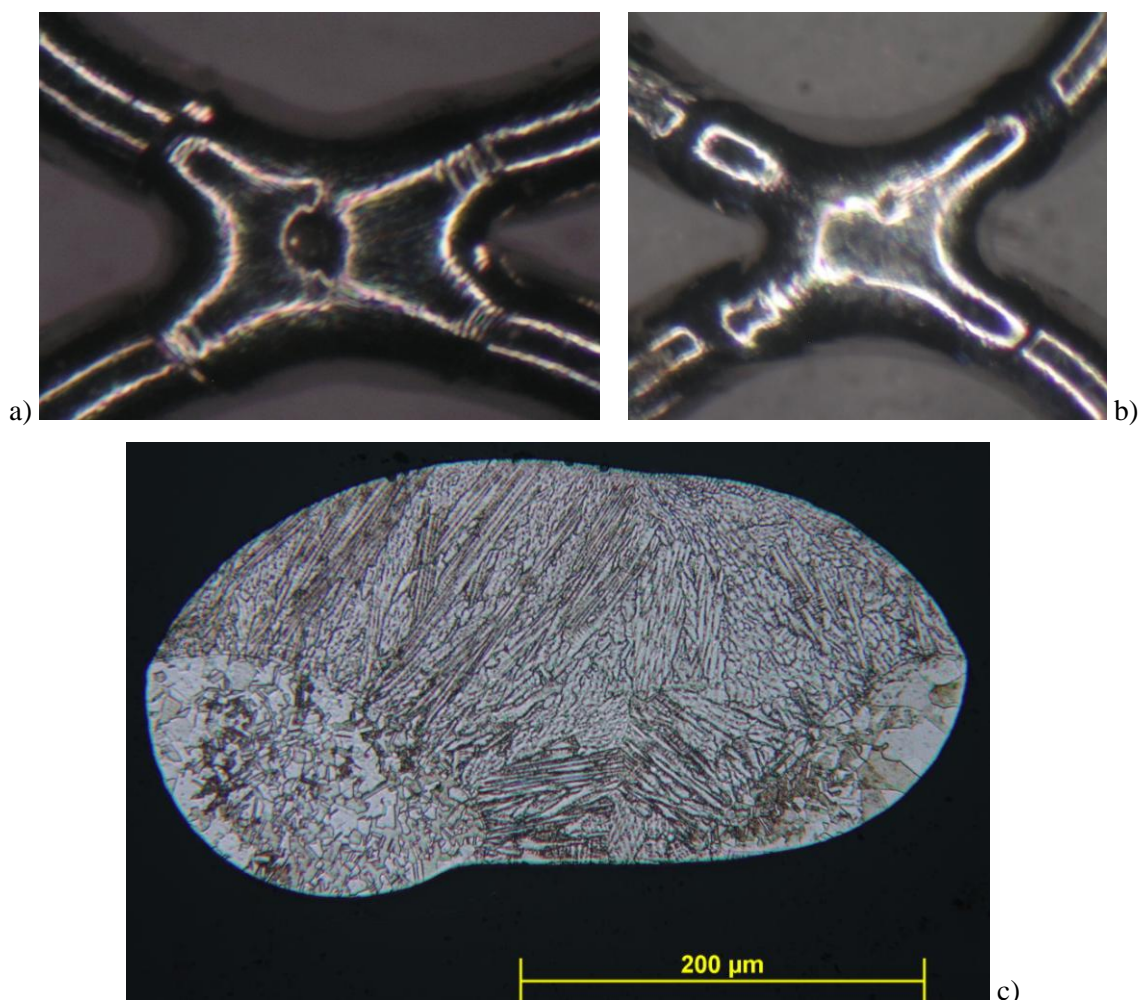
A lézersugaras mikrohegesztési lehetőségek kiszélesedése a Lasersystems Kft. ez irányú támogatásának volt köszönhető 2006-tól kezdődően. Ekkor újra napirendre került a lézerhegesztett huzalsztentek fejlesztése. A kísérletekben 0,20 mm átmérőjű ausztenites acél huzalt használtunk. A hegesztést TRUMPF HL 124 P típusú berendezésen végeztük, amelynek műszaki jellemzői és a véghegesztés optimalizált technológiai tényezői a következők:

- lézerteljesítmény: 120 W;
- maximális impulzusteljesítmény: 5 kW;
- impulzusenergia: 0,1–50 J;
- impulzushossz: 0,3–20 ms;
- sugárminőség: 16 mm·mrad.

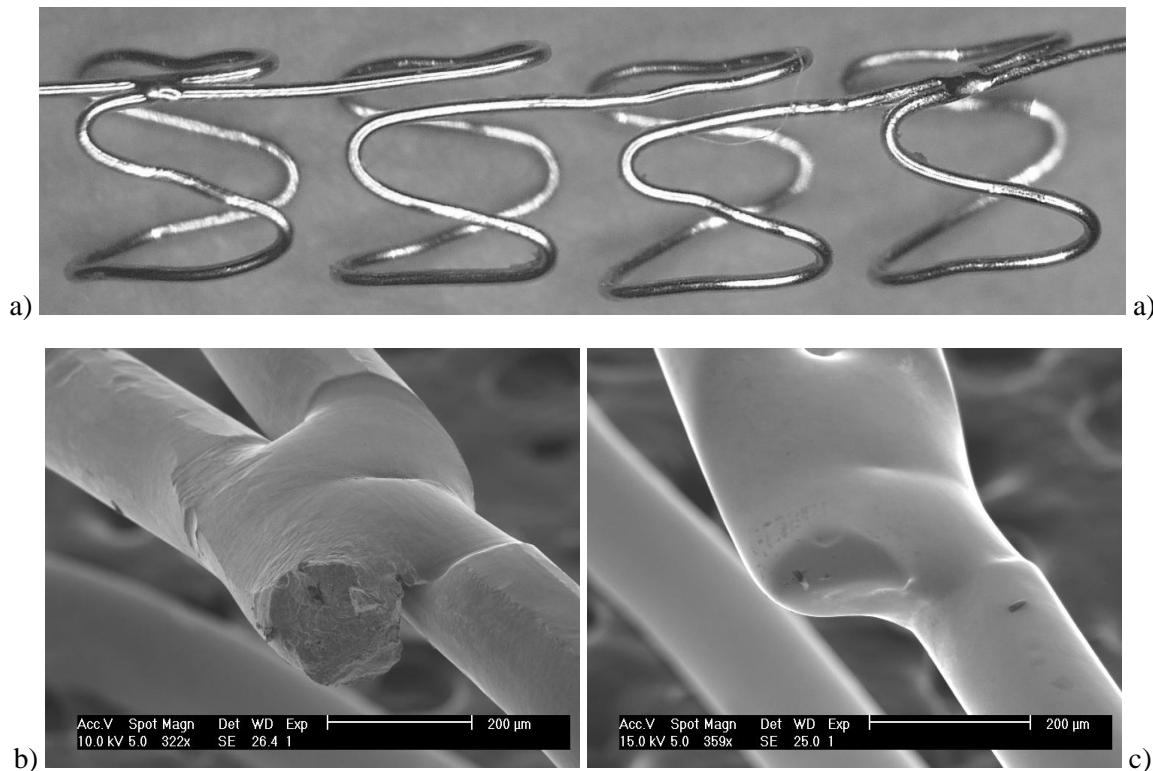


14. ábra. A lézersugaras hegesztéssel gyártott Tentaur Flex sztent prototípusa 2005-ből és egyik hegesztési varrata; a huzalátmérő 145 mikrométer

Az érintkező huzalívek lézersugaras hegesztésekor fellépő egyik hibaforrás az ömledék tölcséres beszívódása a plazmanyomás miatt (15.a ábra). A beszívódás megszüntetésére (15.b ábra) jó megoldás az impulzusalak-szabályozás – amelynek lényege az, hogy az impulzus időtartama alatt vezérelten változik a teljesítmény – vagy az általunk használt fókuszeltolás.



15. ábra. A Tentaur Flex sztent egy oldalról végzett lézersugaras hegesztési technológiájában ki kellett küszöbölni a tölcséres beszívódás jellegű kötészibát (a). A hibamentes varrat a b) képen, annak maradt keresztmetszeti csiszolata a c) képen látható



16. ábra. A lézersugaras hegesztéssel gyártott Tentaur Flex sztent prototípusa 2005-ből és egyik hegesztési varrata; a huzalátmérő 145 mikrométer

A 16.a ábrán látható, 13 mm hosszúságú Tentaur Flex sztent hegesztéstechnológiai tényezői a következők a TRUMPF HL 124 P típusú lézerberendezésen:

- Foltátmérő 1 mm;
- Teljesítmény 0,72 kW;
- Impulzusidő 2,4 ms;
- Lövések száma 2 db/ciklus;
- Frekvencia 4 kHz;
- Energia 1,7 J;
- Átlagteljesítmény 6 W.

A 16.b-c ábrán az egyik lehegesztett huzalvég hegesztést követő elektropolírozás előtti és azt követő állapota látható.

5. Következtetések

A lézersugaras hegesztés mindig is fontos gyártástechnológiai választási lehetőséget kínált az értágítóbetétek gyártásában, és ez – az értékelésünk – szerint a jövőben is így lesz.

Köszönetnyilvánítás

Bitay Enikő személyéhez kötődően a kutatás az EU és Magyarország támogatásával a TÁMOP 4.2.4.A/1-11-1-2012-0001 azonosítószámú „Nemzeti Kiválóság Program – Hazai hallgatói, illetve kutatói személyi támogatást biztosító rendszer kidolgozása és működtetése országos program” című kiemelt projekt keretei között valósult meg.

Szakirodalmi hivatkozások

- [1] Allen J, Birdsall MJ (Medtronic): *Bioabsorbable Stent Having a Radiopaque Marker*. US Patent 20090204203 A1 (2009)
- [2] *Use of pulsed Nd:YAG lasers in medical industry*. LASAG Medical Industry/DU/06 (2006)
- [3] Siekmeyer G, Steegmüller R, Schrader B, Hegel A, Strobel M, Schuessler: *Novel Micro-Joining Techniques to Improve Stent Radiopacity*. A Comparison of Welding and Riveting Processes. Proceedings from the Materials & Processes for Medical Devices Conference 2005, ASM 2006, S.57-62.
- [4] Steegmüller R, Strobel M, Flaxmeier E, Schuessler A: *Micro-Welding for Improved Radiopacity of Nitinol-Stents*. SMST-2004: Proc. of the Internat. Conf. on Shape Memory and Superelastic Technologies, Baden-Baden, October 3-4, 2004, S.591-595.
- [5] Sheldon J, Booth R, Bueche K (Idev Technologies): *Methods for Securing Strand Ends and the Resulting Devices*. US Patent 20080290076 A1 (2008)
- [6] Boyle WJ (Medtronic): *Welded sinusoidal wave stent*. US Patent 6136023 (2000)
- [7] Rha S-W: *Current & Future Stent Design for Drug-eluting Stent - Focused on the Updated Resolute Program*. <http://www.summitmd.com/pdf/pdf/1-6.Seung-WoonRha.pdf> (2013-10-23)
- [8] Wilcox JN: *A Unique Approach to Creating a Polymer Free Stent The Medtronic Drug Filled Stent Program*. ICI 2012, December 3-4, 2012. http://www.icimeeting.com/2012/images/stories/PDF/1400_Wilcox_Tue_A.pdf (2013-10-23)
- [9] Szabó B, Dobránszky J, Major L, Nyitrai Zs: *Development and Micro Manufacturing of Coronary Stents in Hungary*. 4M: Workshop on Multi-Material Micro Manufacturing Focusing on Metal Processing and Metrology, Budapest, 23-24 March 2006, BUTE Department of Manufacturing Engineering, Budapest 2006. 59–65. oldal
- [10] Codman & Shurtleff, inc. (Raynham, MA, US): *Radiopaque markers for implantable stents and methods for manufacturing the same*. Patent application number: 20130131785 (2013)
- [11] Bienvenu R, Mitchell J, Thompson D (Medtronic Vasculsr): *Hollow drug-filled stent and method of forming hollow drug-filled stent*. Patent application number: 20130274867, Közzététel dátuma: 2013-10-17.
- [12] Stinson JS (Boston Scientific): *Methods of making medical devices*. US Patent 7574799 B2 (2009)



ENERGETIKAI GÉPEK NEMSZABÁLYOS CSAVARFELÜLETEINEK KÖSZÖRÜLÉSE

GRINDING OF NON-EXACT HELICAL SURFACES OF ENERGETIC MACHINES

Dudás László

*Miskolci Egyetem, Gépészmérnöki és Informatikai Kar, Alkalmazott Informatikai Tanszék,
3515, Magyarország, Miskolc, Egyetemváros út 1, +36 46 565111/1414, iitdl@uni-miskolc.hu*

Abstract

The paper deals with the geometric generation of nonconventional grinding wheel surfaces for grinding the rotor of special type pumps, compressors and expansion machines, engines. For the surface generation the Surface Constructor kinematic simulation and modelling software application was used that is originally intended for the development of new types of gears. The paper reviews the Surface Constructor design system, introduces the special aerohydrodynamic machines and the construction of the applied grinding machine, and reviews the grinding wheel surface modelling.

Key words: aerohydrodynamic machine, grinding, non-exact helical surface, Surface Constructor.

Összefoglalás

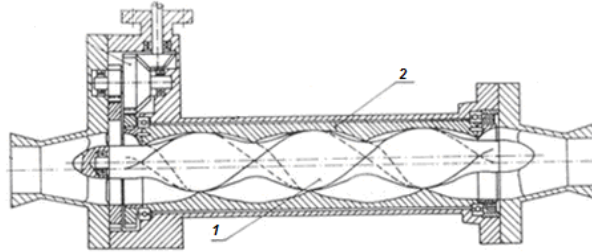
A cikk nem hagyományos köszörűkorongok felületének geometriai generálásával foglalkozik, melyekkel speciális szivattyúk, kompresszorok és táguló közeggel működő erőgépek, motorok forgó rotorját lehet megköszörülni. A felületgenerálásra a Surface Constructor kinematikai szimulációs és modellező program került alkalmazásra, mely elsődlegesen fogaskerek új típusainak kifejlesztésére lett kialakítva. A cikk áttekinti az Surface Constructor tervezőrendszert, bemutatja a speciális aero-hidrodinamikus gépeket és az alkalmazott köszörűgép konstrukcióját, és ismerteti a köszörűkorong felület modellezését.

Kulcsszavak: aero-hidrodinamikus gép, köszörülés, nemszabályos csavarfelület, Surface Constructor.

1. Bevezetés

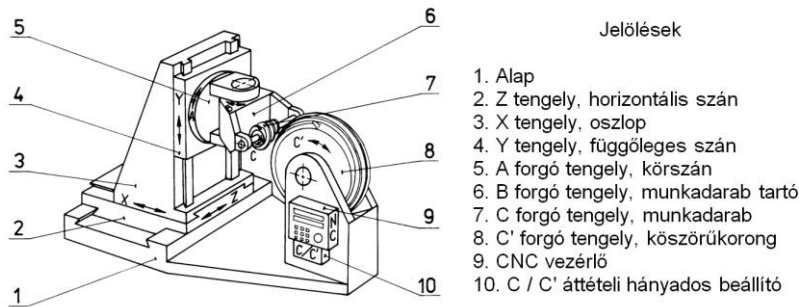
A legújabb szivattyúfejlesztések eredménye egy új típus, amely csak forgó alkatrészeket tartalmaz, hasonlóan a csavarkompresszorokhoz. A konstrukciót általánosíthatjuk kompresszorokra és táguló közeges erőgépekre, gőzgépekre, motorokra, ha változó emelkedésű csavarfelületet alkalmazunk. Ezeket az új típusokat, melyek egy forgó kamrát és abban forgó rotort tartalmaznak, az elmúlt években szabadalmaztatták [9, 10]. Jellemzőjük, hogy a kamra és a rotor között zárt térrészek, üregek alakulnak ki. Amint a forgó alkatrészek mozogni kezdenek, ezek az üregek a forgó alkatrészek tengelyével párhuzamos mozgást végeznek. A résnek a kamra és a rotor között a lehető legkisebbnek kell lennie a lehető legjobb tömítés érdekében. Ez különösen fontos a kompresszorok és a táguló közeges erőgépek esetén, ahol a szomszédos kamrák között jelentősebb a nyomáskülönbség. A légzáró tömítés a vékony kenőfilmmel, annak tehetetlenségével biztosítható, hasonlóan a csavarkompresszoroknál alkalmazott

módszerhez [11]. A legcélszerűbb eljárás ehhez a működő felületek köszörülése, de ez problémákat is felvet. Az 1. ábrán mutatott szivattyú 1 rotorjának egyenletes emelkedésű csavarfelülete esetén a köszörülés hasonló a csigák köszörüléséhez és megoldottnak vehető. A forgó kamra belső csavarfelületének köszörülése ennél nehezebb, de szintén lehetséges [3]. A szükséges korongfelület profilja meghatározható pl. a HeliCAD [3], vagy a Surface Constructor (SC) [4,5] programok segítségével. Az ily módon adott forgásfelület alakra a korongok leszabályozhatók CNC korongszabályozókkal.



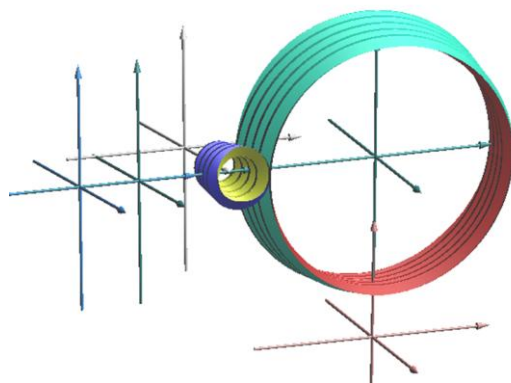
1. ábra. A FORCYL cég által gyártott vízszivattyú

A változó emelkedésű csavarfelületekkel jellemezhető rotorfelületek köszörülése a [2] irodalomban ismertetett speciális köszörűgépet és technológiát igényli. A 2. ábrán látható köszörűgép konstrukció kúpos csigák és globoid csigák köszörülése esetén is eredményesen alkalmazható az elméletileg pontos köszörült felület elérésére. Ezen felületek elméleti pontosságú megköszörülése az utóbbi időkig megoldatlan volt, csak speciális esetekre, pl. evolvens kúpos csavarfelületek, létezett elméleti pontosságú megoldás. A probléma abból ered, hogy a hagyományos, forgásfelület alakú köszörűkorong nem képes az alakját köszörülés közben a szükséges mértékben változtatni. A nem egyenletes emelkedésű, vagy változó átmérőjű csavarfelületek köszörülése azonban igényli ezt a képességet, mivel a csavarfelület és a korong érintkezési görbéje, és ennek következtében az igényelt korongalak pillanatról pillanatra változik. Mivel a hagyományos forgásfelületű köszörűkorongok merevek, egy megoldás lehetséges az [1] által ismertetett folyamatos korongszabályozással, amikor is a korong kismértékű alakmódosulását a köszörülés folyamata során az azzal együtt végzett folyamatos CNC korongszabályozással érik el. Ez a technológia kis sorozatok gyártása esetén előnyös, mivel a korongelhasználás jelentős. Egy másik, a szerző találmányában ismertetett megoldás azt a felismerést használja ki, hogy a nem egyenletes csavarfelület eltérő részeivel a korong eltérő felületrészeit kell kapcsolni. Egy ilyen korong alakját a csavarfelületről visszaburkolással lehet előállítani, egy szintén nem egyenletes csavarfelületre emlékeztető felület formájában. A burkolási folyamatnál általában 1:1 áttételt alkalmazunk.



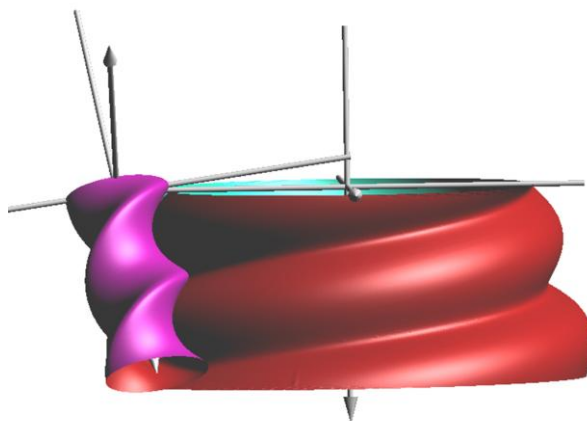
2. ábra. Nem egzakt csavarfelületek elméleti pontosságú köszörülésére alkalmas köszörűgép konstrukciója

A módszer alkalmazását spiroid, azaz kúpos alaptestű csiga köszörülése esetére a 3. ábra mutatja, az új köszörűgép kinematikai elrendezését használva. Ebben az esetben a számított köszörűkorong-felület egy Reishauer-típusú csigakorongra emlékeztet, de lényegi különbség, hogy az itt mutatott korongfelület önmagában nem elcsavarható működő felület.



3. ábra. Spiroid csigához generált köszörűkorong a speciális köszörűgép koordinátarendszerében

Ezzel az új technológiával, mely a munkadarabot teljes hosszában egyszerre köszörüli, és nem alkalmaz a munkadarab menetárkában történő előtolást, a hagyományos szabályos csavarfelületek, csigák, vagy szivattyú rotorok köszörülése szintén lehetséges. A 4. ábra egy ilyen rotorköszörülésre ad példát. A módszer előnye az elméleti pontosságú köszörülés lehetősége nem szabályos helicoid felületű munkadarabok esetén is, azonban hátránya a bonyolult és drágán előállítható, bár nagy felületének köszönhetően tartós pontosságú köszörűkorong előállítása. Hasonlóan a köszörűgép is a drága szerszámgépek csoportjába tartozik. Ezekből eredően a technológia alkalmazása csak nagy sorozatok esetén gazdaságos.



4. ábra. FORCYL-típusú rotor teljes szélességű köszörülésének modellezése

2. Nem egyenletes emelkedésű csavarfelületek köszörülése

Az új, innovatív kompresszorok és táguló közeggel működtetett erőgépek rotorja és forgó kamrája nem egyenletes emelkedésű csavarfelületekkel rendelkezik. Az energiaátalakítás irányát a gép forgórészeinek forgásiránya dönti el, megváltoztatva pl. kompresszorból

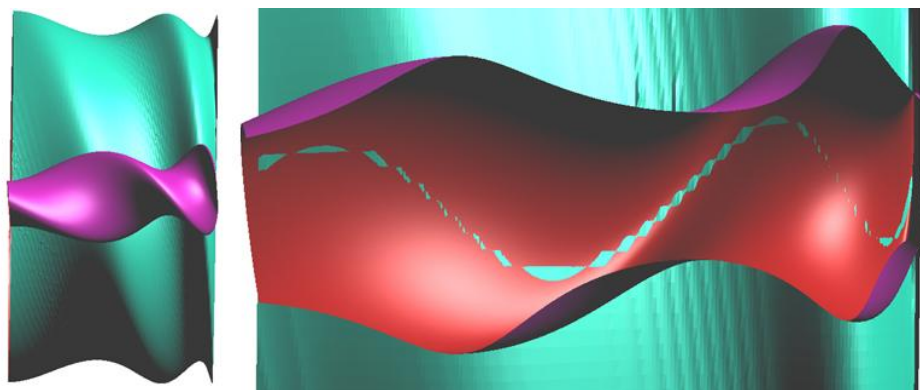
expanziós gép lesz. Mivel ezen gépek konstrukciója meglehetősen új, először annak bemutatása következik. A rotor és a forgó kamra párhuzamos forgási tengelyekkel rendelkeznek és azonos irányba forog, de nem azonos fordulatszámmal. Az 5. ábrán láthatjuk a felépítést egy nyitott kamrájú modellen. A kamra és a rotor nagyon kis hézagtól eltekintve vonalak mentén érintkeznek, ily módon zárt üregeket közrefogva. Az üregek térfogata a nem egyenletes emelkedésű csavarfelületek alkalmazása miatt változik, és a gép működése közben a tengelyekkel párhuzamos haladásuk közben nő, illetve csökken, forgásiránytól függően. Növekedés esetén expansziós erőgépként, csökkenés esetén kompresszorként alkalmazható. A kompresszió-, illetve expanszió hányados a geometria által meghatározott, nem függ a fordulatszámtól. Az üregek térfogatának tengelymenti változását tág határok között változtathatjuk a gép méretezésével. A kamra és a rotor forgásának összehangolását közöttük kialakított kinematikai kapcsolattal, pl. fogaskerekkel érhetjük el.

A forgó kamra köszörülése, illetve finommegmunkálása a rotor köszörülésétől a felület belső elhelyezkedése miatt több problémát vet fel, de pl. a rotorral azonos geometriájú 'köszörűkoronggal', vagy hónoló szerszámmal elvégezhető. Ekkor kihasználható, hogy a nem egyenletes emelkedés miatt a szerelés is könnyebb a kamra tengelyvonalán átmenő osztósíkkal megosztott két félből való gyártása esetén. Mindenesetre, a kamra finommegmunkálása további elemzést kíván, amellyel itt nem foglalkozunk, figyelmünket a rotor köszörülésére irányítjuk. A rotor köszörülése még a javasolt köszörülési technológia és köszörűgép alkalmazása mellett is kérdéses, mert fennáll az alámetszés veszélye. Az egyenletes emelkedésű csigák köszörülésével szerzett korábbi tapasztalatokból az tűnik célszerűnek, hogy a köszörűkorongot a legkisebb emelkedésnek megfelelő bedöntési szöggel állítsuk be. A köszörülési folyamat modellezése az SC szoftverrel történt. A korong felületét a rotor felületével burkolva generáltuk, 1:1 fordulatszám viszony beállítása mellett. Ekkor a korong és a rotor érintkezési pontjaiban a két test érintkező pontjainak kerületi sebessége közel ellentétes irányú, a sebességek abszolút értéke megközelítően összegződik, megfelelő köszörülési sebességet eredményezve, mely a fordulatszámmal állítható. Ebben a származtató mozgásban a származtatófelület és a származtatott felület konjugált felületpárt alkot, a rotor egy pontja a korong egy pontját állítja elő, azzal kapcsolódik. A megmunkálás geometriai korrektségének, alámetszés- és ráhagyásmentességének ellenőrzésére két eljárás kínálkozott:

- az érintkezési vonalak megjelenítése és ellenőrzése;
- az $R=R(\Phi)$ függvények megjelenítése és elemzése.

Az érintkezési vonalak segítségével történő ellenőrzés esetén a felület-felület érintkezést kell látnunk a burkolás minden pillanatában. Az él-felület kapcsolódás éllel történő felületsúrolást jelentene, nem burkolást, vagy felület általi élburkolás is előfordulhat. Mindkettő az alámetszések speciális esete, és nem kívánatos a köszörülési megmunkálás közben. Az érintkezési vonal ellenőrzésének egy pillanatát mutatja az 5. ábra jobboldala. Az alámetszés lehetősége miatt az érintkezési vonal folytonossága lényeges. Egy szakadás, vagy ugrás az érintkezési görbén azt jelezné, hogy az átugrott szakasznak megfelelő felületrész nem lesz pontosan megköszörülve. Az ábrán látható tökéletes eredmény elérése érdekében a beállításoknál több próba is történt és elsősorban a korongbedöntési szög finom beállítása volt fontos.

Az érintkezési vonal általi ellenőrzéssel az a gond, hogy egy teljes korongfordulat minden egyes pillanatában el kell végezni. amint az 5. ábrán is látható, az ellenőrzés megfelelő nézési irány és nagyítás beállítást kíván minden pillanathoz. Annak ellenére, hogy az SC felhasználói interfésze ebből a szempontból a hasonló 3D szoftverek között is az egyik legkényelmesebben kezelhető, az ellenőrzési folyamat időigényes és fárasztó. Szerencsére az SC rendelkezik egy egyedi megjelenítési képességgel.



5. ábra. A rotorhoz számított korong, balra, valamint az érintkezési vonal ellenőrzésének egy pillanata $\Gamma = 5$ fokos bedöntési szögnél

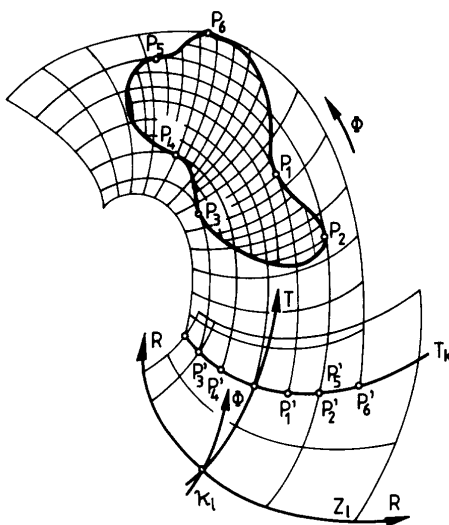
Az $R=R(\Phi)$ függvények megjelenítési lehetősége az SC program kizárólagos képessége. A függvények és a módszer részletes leírása a [6]-ban megtalálható, de az itt bemutatandó ábrák értelmezéséhez egy rövid áttekintést itt is adunk. Az $R=R(\Phi)$ függvények megjelenítése a rotor és a korong relatív kinematikai viszonyát használja alapinformációként és a korong felületének és a köszörűgép beállítási jellemzőinek optimalálásához, melyet a relatív sebességek terében végez el. A relatív sebességvektorok helyett a mozgáspálya vonalakat alkalmazza, mivel azok a sebességvektorok tartóvonalai, és emiatt párhuzamosak azokkal. Ezek a mozgáspályák játszásk a központi szerepet a szerző eredeti Elérés Modell nevű kapcsolódásgeometriai elméletében, melyet a [6] eleméz részletesen.

2.1. Az $R=R(\Phi)$ függvények megjelenítése

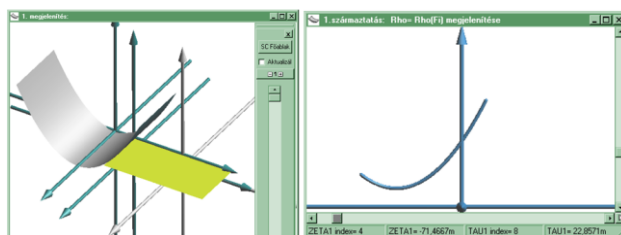
A legtöbb modern fogaskerékfejlesztő szoftver a Tooth Contact Analysis (TCA) módszert alkalmazza a kapcsolódás jóságának biztosítására. Ez a módszer magába foglalja a felületek közötti hézag függvényének meghatározását a hordkép megjelenítéséhez, és egyaránt alkalmas konjugált és modifikált, hordósított, vagy profillenyesést alkalmazó fogaskerekre esetén. Képes az átviteli függvény és a hordkép megjelenítésére, azaz nagyon erőteljes eszköz. Lásd például [7,8]. Ez a módszer azonban a kapcsolódó felületek előzetes megadását igénylik.

Az SC programban rendelkezésre álló módszer esetén a fejlesztés a mozgáspályák segítségével történik és a kapcsolódás jellemzőinek javítását és az alámetszések és elmetszések elkerülését a generált felület meghatározása nélkül végezhetjük. A hivatkozott irodalmakból ismert, hogy az $R=R(\Phi)$ függvények kiválóan alkalmasak a lokális alámetszések és a globális elmetszések feltárására. Ezek a jelenségek nagyon veszélyesek nem csak a fogazatok érintkezésénél, hanem a fogfelületek, burkolt felületek megmunkálásánál is. Elkerülésük az SC rendszerben alkalmazott $R=R(\Phi)$ függvényekkel könnyű. A jó érintkezést egy adott kapcsolódási pontban egy globális maximum pont jellemzi az $R \rightarrow \max!$ extrémumirány választása esetén és egy globális minimumpont jellemzi az $R \rightarrow \min!$ extrémumirány választása mellett. A problémás lokális alámetszési helyeket vízszintes érintőjű inflexiós görbealakzat jelzi. A lokális maximummal rendelkező görbék gyakran eredményeznek globális elmetszést, ha a maximumszint Φ vonala távolabb elmetszi a függvénygörbét. Ez megfigyelhető a 6. ábrán amikor a P2 pontot érintő Φ pályavonal metszi a származtatott test metszsvonalát a nagyobb Φ értéknél. Egyetlen $R=R(\Phi)$ függvénygörbe a származtatott felület egyetlen keletkező pontját jellemzi. Ha a származtatott felület teljes $T-Z$ tartományát fel szeretnénk táni a keletkezett

pontok kapcsolódásának jósága szempontjából, akkor ehhez az SC-ben erre a célra kialakított vizsgálóablakot használhatjuk, mely a 7. ábrán a jobb oldalon látható. A bal oldal egy lineáris mozgást végző parabola henger által burkolt sík keletkezését mutatja. Az egyszerű példában a származtató felület metszetgörbéje éppen a származtató felület parabola alkotója. Az ablak lehetőséget ad a függvénygörbék $R = R(\Phi, T)$, vagy $R = R(\Phi, Z)$ seregének felületszerű megjelenítésére is. Amíg a függvényeknél a \cap , illetve a \cup alak a kedvező, extrémumirány választástól függően, a görbeseregek alkotta vizsgálófelületeknél hegygerinc, illetve völgyalakzat jelzi a hibátlan, alámetszésmentes származtatást. (Az SC a RHO, TAU, ZETA neveket alkalmazza az Elérés modellben alkalmazott R , T , Z helyett.)



6. ábra. Az $R = R(\Phi)$ függvény kialakulása: a származtató test metszete a $T = \text{const}$; $Z = \text{const}$ görbevonalú koordinátafelületekben



7. ábra. A parabolikus felület általi burkoláskor a keletkezett sík egy pontját a jobboldali vizsgálóablakban látható parabola alakú metszetgörbe jellemzi a TAU-ZETA tartomány adott pontjában

A vizsgálóablak a származtatott felület pontjainak keletkezését jellemző $R = R(\Phi)$ függvénygörbék vizsgálatához a következő kényelmes lehetőséget nyújtja: Az ablak a T - Z tartománynak is megfelel egyben, és bármely pontjára kattintva, az azon T - Z értékekhez tartozó $R = R(\Phi)$ görbe jelenik meg. A kurzor mozgatásával lenyomott egérgomb mellett a felület tetszőleges pontjához tartozó függvénygörbe könnyen megjeleníthető, a T - Z tartomány letapogatható. Az alsó, vagy a jobboldali tolokákra kattintva egy $R = R(\Phi, T)$, vagy $R = R(\Phi, Z)$ felület jelenik meg, mely alakját változtatja, ha a tolokát mozgatjuk, ily módon a görbeseregek által jellemzett burkolási folyamat minőségének ellenőrzésére könnyű lehetőséget adva, amint a 8. ábrán látható. A problémás részeken a hegygerinc, vagy völgyalakzatok torzulnak és

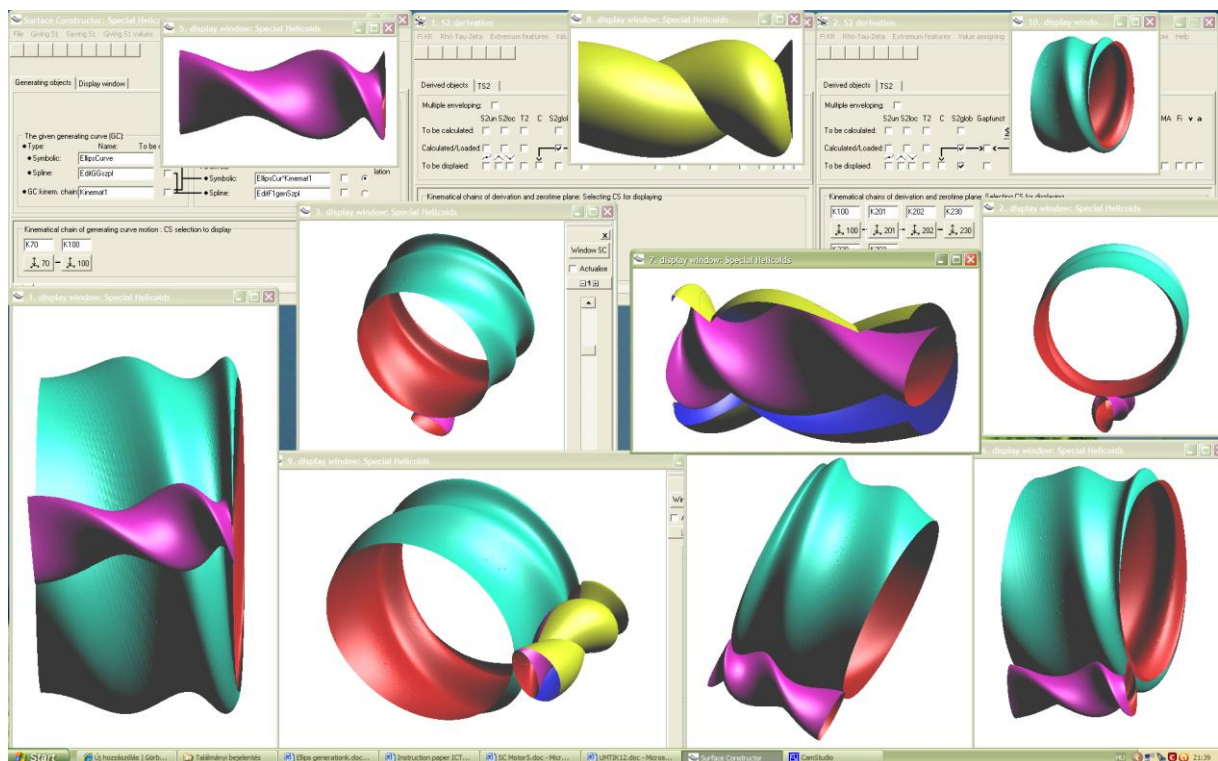
inflexiós alakzatok, lokális minimumok, illetve maximumok is megjelennek a felületeken, az alámetszések és elmetszések könnyű detektálhatóságát nyújtva.



8. ábra. $R = R(\Phi)$ függvények seregeként kialakuló felület

A konkrét köszörűkorong felületre elvégzett ellenőrzés az adott köszörűgép beállítási adatok mellett mindenhol kedvező $R=R(\Phi)$ függvényalakokat jelzett, ami a generált köszörűkoronggal történő köszörülés geometriai hibátlanágát mutatta.

A számított köszörűkoronggal elvégzett megmunkálási szimulációt is mutatja az SC tervezőszoftverről készített pillanatkép a 9. ábrán.



9. ábra. Az SC tervezőrendszer a kompresszor és a köszörűkorong felületének modellezése közben.

3. Összefoglaló

A cikkben elemzésre került az újfajta forgó rotorral rendelkező erőgépek rotorjának köszörülése geometriai szempontból. A tapasztalat szerint a változó emelkedésű

csavarfelülettel rendelkező rotorok is elvi pontossággal megköszörülhetnek egy speciális eljárás és az ahhoz szükséges köszörűgép alkalmazásával. A köszörűkorong működő felületének generálásakor alámetszés- és elmetszésmentes kialakítást céloztunk meg, melyet sikerült elérni. Az ellenőrzéshez az SC programba beépített $R=R(\mathcal{D})$ függvényvizsgálót alkalmaztuk.

Köszönetnyilvánítás

A kutató munka a Miskolci Egyetem stratégiai kutatási területén működő Mechatronikai és Logisztikai Kiválósági Központ keretében valósult meg.

Irodalom

- [1] Dudás, I: *Grinding possibilities of the conical worm of spiroid driving pairs*, Proc. microCAD'96 International Computer Science Conf., Miskolc, Hungary, sect. F, 1996, 33-38 oldal.
- [2] Dudás, L: *Grinding machine, for grinding non-surface of revolution surfaces, especially conical and globoid worms*, Hungarian patent HU P9003803, 1992.
- [3] Dudás, L: *Resolution of geometrical problems of contacting surfaces using the Reaching Model*, Thesis for Candidate of Technical Science Degree, Hungarian Academy of Sciences, Budapest, 1993.
- [4] Dudás, L: *Advanced software tool for modelling and simulation of new gearings*, Int. J. Des. Eng. vol. 3, 2010, 289–310 oldal.
- [5] Dudás, L: *Gear investigations based on Surface Constructor kinematical modelling and simulation software*, Proc. UMTIK 2010 14th Int. Conf. Mach. Des. & Prod., Güzelyurt, T.R. Northern Cyprus, 731–742 oldal.
- [6] Dudás, L: *Modelling and simulation of a novel worm gear drive having point-like contact*, Proc. TMCE 2010 Symp., Ancona, 685–698 oldal.
- [7] Lunin, S: *Interactive visualization with parallel computing for gear modeling*, Letölthető: <http://www.zakgear.com/Parallel.html>, Letöltve: 2012.febr.19.
- [8] Lunin, S: *New discoveries in WN gear geometry*, Letölthető: <http://www.zakgear.com/WN.html>, Letöltve 2012.febr.19.
- [9] Micro Europe Kft: *A Sokszögmegmunkálás Élvonalában*, Letölthető: <http://www.microeurope.hu/indexsziv.html>, Letöltve 2012.febr.19.
- [10] Murrow, D., Giffin, R. G: *Axial flow positive displacement turbine*, U.S. Pat. 2009/0226336 A1
- [11] Stosic, N., Smith, I. K., Kovacevic, A: *Opportunities for innovation with screw compressors*, Proc. IMechE, J. Proc. Mech. Eng., Letölthető: <http://www.staff.city.ac.uk/~ra601/oportsvi.pdf>, Letöltve 2012.febr.19.



FÖLDRENGÉSI SZABVÁNYOK FEJLŐDÉSE ÉS ALKALMAZÁSA ERDÉLYBEN

THE EVOLUTION AND PRACTICE OF SEISMIC CODES IN TRANSYLVANIA

Gobesz F. Zsongor⁽¹⁾, Kegyes Csaba⁽²⁾

(1) Kolozsvári Műszaki Egyetem, Építőmérnöki Kar, Tartószerkezetmechanikai Tanszék, Románia, 400020 Cluj-Napoca, C. Daicoviciu u. 15, V. épület, III/305; Telefon / Fax: +40-264-401351, levelezési cím: go@mecon.utcluj.ro

(2) PIUS Építészeti, Mérnöki és Számítástechnikai Kft, Magyarország, 9024 Győr, Hunyadi u. 18; Telefon / Fax: +36-96-411568, levelezési cím: kcs@pius.hu

Abstract

In terms of seismic safety, the knowledge of the given field's seismicity is a fundamental issue. The earthquakes in the Carpathian Basin are known since 463, Transylvania is a part of this region. At the end of 1800's the researchers have discovered that in those places where an earthquake happened, the occurrence of another similar or stronger quake is very likely. The evolution of the seismic design codes during time is mainly determined by the technical-economic development. Knowing the history of standards and their application, the current requirements of seismic safety regulations and concepts can be understood and implemented in a better way.

Key words: seism, code, evolution, practice, Transylvania.

Összefoglalás

A földrengés elleni védekezésben, alapvető kérdés az adott terület szeizmicitásának ismerete. A Kárpát-medence földrengései 463-tól ismertek, Erdély egy része ennek a területnek. Az 1800-as évek végén a kutatók felismerték, hogy ahol egy földrengés volt, ott valószínű legalább olyan erősségű földrengés bekövetkezése. Az esztendőök folyamán a földrengés méretezési szabványok alakulását főleg a műszaki-gazdasági fejlődés határozta meg. Ismerve a földrengési szabványok és alkalmazásaik történetét, jobban meg lehet érteni a jelenlegi fogalmakat és az érvényes előírások követelményeit és hatékonyabban lehet őket alkalmazni.

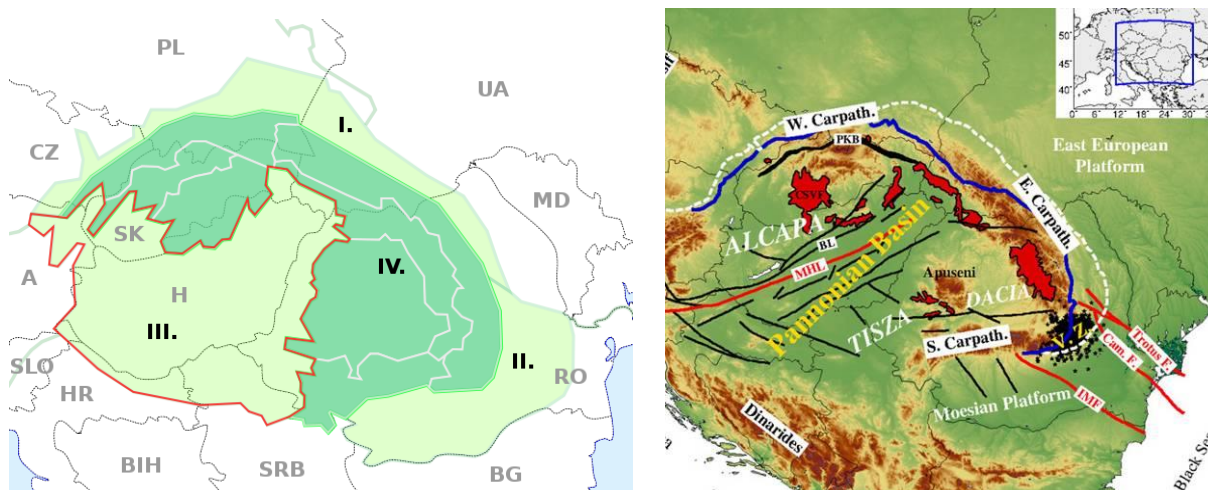
Kulcsszavak: földrengés, szabvány, fejlődés, alkalmazás, Erdély.

1. Bevezetés

Erdély földrengés veszélyeztetettsége szorosan összefügg a Kárpát-medence szeizmicitásával (1. ábra). A Kárpát-medence (helyenként Pannón-medencének is nevezik, bár ez utóbbi tulajdonképpen egy alegység) geológiailag a néhai Tethys óceán egyik üledékgyűjtő medencéje, melyből az alpi orogén fázis során kiemelkedtek a Kárpátok. Nyugatra a DK-Alpok, délre a Dinári-hegység, északra és keletre a Kárpátok hajlatai határolják. A medencealjzat sávós, parketta-szerű szerkezete több lemezdarabból áll össze, melyek részben összeforrtak és már inaktívak. Felépítésében elsősorban fiatalabb (neogén és kvarter) medenceüledékek vesznek részt, amelyekből mintegy szigetként állnak ki a túlnyomóan

mezozós kőzetekből és neogén vulkanitokból álló hegységek. A földtörténeti előzmény egyfelől a domborzati sajátosságok kialakulásáért felelős, másfelől viszont meghatározza azt a gazdag nyersanyagbázist amellyel a Kárpát-medence rendelkezik. A só mellett jelentős érctelepek alakultak ki. Első ütemben a Belgrád – Temesvár – Kolozsvár vonalban, azután Pécs – Debrecen illetve Zagreb – Miskolc sávban, majd a szinorogén fázis ugyanezt a mozgás irányt követte Belgrád – Nagyvárad és Balaton – Darnó vonalban. Ezek a jura – alsó kréta idejére tehető, összefüggésben a Tethys felnyílásával, a húzóerők és a tértágulás okozta árkos beszakadások és térszínsüllyedés miatt. A korábbi, triász vulkanizmust a diabáz, gabbró és kvareporfir előfordulása jelzi.

A Kárpáti vulkáni ív tagjai nyugatról kelet felé egyre fiatalodnak, nagyjából hasonlóan a forrópontos vulkanizmushoz. Nem a lemez forrópont feletti mozgása okozta, hanem a felszakadó törésvonalak aktivitásának eltolódása. Ezt a vulkanizmus jellege igazolja: nem híg bazaltos, kiömléses tevékenység folyik, amely pajzsvulkánokat hoz létre, hanem andezites összetételű, robbanásos kitörést produkáló. A Keleti-Kárpátokban a mai napig megfigyelhetők egyes vulkáni utóműködések, gáz- és gőzkifúvások, illetve szénsavas, borvíz feltörések. A középhegységi területeken pedig sok helyen magas a geotermikus energia szintje, amely hévizes feltörésekkel jár együtt. A pliocénben a Paratethyst szegélyező „frissen” kiemelkedett hegyvidék szolgáltatta a Dés – Brassó, Eperjes – Radna vonalakon, valamint a Felvidék nagy részén található nemesfém-bányák készleteit létrehozó vulkanizmust.



1. ábra. Balra: a Kárpát-medence (I – Kárpátalja, II – Román alföld, III – Pannón-medence, IV – Kárpátok beltere) [4]. Jobbra: a Kárpát-medence felszíni szerkezete (pirossal a vulkáni réteg, MHL – a közép-magyar vonal, IMF – az bel-moéziai törésvonal, Cam.F. – Camena törés, V.Z. - Vránca) [11].

A földrengések általában a törésvonalak, azaz a nagyobb lemezhatárok mentén robbannak ki. A Kárpát-medence szeizmicitása mérsékeltnek tekinthető a széleihez képest, az Erdélyre jellemző földrengések pedig sekély és közepes fészekmélységből (15–200 km) törnek fel.

2. Történelmi áttekintés

Az európai földrengések mérését már az ókori görögök is megkísérelték. Az egyik legrégebbi skálát Jacopo Gastaldi piemonti térképrajzoló dolgozta ki az 1594-es Nizza

környéki földrengéskor [12]. Eleinte négy fokozatot jeleztek, de a XIX. században már tíz fokozatú skálát használtak. A Mercalli féle 10 fokú skálát Cancani 1904-ben 12 fokúra bővítette, figyelembe véve a talajmozgást (gyorsulást) is az intenzitás mellett. Sieberg ezt tökéletesítette az épületekre mért hatások osztályozásával és így lett 1917-ben nemzetközi mérceként elfogadva.

A Kárpát-medencében a földrengések összeírása tulajdonképp Grossinger János komáromi jezsuita 1783-ban megjelent munkájával kezdődött. Őt követte Kitaibel Pál és Tomtsányi Ádám 1814-ben megjelent munkája az 1810-es móri földrengésről (az első izoszeiszta térképpel), majd 1858-ban Kornhuber, Schmidt és Hunfalvy, illetve 1869-be Jeitteles dolgozatai a zsolnai földrengésről. Az 1880-as erdélyi földrengésről Koch és Schuster készített tanulmányt 1881-ben, míg a szintén azévi zágrábi földrengést Hantken, Torbar (1882) és Wahner (1883) értékelték tanulmányaikban. Edward Suess 1897-ben jelentette meg monográfiáját az 1895-ös ljubljanai földrengésről.

Egy terület szeizmicitásának, földrengés veszélyességének vizsgálata a múltban keletkezett földrengések számbevételét jelenti. A Kárpát-medence környezetében a történelem során változó határokkal elhelyezkedő országok közül Magyarország az, az állam, mely a történelmi földrengések legteljesebb kárpát-medencei adatbázisát elsőként kiépíti. A Magyarhoni Földtani Társulat 1881-ben létrehozta a Földrengési Bizottságot, melynek kiemelkedő tagjai Kövesligethy Radó és Schafarzik Ferenc hozzájárultak, hogy 1914-ig Magyarország kiépítette azt az állomáshálózatot, mellyel a szeizmológiai kutatás élvonalába tartozott. Ezek az állomások: Budapest, Kolozsvár, Temesvár, Szeged, Belgrád, Pécs, Zágráb, Fiume, Kalocsa, Kecskemét, Ógyalla, Ungvár helységekben felállított mérőműszerekből álltak.

Az erdélyi földrengések adatai több katalógusban is szerepelnek. A négy legismertebb magyar földrengés-katalógus (Réthly, 1952; Csomor és Kiss, 1962; Zsíros, Mónus és Tóth, 1988; Zsíros, 2000) közül a Zsíros Tiboré a legjelentősebb, mert 20.478 bejegyzést tartalmaz a 455 – 1995-ös évek időszakából szinte a teljes Kárpát-medencére. E 20.478 földrengés közül 3.751-nek ismert a fészekmélysége, melynek a meghatározását a Kövesligethy féle képlet adja:

$$I_0 - I_k = 3 \cdot \log(D_k / h) + 3 \cdot \alpha \cdot \log(e) \cdot (D_k - h) \quad (1)$$

$$D_k^2 = R_k^2 + h^2 \quad (2)$$

A fenti képletekben I_0 az epicentrális intenzitás, I_k az intenzitás értéke a D_k hipocentrális távolságban, R_k az izoszeiszta sugárértéke, h a fészekmélység és α az abszorpciós együttható. A magnitúdó-érték a rengések olyan méreetszerinti osztályozása, mely a földrengéshullámok műszeres regisztrátumai alapján történik. A Kárpát-medencében, így Erdélyben is, az Ambraseys által felállított gyorsulás–gyengülési modellt használták az adott helyen a számításba vehető gyorsulás becslésére:

$$\log(a_n) = -1,39 + 0,266 \cdot M_S - 0,922 \log(D) \quad (3)$$

M_S a felületi, főleg Rayleigh hullámból meghatározott magnitúdó; M_B a kompressziós (primér) térhullámból meghatározott magnitúdó; M_L a kéreg, azaz Love hullámból meghatározott (úgynevezett Richter) magnitúdó; M_D pedig a szeizmogrammon mért időtartamból becsült magnitúdó. Ezek között a következő összefüggések léteznek [13]:

$$M_S = 0,97(\pm 0,05)M_B + 0,04(\pm 0,24) \quad (4)$$

$$M_S = 0,86(\pm 0,06)M_L + 0,57(\pm 0,27) \quad (5)$$

$$M_S = 1,21(\pm 0,11)M_D - 1,23(\pm 0,52) \quad (6)$$

$$M_B = 0,59(\pm 0,05)M_L + 1,75(\pm 0,22) \quad (7)$$

$$M_B = 0,90(\pm 0,08)M_D + 0,20(\pm 0,32) \quad (8)$$

$$M_L = 1,14(\pm 0,02)M_D - 0,69(\pm 0,06) \quad (9)$$

Az M átlagos műszeres magnitúdó a felszabadult energiát jellemzi, és függ az I_0 epicentrális intenzitástól, valamint a h fészekmélységtől:

$$M = a \cdot I_0 + b \cdot \log(h) + c \quad (10)$$

Amennyiben a Kárpát-medencét a 44.0N–50.0N és 13.0E–28.0E földrajzi koordináták közé eső területként értjük, akkor elfogadott az alábbi:

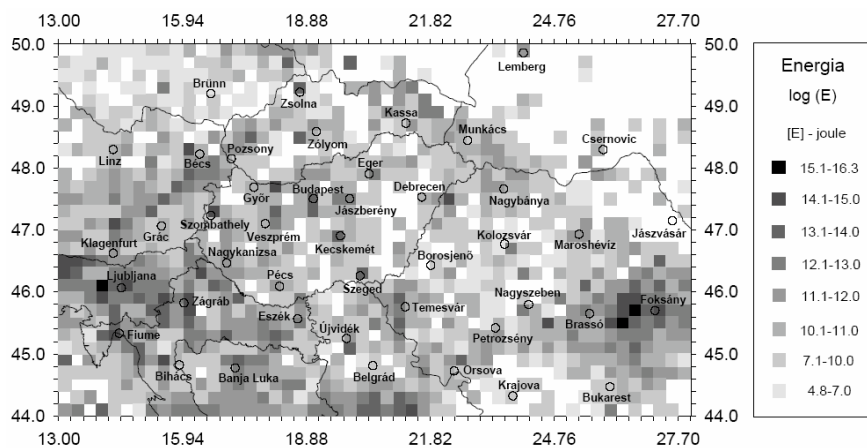
$$M = 0,68(\pm 0,02) \cdot I_0 + 0,96(\pm 0,07) \cdot \log(h) - 0,90(\pm 0,10) \quad (11)$$

Háromszék – Vráncsaföldet a 44.5N–46.5N és 25.5E–28.0E földrajzi koordináták közötti területre vetítve, a magnitúdó értéke:

$$M = 0,52(\pm 0,02) \cdot I_0 + 0,55(\pm 0,11) \cdot \log(h) + 1,18(\pm 0,20) \quad (12)$$

Egy térségben a várható földrengések száma egyenes arányban van a magnitúdó értékükkel (Gutenberg – Richter összefüggés):

$$\log N = a + b \cdot M \quad (13)$$



2. ábra. A földrengések által felszabadult energia területi eloszlása a Kárpát-medencében [13].

A földrengések által felszabadult rugalmas energia becslését a Gutenberg-Richter összefüggéssel lehet elvégezni, ahol az E -vel jelölt energia Joule-ban értendő:

$$\log(E) = 1,5 \cdot M + 4,8 \quad (14)$$

A Kárpát-medence földrengés veszélyességét a Cornell (1968) által kidolgozott módszerrel határozták meg, mely figyelembe veszi a várható földrengések forrásterületeit, a tapasztalt gyakoriságot, a veszélyeztetettség paramétereit (csúcsgyorsulás, földrengés intenzitás) és azok távolság-szerinti gyengülését, illetve az ismert forrásterületeken az adott gyakorisággal keletkező földrengések hatásának számítását az adott gyengülés figyelembevételével.

1. táblázat. Válogatás a 1100 – 1995 között észlelt legnagyobb magnitúdójú erdélyi földrengésekből [13].

Dátum	Epicentrum koord.	M	I_0	Helység
1196.02.13	45,70N; 26,60E	6,4	8,0	Vráncaşföld
1230.05.10	45,70N; 26,60E	6,7	8,5	Vráncaşföld
1327	45,70N; 26,60E	6,4	8,0	Vráncaşföld
1446.10.10	45,70N; 26,60E	6,7	8,5	Vráncaşföld
1471.08.29	45,70N; 26,60E	6,4	8,0	Vráncaşföld
1516.11.24	45,70N; 26,60E	6,9	9,0	Háromszéki-havasok
1545.07.19	45,70N; 26,60E	6,4	8,0	Háromszéki-havasok
1569.08.17	45,70N; 26,60E	6,4	8,0	Háromszéki-havasok
1590.08.10	45,70N; 26,60E	6,7	8,5	Háromszéki-havasok
1595.04.21	45,60N; 26,00E	6,4	8,0	Barcaság
1604.05.03	45,70N; 26,60E	6,4	8,0	Háromszéki havasok
1605.12.24	45,70N; 26,60E	6,4	8,0	Vráncaşföld
1606.01.13	45,70N; 26,60E	6,2	7,5	Háromszéki havasok
1620.11.08	45,80N; 26,60E	6,7	8,5	Vráncaşföld
1701.06.12	45,70N; 26,60E	6,2	7,5	Vráncaşföld
1738.06.11	45,70N; 26,60E	6,7	8,5	Vráncaşföld
1790.04.06	45,70N; 26,60E	6,4	8,0	Vráncaşföld
1793.12.08	45,70N; 26,60E	6,4	8,0	Háromszéki havasok
1802.10.26	45,70N; 26,60E	7,2	9,5	Háromszéki havasok
1829.11.26	45,70N; 26,60E	6,4	8,0	Vráncaşföld
1838.01.23	45,70N; 26,60E	6,9	9,0	Háromszéki havasok
1868.11.13	45,70N; 26,60E	6,2	7,5	Háromszéki havasok
1903.09.13	45,12N; 26,54E	6,0	6,5	Háromszéki havasok
1908.10.06	45,50N; 26,50E	6,8	8,0	Háromszéki havasok
1929.11.01	45,90N; 26,50E	6,2	6,5	Háromszék
1934.03.29	45,80N; 26,50E	6,6	8,0	Vráncaşföld
1940.10.22	45,76N; 26,42E	6,2	7,0	Háromszék
1940.11.10	45,77N; 26,73E	7,3	9,0	Vráncaşföld
1945.09.07	45,90N; 26,50E	6,5	7,5	Vráncaşföld
1945.12.09	45,70N; 26,80E	6,1	7,0	Vráncaşföld
1977.03.04	45,77N; 26,76E	7,2	9,0	Vráncaşföld *
1986.08.30	45,54N; 26,31E	6,9	8,0	Háromszéki havasok
1990.05.30	45,85N; 26,66E	6,6	8,0	Háromszéki havasok
1990.05.31	45,81N; 26,77E	6,1	–	Vráncaşföld

* Jelentős károkat okozott Bukarestben.

3. A méretezési előírások fejlődése

A földrengések kutatásaival gyakran egy időben készítették el azokat a méretezési módszereket melyek gyűjtőnéven „konvencionális statikus eljárások” címen szerepelnek. Az 1800-as évek végén minden kutató felismerte, hogy ahol volt földrengés, ott valószínű majd

legalább olyan erősségű földrengés bekövetkezése. Simon [9] idézi Sieberg számítását is, annak a kutatónak eljárását, akinek nevéhez nemcsak az intenzitás skála kapcsolható (Mercalli-Cancani-Sieberg féle intenzitási skála), hanem az első rázóasztal is. Ezen a rázóasztalon felépített falazott szerkezet modellje bizonyította elképzeléseinek helyességét, miszerint „a négyzetes oszlop alakú test eltörik”, ha az a_1 gyorsulás:

$$a_1 = \frac{J \cdot g \cdot Z}{b \cdot h \cdot G \cdot P} \quad (15)$$

J a tehetlenségi momentum, g a nehézségi gyorsulás, Z a húzószilárdság, b az eltört felület oldalhosszának a fele, h a letört rész súlypontjának a magassága a törési felület felett, G a test térfogategységének súlya, P pedig a letört rész térfogata. A szeizmikus terhet úgy számították, hogy az épület függőleges tengelye egyenes marad, függetlenül a rezgésektől és a merevségtől. Az épület súlyát egyenletesen megoszlnak tekintették, akárcsak a gyorsulást:

$$H_i(S_i) = \frac{Q_i}{g} \cdot a_i = c \cdot Q_i \quad (16)$$

Kétféle tehetlenségi erőt különböztettek meg ($S = k \cdot P$, ahol, k a szeizmikus tényező, P a súlyterhelés): hosszú periódusú rezgések, illetve rövid periódusú rezgések szeizmikus tehetlenségi erőit. A hosszú periódusú rezgések tehetlenségi erőit az épületek és létesítmények egészének és részeinek (épületvázak, falak, oszlopok, tornyok, gyárkémények, világítótornyok, támfalak) szilárdsági és állékonysági számításai során vették figyelembe (épület elemeinek önsúlya, földemekre háruló terhelés, daruk önsúlya, hó terhelés stb.). A rövid periódusú rezgések szeizmikus tehetlenségi erőit csak a merev lehorgonyzások (oszlopok, rácsostartók, gerendák lehorgonyzásánál) nyírásra történő számításakor vették figyelembe. A más erőkkel való terhelésekkel együtt fellépő szeizmikus erők a különleges behatásokhoz tartoztak, ezért a szeizmikus erőkre való számításakor a legkisebb biztonsági tényezőt vették figyelembe. A számítások a földrengés intenzitásához voltak kötve.

A dinamikus méretezési elmélet később jelent meg, az a szemlélet figyelembe veszi a talajmozgást (gyorsulás, frekvencia), az általaj minőségét, a szerkezet dinamikus válaszát (merevség, szilárdság, csillapítást, duktilitást). A talajgyorsulás nagyságát az intenzitásokhoz kötötték (ma az Európai Makroszeizmikus Skála érvényes, melyet összehangoltak az EC8-cal). A talajmozgást a szeizmogram írja le, amely a talaj-elmozdulást ábrázolja az idő függvényében: $1gal = 1 \text{ cm/s}^2$. A szeizmogram általában szabálytalan diagram, bár van bizonyos periodicitása. Bármelyik földrengés út-, sebesség- és gyorsulás-diagramját vizsgáljuk, mindig meghatározható egy periódusidő. A földrengés bekövetkezési valószínűsége, magnitúdója, intenzitása, mind a geológiai adottságoktól függ. A méretezéshez szükséges gyorsulást a szeizmológiai kutatások által összeállított valószínűségi térképek adják. Az általaj minőségi hatását befolyásolja a felső laza rétegek által jelentkező szűrőhatás, mely a saját frekvencia tartományt növeli, az ettől távol lévőt csökkenti. Ismert, hogy a felső néhány tíz méteres talaj a felszínen kialakuló gyorsulásokat jelentősen módosítja. A helyi hatás figyelembe vételéhez szükséges a laza rétegek transzverzális sebességének függvényében az úgy nevezett helyi módosító tényező meghatározása. Ez lebontható településekre, vagy nagyobb területre, mikro- és makro-zónákra.

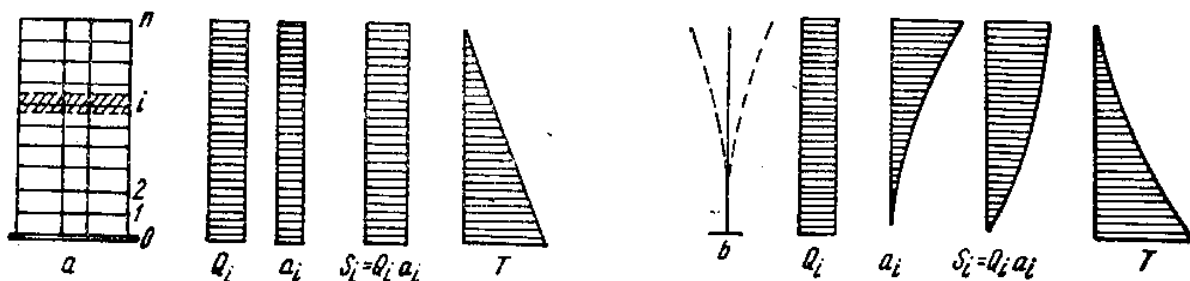
Az építménynek a földrengés következtében fellépő mozgását, a szerkezet válaszát döntő módon befolyásolja a saját frekvenciája és a csillapítás. Egy szerkezet sajátfrekvenciája függ a tömegeloszlástól és a merevségi tulajdonságoktól. A több-szabadságfokú rendszer esetében mindegyik sajátrezgés alak más-más kritikus csillapításának a hatékonysága is függ a

sajátregzés alakjától. Az épületek méretezése azon az elven alapszik, hogy feltételezték, hogy a szerkezet rugalmasan viselkedik, a sajátregzések ortogonálisak, így a rengésnek az egyes sajátregzés alakokra gyakorolt hatását külön-külön, egymástól függetlenül vizsgálhatták. A földrengés az épületet, építményt az alsó részének a talajjal érintkező felületén gerjeszti. A dinamikus elmélet fejlődése és az El Centro-i földrengés feldolgozása lehetőséget adott egyszerűsített számításhoz. A szerkezet maximális gyorsulása függ a szerkezet sajátregzésének periódus idejétől, a maximális talajgyorsulástól, a szerkezeti csillapítástól, duktilitásától és az altalaj tulajdonságától. A szeizmogramra különböző válaszokat jelentő görbesereget burkoló görbe (az úgynevezett $\beta = a_{\max}^{\text{szerk}} / a_{\max}^{\text{talaj}}$ görbe), mely a számítások egyszerűsítéséhez vezetett elősegítette, hogy a kapott maximális szerkezetgyorsulásból meghatározható legyen az egyes tömegpontok gyorsulása, az i sajátregzés alak szerint:

$$\eta_{ik} = \frac{x_{ik} \cdot \sum_{k=1}^n Q_k \cdot x_{ik}}{\sum_{k=1}^n Q_k \cdot x_{ik}^2} \quad (17)$$

Ez az eljárás a modális analízis, azaz minden rezgésmódra meghatározható a sajátvektor alakja. A kezdeti statikus elméletet felváltó dinamikus szemléletből, vagyis az alakváltozási formát figyelembe vevő megoldásokból születtek azok a szabványok, melyek az 1970-es éveket jelentik.

A fellelhető források szerint úgy tűnik, hogy az 1940 november 10.-i nagy földrengésig Romániában nem volt hivatalos méretezési előírás. Addig inkább olasz, német, angol vagy francia előírások alapján méreteztek szeizmikus hatásokra, főleg statikus számításokat végezve. Az első, az 1941-ben megjelent (Közmunkák és Távközlési Minisztérium által kiadott), 84351/1941.12.30 jelölésű határozat volt „Ideiglenes előírás a földrengés okozta károsodás megelőzésére és a károsodott épületek visszaállítására” címmel. Ezt követte az „Útmutató földrengések okozta károk megelőzésére” (Távközlési és Közmunkák Minisztérium 60173/1945.05.19 számú előírása, melyet a Legfelső Műszaki Tanács is jóváhagyott) című anyag. Érdekes és említésre méltó, hogy 1958-ban elkészült egy szabvány (STAS 2923-58) ami nem került jogerőre és így alkalmazva sem volt. Ez a szabvány jóval bővebb volt, mint a későbbi P.13-as hivatalos előírás. Időközben ismert volt az amerikai (Californian Code) és a szovjet előírás (SN 8-50) is.



3. ábra. Egyenletes tömegeloszlás és gyorsulás a P.13 előtt (a) és a P.13-63-ban szereplő módosítás (b).

A P.13-63 1963 július 18.-án lett közzé téve. Ez volt az első „dinamikus” számításra vonatkozó hivatalos előírás melyben figyelembe vették a zóna szeizmikus fokát és az épület fontosságát is. A szeizmikus erők várható nagyságát az intenzitásokhoz köthették (ezt a STAS

3684-63 előírás tartalmazta) és az ország térképén feltüntették a 7., 8. és 9. intenzitású területet. A számításba vett szeizmikus erő a következőképp volt számítható (ismerve a K_S együtthatót ami a szeizmikus övezet függvénye, a β dinamikai jellemzőjét a szerkezetnek ami a T sajátrezgési periódustól és az alapozási rétegtől függ, meg a ψ csillapítási együtthatót):

$$S = c \cdot Q = K_S \cdot \beta \cdot \varepsilon \cdot \psi \cdot Q = \sum_i^n S_k \quad \text{ahol } c = K_S \cdot \beta \cdot \varepsilon \cdot \psi \quad (18)$$

Az ekvivalenciát jelentő (a több szabadságfokú épületszerkezet megfelelése az egy szabadságfokúval) ε együttható az alábbi képlettel volt számítható (a gravitációs terhek számításánál figyelembe kellett venni a terhelési tényezőt is, mely táblázatban volt megadva):

$$\varepsilon = \frac{\left[\sum_1^n Q_k \cdot u_k \right]^2}{\left[\sum_1^c Q_k \right] \cdot \left[\sum_1^n Q_k \cdot u_k^2 \right]} \quad (19)$$

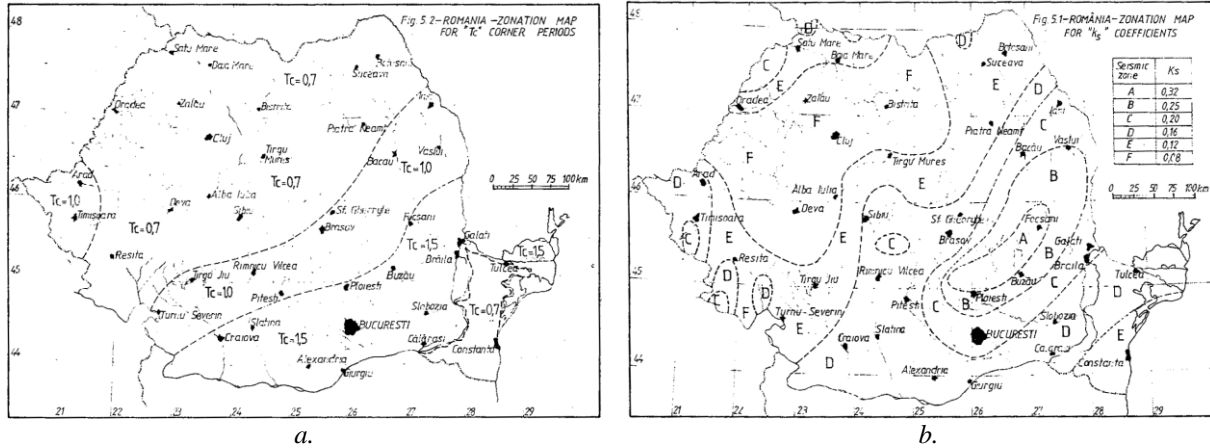
A földrengésből ébredő vízszintesen működő alap-nyíróerőt a tömegekkel arányosan kellett szétosztani. Az egyszerűsített számításnál szükséges kezdeti feltétel az volt, hogy a (18)-as képletben szereplő c globális szeizmikus együttható értéke ne legyen 0,02 alatt. A szerkezet főbb teherviselő elemeinek ellenőrzése a földrengésből ébredő függőleges erőkre szintén elő volt írva, ehhez a szabvány százalékos növekményeket adott. A nem szerkezeti elemeket is ellenőrizni kellett földrengési hatásokra, növekménnyel meghatározott saját súlyt véve figyelembe.

Hat év után került sor az előírás módosítására, P.13-70 jelöléssel. Ebben, a legfontosabb, a K_S intenzitás függvényű együttható és a β dinamikai jellemzők változása volt, bevezetve egy új (az alapozási réteget jellemző) együtthatót is az intenzitás-zónák gyarapítása mellett. Az ε ekvivalencia együtthatónál figyelembe lehetett venni a magasabb rezgésformákat, de az első rezgésmódnál szintén be kellett tartani a 0,02-es határértéket a c globális együtthatónál. Magas, hajlékony szerkezetek (önálló kémények, toronyszerű építmények) esetében legalább három rezgésformát kellett figyelembe venni. Az előírás egyik legfontosabbnak bizonyult része az volt, amelyik a szomszédos építmények közötti hézag számítását írta elő (hogy földrengés hatására keletkező kilengések folyamán ne ütközzenek). Az 1977 március 4.-i földrengés tanulságai új szemlélethez és új előírásokhoz vezettek. Az 1940 novemberi és 1977 márciusi földrengések tanulmányozása vezetett az újabb szeizmikus zónák körülhatárolásában Romániában (izoszeiszta térkép a STAS 1 1100/1-77 szabványban), ezek a tapasztalatok a későbbi előírásokban is hasznosítva lettek.

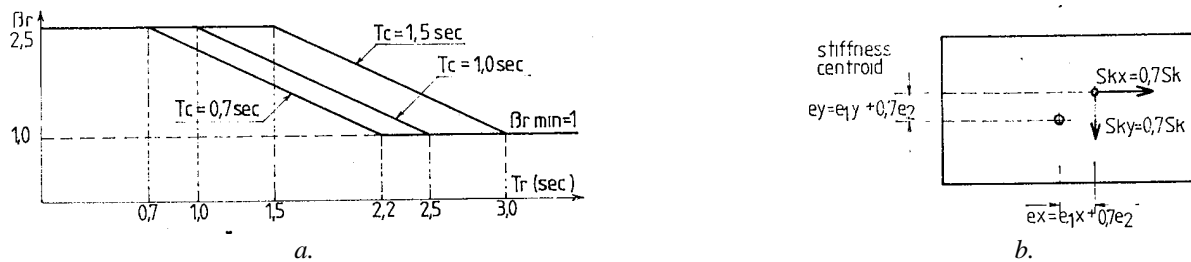
A P.100 bevezetésével 1978-ban (P.100-78) sok minden megváltozott. Igaz, hogy a fontossági osztály-besorolás nem változott, ellenben új intenzitási zónákat és ezeknek megfelelő együtthatókat iktatott be, változtatva a rezgésmódokon is. A szomszédos épületek közötti hézag számítása is figyelembe vette a magasabb rezgésmódokat. Az emeleti alakváltozás (relatív kihajlás) korlátozását a szintmagasság 1/200-ad, illetve 1/150-ed részében állapították meg. A P.100-81 lényegileg csupán a 6. zónának megfelelő k_s tényezőt módosította a P.100-78-hoz képest. Kilenc év után jelent meg egy modernebb P.100 (P.100-90) melyben a földrengések átlagos visszatérési intervallumát (románul IMR) 50 évre vették.

A P.100-90 és a P.100-92 alig különbözött egymástól, mindkettőben két térkép volt: az egyik a T_c (0,7s, 1,5s és 1,5s) sarokperiódusok segítségével a helyi hatásokat vitte be a

számításokba, a másik pedig az új (A, B, C, D, E, F) védekezési zónákra előírt K_s szeizmikus intenzitási együtthatót (0,32 az A zónában; 0,25 a B; 0,20 a C; 0,16 a D; 0,12 az E és 0,08 az F zónában) – 3.b. ábra.



3. ábra. A P.100-90-ben megjelent új térképek (a. A jellemző T_c sarokperiódusok; b. A védekezési zónákhoz tartozó K_s együtthatók) [7].



4. ábra. A P.100-90-ben megjelent b görbe (a), valamint a járulékos külpontosság figyelembevétele (b) [7].

A β dinamikus tényező is át lett alakítva, a görbe alakja is megváltozott (4.a. ábra). A rezgésmódnak megfelelő ε_i alakú tényezőt a tömeg és a lengésforma függvényében kellett számítani. A merevségi- és tömegközponatok eltérése csavaró rezgéshez vezetnek, ha mindkét fő irányban egyidejűnek tekintik a külpontosságokat, akkor a földrengésből származó alapnyíróerőket csökkenteni lehet. A szerkezet torzulását okozó csavaró nyomatékot járulékos külpontossággal növelt külpontosságból lehet meghatározni ($M = S \cdot e$, ahol $e = e_1 \pm e_2$, e_1 a merevségi és a tömegközponat közötti távolság, e_2 pedig a járulékos külpontosság, 4.b. ábra). A csillapítási tényező is sokkal változatosabb lett, a szerkezet felépítésétől és összetételétől függően.

Az európai normák megjelenése után lett kiadva a P100-1/2004, majd a jelenlegi P100-1/2006 (a SR EN 1998-1:2004 alapján), mely eredetileg egy átmeneti szabályozásként volt tekintve az Eurocode 8-as 2010-ben bekövetkező kötelező alkalmazásáig. Érdekes, hogy, bár a talaj osztályozás az EC8-nak megfelelő volt, az épületfontossági osztályok a régebbi P.100-as szerint maradtak. A sarok periódus ellenőrzési periódus lett és új makrozónás térképek lettek szerkesztve. A szeizmikus szerkezeti vizsgálat a várható legnagyobb talajgyorsulást vette alapul, nem a földrengés intenzitását. Ennek megfelelően két újabb térképet tartalmaz a P100-1/2006, egy $a_g R$ referencia gyorsulási térképet (100 éves átlag visszatérési intervallumra), illetve egy periódus ellenőrzési térképet (5. ábra). A szabvány háromféle β görbét ír elő a három védelmi zónára, illetve egy negyedik fajtát a Bánát környéki sekély fészkekmélységű

földrengési területekre (ezek a sátozott részek az 5.a. ábrán). Ezek a dinamikus tényezők jellemzik a rugalmas válaszspektrum számítását:

$$S_e(T) = a_g \cdot \beta(T) \quad (20)$$

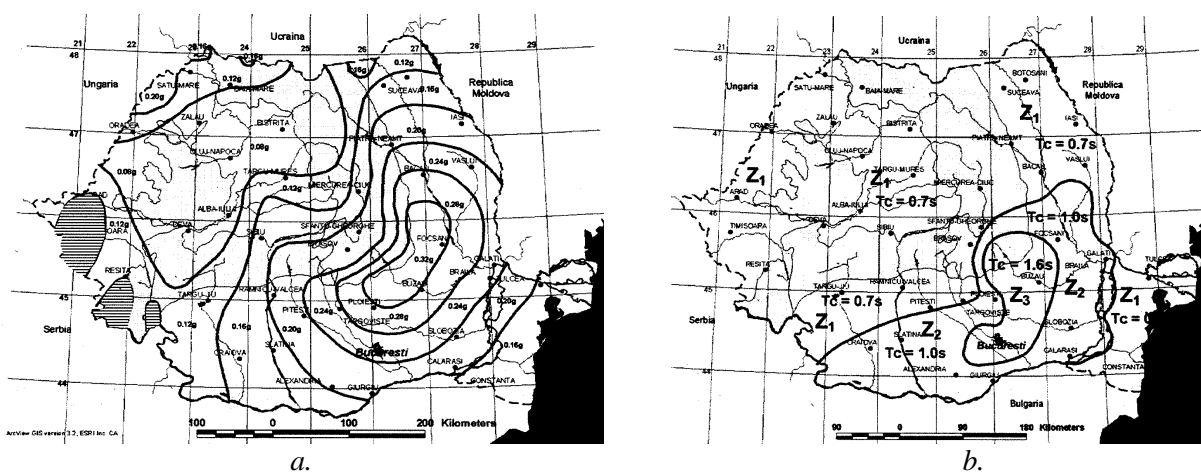
ahol a $\beta(T)$ képlete a szerkezet kiszámolt periódusától függ, és ennek a T_B , T_C és T_D -hez való viszonyulásától, így mindegyik β görbe négy részből áll. A talaj rugalmas elmozdulását a

$$S_{De}(T) = S_e(T) \cdot \left[\frac{T}{2 \cdot \pi} \right]^2 \quad (21)$$

képlettel számolják a rugalmas válaszspektrumból, a földrengés okozta függőleges rugalmas rezgések értékét pedig az ellenőrzési periódus értékek módosítják, miszerint $T_{Bv} = 0,1 \cdot T_{Cv}$, ahol a $T_{Cv} = 0,45 \cdot T_C$, illetve $T_{Dv} = T_D$ [10]. A függőleges rugalmas válaszspektrum értéke ennek megfelelően: $S_{ve}(T) = a_{vg} \cdot \beta_v(T)$ lesz és az $a_{vg} = 0,7 \cdot a_g$ [10]. Az előbbieket értelmében lényeges módosulást szenvedett a tervezési válaszspektrum is, amit az alábbi képletekkel lehet kiszámítani (ahol q a viselkedési együttható, ami főleg a szerkezet duktilitásától függ):

$$S_d(T) = a_g \cdot \left[1 + \frac{\frac{\beta_0}{q} - 1}{T_B} \cdot T \right] \quad \text{amikor } 0 < T \leq T_B \quad (22)$$

$$S_d(T) = a_g \cdot \frac{\beta(T)}{q} \quad \text{amikor } T > T_B \quad (23)$$



5. ábra. A P100-1/2006-ban megjelent $a_g R$ (PGA) térkép (a), valamint az ellenőrzési periódus zónái (b).

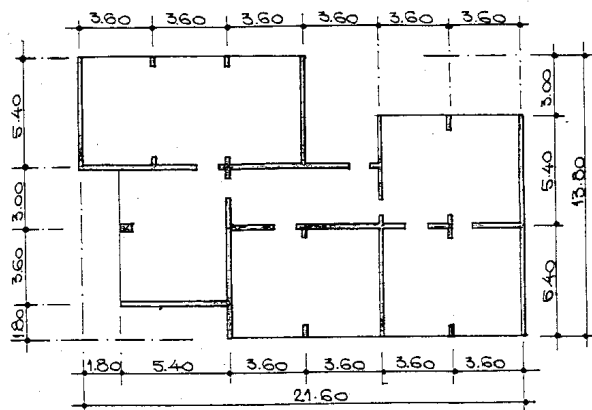
A P100-1/2006 szerint az épületek szeizmikus védelmét a tervezési, kivitelezési és hasznosítási előírások betartásával lehet és kell megoldani, és nem az egyedi helyzetekben jelentkező különös következményekből kiindulva. Így az EC8 bevezetésével és a nemzeti alkalmazási dokumentum (SR EN 1998-1/NA) elkészítésével nem szűnt meg a P100-1/2006 hatályossága, hanem továbbra is kötelező maradt a használata.

2013 augusztus 8.-án lett jóvá hagyva a P100 legújabb változata (P100-1/2013), ami 2014 január elsejétől lesz hatályos [8]. Ez a szabvány még több újdonságot vezet be, a talajgyorsulásoknál figyelembe vett ÁVI (IMR) 225 évre lett emelve, a magas (DCH) és közepes (DCM)

duktilitású osztályok mellé bevezeti az alacsony (DCL) is, előírva a kimondott helyi duktilitás ellenőrzését (elfordulás számítással) rudakként, illetve bevezet egy Ω hajlékonysági tényezőt ami (még) nem szerepel az európai EC8-as szabványban.

4. Számítási példa és következtetések

A szabványfejlődés egyszerű szemléltetéséhez egy 1970-ben tervezett ötszintes lakóház szerkezetét választottuk, mely az 1977-es földrengést minden károsodás nélkül átvészelte. Az épület cellaszerkezetes, ahol a öntött vasbeton falak, pillérek és gerendák alkotják a szerkezetet. A terv szerint előregyártott vasbeton födémelemeket használtak. Az alaprajz is mutatja és a számítások is bizonyították, hogy az épületen csavaró hatást kelt a külpontosság miatt a földrengés. A kiszámolt önrezgési módok periódusai a 2. táblázatban vannak feltüntetve, mint látható, az X irányú periódusok a jelentősebbek. Elhelyezésként a Szemerja negyedét választottuk Sepsiszentgyörgyön. A különféle szabványok szerint számított globális szeizmikus együtthatók szintén a 2. táblázatban vannak feltüntetve a könnyebb összevetésért, a három lengésalak szerint.



5. ábra. A példaként számolt lakóház alaprajzának vázlatja.

2. táblázat. A lakóház önrezgési periódusai a fő tengelyek szerint, valamint a régi szabványok szerint kiszámított globális szeizmikus együttható értékei.

Lengésforma Tengely irány $T [s]$	1			2			3		
	X	Y	θ	X	Y	θ	X	Y	θ
	0,345	0,212	0,148	0,065	0,052	0,041	0,032	0,026	0,024
Szabvány:	A globális szeizmikus együtthatók értéke:								
P.13-63	0,0738			0,0144			0,0063		
P.13-70	0,054			0,0106			0,0046		
P.100-78	0,0736			0,0144			0,0063		
P.100-81	0,0775			0,0144			0,0063		
P.100-90	0,082			0,016			0,007		

Az újabb szabványok alkalmazásához már a talajgyorsulás referencia értékét kell figyelembe venni. Az EC8 (SR EN 1998-1:2004) illetve a P100-1/2006 alkalmazása eltér a régebbi szabványok előírásaitól, ezért az ezek alkalmazásából kapott értékeket nem foglaltuk táblázatba. A Sepsiszentgyörgynek megfelelő talajgyorsulás referencia értéke 0,20g a térkép szerint (ÁVI = 100 év). Erdélyre az $a_{g(475\text{év})} / a_{g(100\text{év})} = 1,45$ érvényes, így a tényleges talajgyorsulás értéke $2,8449 \text{ m/s}^2$ lesz. Az X irányban számolt rugalmas válaszspektrum globális szeizmikus együtthatója az első három lengésalakra 0,473; 0,184; illetve 0,102 lesz, összesítve 0,518 (mivel $\eta = 0,8165$). Ha ezeket az értékeket elosztjuk a q viselkedési

tényezővel (ami DCM esetén 3.00 lesz), megkapjuk a tervezési válaszspektrum X irányban érvényes globális szeizmikus együtthatóit: 0,193; 0,078 és 0,054 az első három lengésalakra, összesítve pedig 0,215 lesz. A fenti értékek természetesen más olyan helyiségek esetében is érvényesek, ahol a talajgyorsulás referencia értéke és az ellenőrzési periódus megegyezik a Sepsiszentgyörgyével ($a_g R = 0,20g$ és $Z_I: T_C = 0,7s$).

Könnyen észrevehető, hogy a globális szeizmikus együttható értéke (ami a földrengési terheléssel egyenesen arányos) csökkenő tendenciát mutatott a P.13-63-as szabványtól a P.100-78-as szabványig. Ez azt jelenti, hogy az illető periódusban a műszaki-gazdasági fejlődés a szerkezetek kisebb anyagbefektetését ítélte fontosabbnak (a pénzmegtakarítást helyezte előtérbe) a szeizmikus kockázattal szemben. Ezt a szemléletet felborította az 1977-es földrengés tanulsága, ezért mutatnak növekvő tendenciát a globális szeizmikus együttható értékei a P.100-78-as szabványtól napjaink felé. A túlzott kockázatvállalás tehát nem bizonyult gazdaságosnak. A jelenlegi P100-1/2006 alkalmazása is szigorúbb keretet teremt az EC8-hoz képest és a soronkövetkező P100-1/2013 még nagyobb szeizmikus biztonságot ígér.

Irodalom

- [1] ASRO: SR EN 1998-1:2006, *Eurocod 8: Proiectarea structurilor pentru rezistenta la cutremur. Partea 1: Reguli generale, actiuni seismice si reguli pentru cladiri*. Asociația de Standardizare din România, Bukarest, 2006.
- [2] CSEAL – MCInd: *Normativ pentru proiectarea antiseismica a structurilor cladirilor de locuit si social-culturale*. P-13-63. Bukarest, 1963.
- [3] CSEAL – MCInd: *Normativ pentru proiectarea antiseismica a structurilor cladirilor de locuit si social-culturale*. P-13-70. Bukarest, 1970.
- [4] http://en.wikipedia.org/wiki/File:Pannonian_Basin.svg
- [5] ICCPDC: *Normativ pentru proiectarea antiseismica a constructiilor de locuinte, social-culturale, agrozootehnice si industriale*. P-100-78. Bukarest, 1978.
- [6] ICCPDC: *Normativ pentru proiectarea antiseismica a constructiilor de locuinte, social-culturale, agrozootehnice si industriale*. P-100-81. Bukarest, 1981.
- [7] MLPAT: *Normativ pentru proiectarea antiseismica a constructiilor de locuinte, social-culturale, agrozootehnice si industriale*. P-100-90. Bukarest, 1990.
- [8] MDRAP: *ORDIN MDRAP nr. 2465/08.08.2013 privind aprobarea reglementării tehnice „Cod de proiectare seismică - Partea I – Prevederi de proiectare pentru clădiri”, indicativ P 100 - 1/2013*. (http://www.mdrt.ro/userfiles/rt_OMDRAP%202465.pdf).
- [9] Simon B.: *Földrengések*. Magyar Királyi Tudományos Társaság. Budapest, 1943.
- [10] UTCB: *Cod de proiectare seismică – Partea I – Prevederi de proiectare pentru cladiri*, P100-1/2006. Universitatea Tehnica de Constructii Bucuresti, Bukarest, 2006.
- [11] Y. Ren et al.: *Upper mantle structures beneath the Carpathian–Pannonian region: Implications for the geodynamics of continental collision*, Earth and Planetary Science Letters 349-350, Elsevier B. V., 2012, 139–152 oldal.
- [12] Zsákai R.: *A cunami előrejelzése*. ABV Katasztrófavédelem, 67–77 oldal. (http://portal.zmne.hu/download/bjkmk/bsz/bszemle2012/1/06_zsakairobert.pdf)
- [13] Zsíros T.: *A Kárpát-medence szeizmicitása és földrengés veszélyessége: Magyar földrengés katalógus (456-1995)*. MTA GGKI, Budapest, 2000.



A ZÖLD ENERGIÁK ELŐÁLLÍTÁSÁNAK TECHNIKAI ASPEKTUSAI

SOME TECHNICAL ASPECTS REGARDING THE GREEN ENERGIE PRODUCING

Gyenge Csaba

Kolozsvári Műszaki Egyetem, Gépgyártástechnológiai Tanszék, 400641 Cluj-Napoca, B-dul Muncii 103-105, tel/fax: +40-264-415001, Csaba.Gyenge@tcm.utcluj.ro

Abstract

In the first part of paper, I present the constructive particularities of special gear boxes used at vertical tower wind turbines and the quality requirements. In the following part I present the new CNC gear grinding methodology and technology, developed by our team, with which it was possible to realize the high quality of geometrical parameters and quality roughness. In the last part of paper I will present some the practical industrial results and used control technology.

Key words: green energy, wind turbines, gearing

Összefoglalás

A dolgozat első részében ismertetem a függőleges tornyú szél turbinák szerkezetében alkalmazott fogaskerék hajtóművek konstruktív jellegzetességeit és a minőségi igényeket. A második részben röviden bemutatom az általunk kifejlesztett CNC köszörülési technológiát, amellyel ellehet érni a különleges fogazatok pontossági és felületminőségi követelményeit. A dolgozat végén ismertetem az ipari megvalósításainkat és a jellegzetes mérési eredményeket.

Kulcsszavak: zöld energia, szél turbina, hajtómű

1. Bevezető

Ismeretes, hogy a megújuló energia források szerepe folytonosan nő és a Greenpeace becslései szerint, 2050-ben Románia az összenergia szükségletének 85%-át megújuló forrásokból kell fedezze. A Román Statisztikai Intézet adatai szerint [7], 2011-ben az össz 63252 GkW kitermelt energiából, 40%-ot a gázalapú hőerőművek termelték, 22%-át a vízerőművek, 16%-ot az atomerőmű és csak 4%-ot a szél erőművek. Az optimista előrejelzések szerint, 2013 végéig a szél erőművekben termelt energia meg kell duplázodjon és így Románia világviszonylatban a 13-ik helyet foglalhatja majd el a szélenergia felhasználása terén (a legújabb értesülések szerint már 7 % felett van).

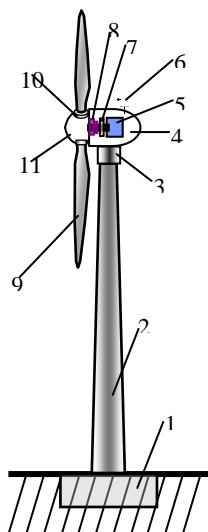
Természetes, hogy a szél erőművek felépítése elég komplex, és az előállítási, valamint felszerelési árak elég magas, így – egyelőre – a szél erőművekben előállított energia ára jóval magasabb mint a hő, vagy vízerőművekben előállítotté. Viszont a gáz, valamint szénhidrát készletek elég gyors csökkenése arra következtet, hogy minél intenzívebben foglalkozunk az újrahasznosítható üzemanyagokkal működő energiatermelőkkel.

Kutatócsoportunk több mint 4 éve foglalkozik a szélturbinákban alkalmazott hajtóművek gyártástechnológiájának fejlesztésével annak érdekében, hogy minél kisebb költségekkel, minél jobb minőséget és élettartamot lehessen elérni a szükséges fogaskerék hajtóművek számára.

A dolgozat keretében igyekszem ismertetni az ezirányú jellegzetes elméleti és gyakorlati kutatásaink eredményeit.

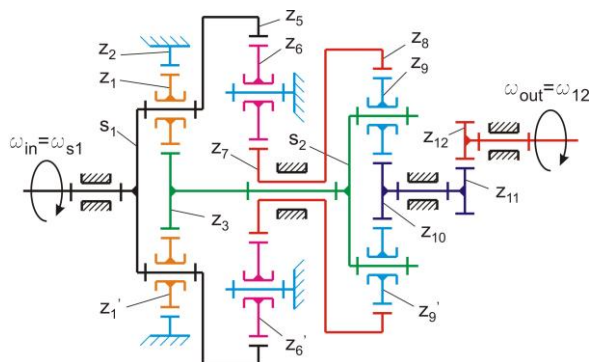
2. A szélturbinákban alkalmazott hajtóművek konstruktív és működési jellegzetességei

Ismereteink szerint [8], a napjainkban alkalmazott szélerőművek nagyrésze vízszintes tengelyű lapáttal dolgoznak (1 ábra).



1. ábra. Vízszintes tengelyű szélturbina felépítése:
 1- fundamentum, 2-torony, 3-szélirányra állító berendezés, 4-gondola, 5-generátor, 6-szélmérő, 7-fék, 8- hajtómű, 9-rotorlapát, 10-lapát irányító, 11-forgószárny-agy.

Amint az ábrán láthatjuk, a primer tengely (amin a paletták vannak) kis fordulatszámú forgása bemegy a multiplikátorba, ahonnan egy tengelykapcsoló révén (amelyik szükség esetén fékként is működik) meghajtja az áram generátor tengelyét. Rendszerint a fordulatszámnövelő (multiplikátor) bolygó felépítésű (2. ábra) és aránylag kis méretek mellett nagy áttételi arányokat kell biztosítson.



2. ábra A kétlépcsős bolygó rendszerű multiplikátor kinematikai vázlata

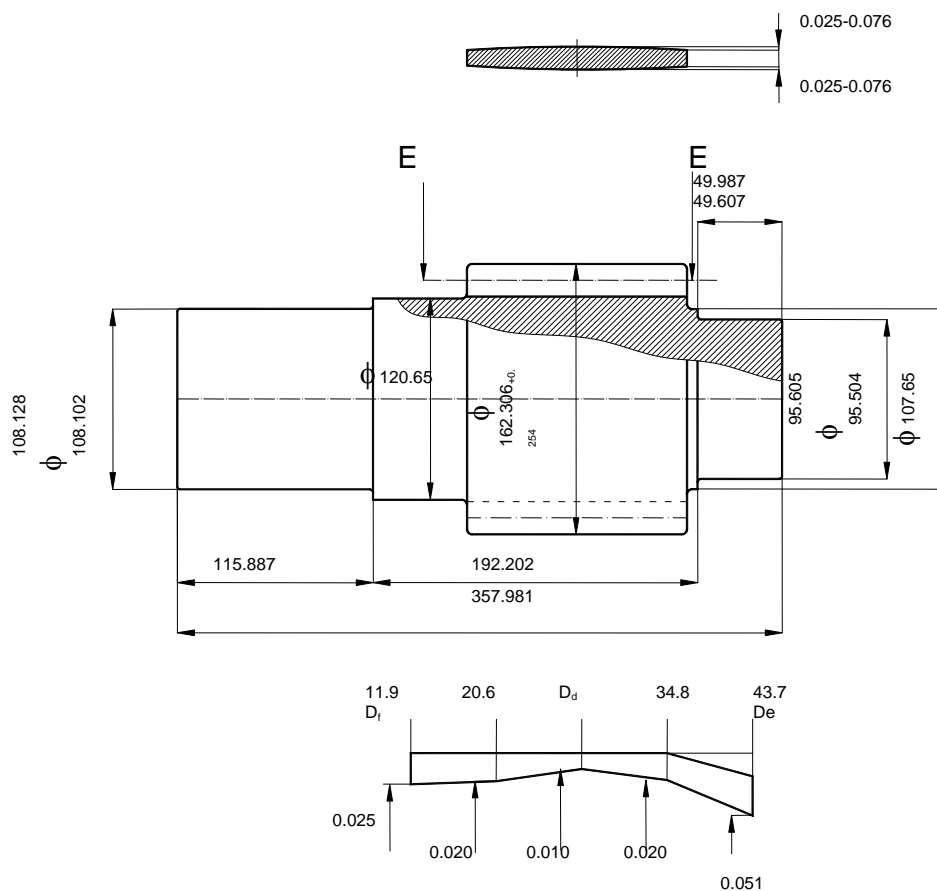
Amint az ábrán láthatjuk, a légcsavarak primer tengelye végén az S_1 kapcsoló fedél van rögzítve, amelyben a három Z_1 bolygókerék van beágyazva. A fedél jobboldalán a Z_5 belső fogazatú kerék van felfogva. Az említett bolygókerékek úgy a Z_2 belső fogazatú kereken gördülnek, mint a Z_3 kereken. Ezzel egyidőben, a belső fogazatú Z_5 kerék forgatja a Z_6 bolygókerékeket. és ezek meghajtják a Z_7 kereket amelyik összevan kötve a Z_8 koszorú kerékkal, amely fogfelületein gördülnek a Z_9 bolygókerékek. Ezek a bolygókerékek hajtják meg a Z_{10} fogaskereket. Ennek tengelyén fekszik a Z_{11} kerék amely a Z_{12} kerék révén meghajtja a kimenő tengelyt. A fentiek szerint a hajtómű nagyátviteli arányt tud biztosítani (például 50:1-hez).

Mivel ezek a hajtóművek nagy magasságban kell működjenek és az egész turbinák sokszor igen változatos terepre vannak beépítve, úgy szerelésük, mint karbantartásuk elég nehéz. Ezért a technikai feltételek minimum 10 éves élettartamot igényelnek.

Ugyanakkor, a nagy magasságban való működésük minél kisebb rezgésekkel kell járjon, károsan befolyásolják a terep állatvilágát.

A fentemlített igényeket csak igen komplex és nagy pontosságú fogaskerék-hajtóművekkel lehet kielégíteni.

Kutatásaink keretében az $m = 8 \dots 14 \text{ mm}$ -rű bolygókerékek technológiájával foglalkoztunk. A 3. ábrán a kerék konstrukciós rajza látható, valamint az 1 táblázatban a technikai adatai.



3. ábra. A gyakorlati kísérletek keretében gyártott bolygókerék rajza

1. táblázat A 3-as ábrán feltüntetett bolygókerék adatai

Fogszám	17	Pitch diameter	142.24
Diametral pitch	3.0357	Alapkörátmérő	128.913
Modul	8.367	Fejkör átmérője	162.306
Kapcsoló szög	25°	Fogmagasság	10.033

Amint a 3.ábra alsó részén láthatjuk, a fogprofil eltér a hagyományos evolvens fogazatok alakjától és annak érdekében, hogy ezt a komplex alakú fogazatot megfelelő pontossággal és felületi érdességgel lehessen megmunkálni, a CNC vezérléshez folyamodtunk.

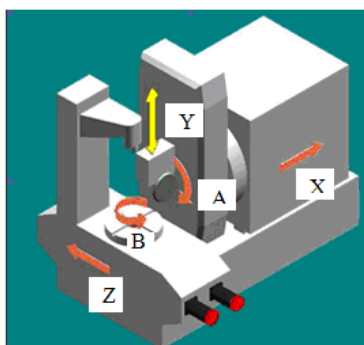
3. A kifejlesztett fogazat simítási technológia

A szélturbinák hajtóműveiben alkalmazott komplex profilkorrektíós fogaskerekek simító megmunkálása érdekében a nagyváradi TECHTRANS, valamint a szatmárnémeti UNIO gyárakkal közösen, egy hagyományos NILES típusú fogaskerékköszörűgépet felújítottuk, japán FANUC vezérléssel (4. ábra).



4. ábra. A FANUC vezérléssel felújított fogköszörűgép munkatere

A köszörülendő fogaskerék legördülési mozgását a köszörűkorong által megvalósított burkoló fogaslécen, a Z tengely irányú elmozdulás, valamint a B tengely körüli forgással valósítottuk meg (5. ábra). Az X tengely irányú mozgás szintén CNC vezérelt és vele biztosítható a szükséges tengelytávolság. Az Y tengelyirányú mozgással a hosszirányú profil módosításokat lehet programozni, míg az X tengely körüli forgással a szerszám dőlési szögét.



5. ábra. A CNC fogköszörűgép felépítése és koordináta rendszere

Általában egy profilkorrekció nélküli fogárok megköszörüléséhez a 2. táblázatban feltüntetett műveletelemek szükségesek.

2. táblázat. Egy fogárok köszörüléséhez szükséges alap műveletelemek

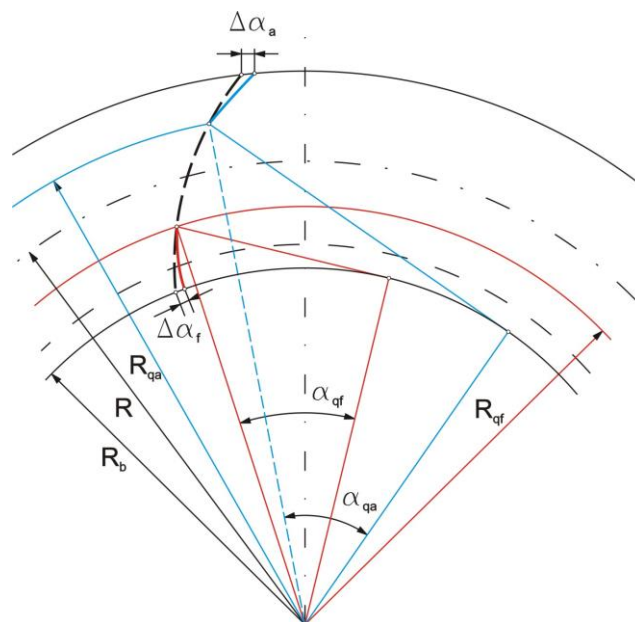
A műveletlem száma	Műveletlem elnevezése
f0	A szerszám megfelelő beállítása az előmunkált fogárokba
f1	Beforgatás a bal fogoldal kezdőpontjába
f2	A szerszám és az előnagyolt bal fogoldal közötti játék megszüntetése
f3	A bal fogoldal köszörülése
f4	Átgördítés a jobb fogoldalra
f5	A szerszám és az előnagyolt jobb fogoldal közötti játék megszüntetése
f6	A jobb fogoldal köszörülése
f7	Egy foggal való osztás

A profilkorrekciós fogprofilok legördüléséhez az f3 és f4 műveletelemeket fel kellett bontani 3 illetve négy szakaszra.

Ezek szerint egy profilkorrekciós fogárok köszörüléshez minimum 14 műveletlem paramétereit kellett meghatározni. Erre a célra több matematikai algoritmust fejlesztettünk ki.

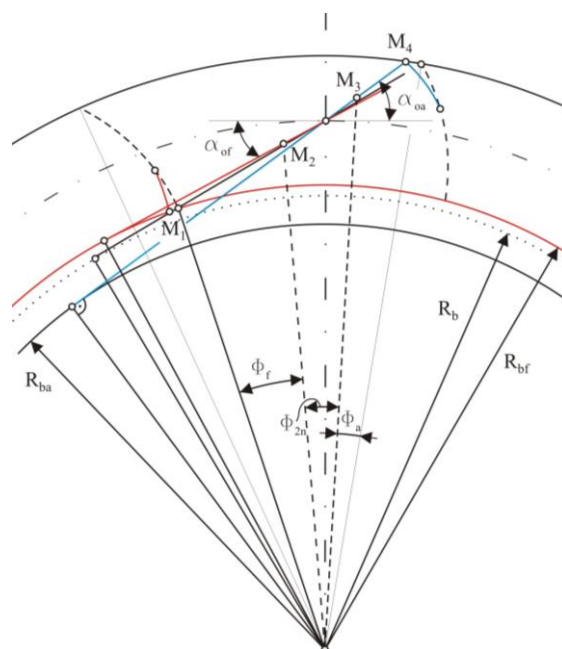
4. A CNC vezérlés programozásához szükséges paraméterek meghatározásához kifejlesztett algoritmusok

A CNC vezérlést igen precízen kellett beprogramozni, valamennyi műveletlem számára, főleg a profilkorrekciós fogazatok esetében. Ennek érdekében egy saját elképzelés szerint a fogprofil három jellegzetes részét, három különböző evolvens szakasszal valósítottam meg (6.ábra)



6. ábra. A három evolvens szakaszból kialakított fogprofil

A három evolvens szakasz burkolása három kapcsoló egyenesen történik, amelyek az R_{bf} , R_b és R_{ba} alapkörökhöz tartoznak (7.Ábra).



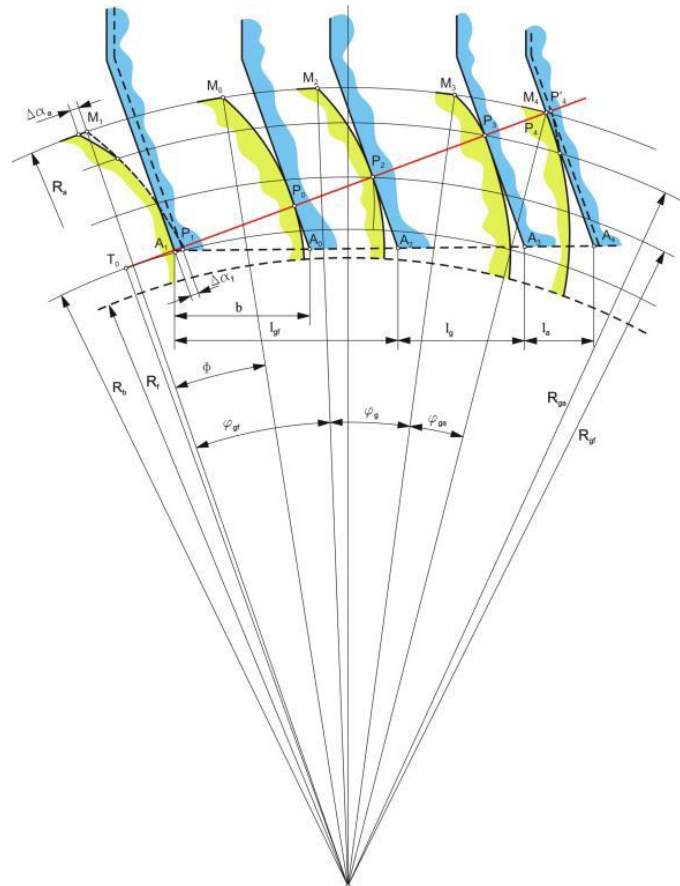
7. ábra. A profilkorrekciós fogprofil kapcsoló egyenesei

Az algoritmusok felépítése céljából pontosan meg kellett határozni a technológiai kapcsoló pár jellegzetes relatív helyzeteit (8. ábra).

Az ábrán látható tangenciális valamint forgásirányú paraméterek meghatározása céljából több algoritmust fejlesztettünk ki, a különböző szabványok szerint tervezett fogaskerekek számára (DIN, STAS, AGMA, Stb.) -3. táblázat.

3. táblázat. Kifejlesztett algoritmusok hengeres fogaskerekek CNC köszörülésére

Szám	Algoritmus kódja	Elnevezése	Alkalmazási terület
1	Ag. 1.1.	Általános algoritmus fileltolásos dőltfogú fogaskerekek számára	$R_f \leq R_b \cos \alpha_t$ $\alpha_t \neq \alpha_s$
2	Ag. 1.m	Módosított algoritmus fileltolásos és profilkorrekciós dőltfogú fogaskerekek számára	$R_f \leq R_b \cos \alpha_t$ $\alpha_t \neq \alpha_s$
3	Ag. 1.m.x	Módosított algoritmus fileltolásos és profilkorrekciós AGMA fogaskerekek számára	$R_f \leq R_b \cos \alpha_t$ $\alpha_t \neq \alpha_s$
4	Bg. 1.1	Általános algoritmus profilkorrekció nélküli egyenesfogú fogaskerekek számára	$R_f \geq R_b \cos \alpha_t$ $\alpha_t \neq \alpha_s$
5	Bg. 1.m	Módosított algoritmus fileltolásos és profilkorrekciós egyenesfogú fogaskerekek számára	$R_f \geq R_b \cos \alpha_t$ $\alpha_t \neq \alpha_s$
6	Bg. 1.m.x	Módosított algoritmus fileltolásos és profilkorrekciós AGMA ferdefogú fogaskerekek számára	$R_f \geq R_b \cos \alpha_t$ $\alpha_t \neq \alpha_s$



8. ábra. A technológiai kapcsoló pár jellegzetes helyzetei, CNC fogköszörülésnél

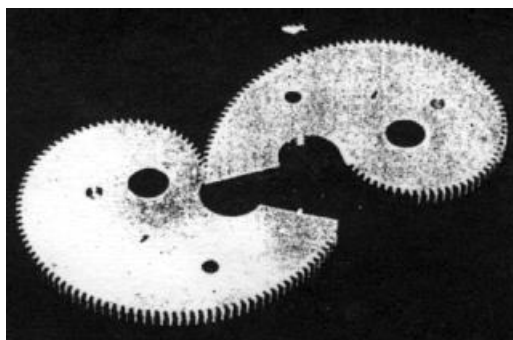
A 4. táblázatban egyenes fogazatú, AGMA normák szerint tervezett profilkorrekciós fogaskerekek CNC köszörüléséhez szükséges paramétereinek a matematikai meghatározása látható.

4.táblázat. Bg.1m. Algoritmus a módosított algoritmus profileltolások és profilkorrekciós egyenesfogú, AGMA normák szerint tervezett, fogaskerekek CNC köszörüléséhez

Fogszakasz	Z irányú tangenciális mozgás	B irányú körmozgás
Láb	$l_{gf} = - \left[\frac{1}{\cos \alpha_s} \left(\sqrt{R_{qf}^2 - R_b^2} + \Delta\alpha_f \right) \right]$	$\varphi_{qf} = \arctg \left[\frac{\sqrt{R_{qf}^2 - R_b^2}}{R_b} - \frac{\Delta\alpha_f}{R_f} \right]$
Közép	$l_g = - \frac{1}{\cos \alpha_s} \left[\sqrt{R_{qa}^2 - R_b^2} - \sqrt{R_{qf}^2 - R_b^2} \right]$	$\varphi_g = \arctg \frac{\sqrt{R_{qa}^2 - R_b^2} - \sqrt{R_{qf}^2 - R_b^2}}{R_b}$
Fej	$l_{ga} = - \left[\frac{\sqrt{R_a^2 - R_b^2} - \sqrt{R_g^2 - R_b^2}}{\cos \alpha_s} - \Delta\alpha_a \right]$	$\varphi_{ga} = \arctg \left[\frac{\sqrt{R_a^2 - R_b^2} - \sqrt{R_{qa}^2 - R_b^2}}{R_b} - \frac{\Delta\alpha_a}{R_b} \right] + \Delta\alpha_f$

Természetesen a megvalósított CNC géppel bármilyen profileltolásos fogazat is készírelhető.

Ugyanakkor megfelelő programozással körhagyó fogazatok (9. ábra) is készírelhetőek anélkül, hogy bármilyen sablon, vagy más vezérlésre szükség lenne.



9. ábra Körhagyó fogaskerek

A fentiekből megállapíthatók a kifejlesztett fog-köszörűgép és technológia legfontosabb jellemzői:

- nincs szükség a hagyományos beállításhoz szükséges váltókerekre és ezáltal a beállítás nagyon egyszerű;
- a beállítás a géphez csatolt számítógéppel történik ;
- a gép rugalmas, többcélú felhasználást biztosít;
- bármilyen profilkorrekción és profileltolás megvalósítható;
- nem szükséges a szerszám és a megmunkálandó fogazat profilszögeinek egyenlőnek lennie;
- megfelelő továbbfejlesztéssel hordóalakú, valamint hengeres-kúpos (Maag Taschenbuch 1985) fogaskerek is készírelhetőek.

5. Ipari kutatások

A kifejlesztett technológiát a Szatmárnémeti UNIO gyárban vezettük be és mai napig is sikeresen alkalmazzák.

Az előzetes gyakorlati kísérleteket a 5.táblázatban ismeretett adatú fogaskerekre végeztük

5. táblázat. A gyakorlati kísérletek keretében megmunkált és leellenőrzött fogaskerek adatai

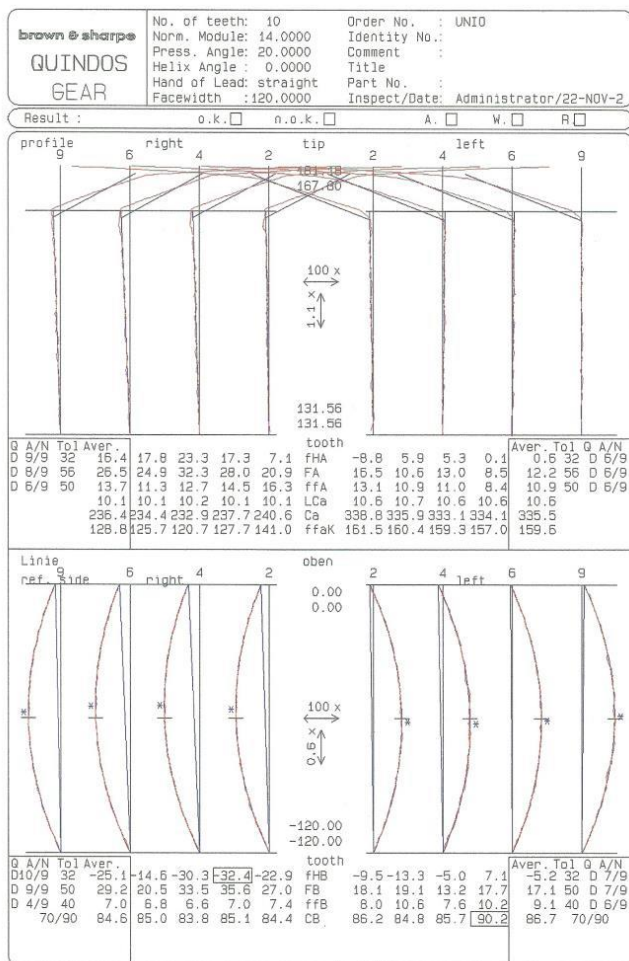
N°	norm	m_n	z	α	β	Addendum modification	Profile modification
Wheel 1	DIN	12	18	20°	0	0	-
Wheel 2	AGMA	10,808511	30	28°	0	0	$\Delta\alpha_f = 0,027$ $\Delta\alpha_a = 0,033$
Wheel 3	DIN	8	70	20°	10° (left)	$x = -0,411$	-
Wheel 4	DIN	8	16	20°	10° (right)	$x = 0,411$	-
Wheel 5	DIN	12	14	20	0	0	-
Wheel 6	AGMA	10,948275 (DP-2,32)	18	25°	0	0	$\Delta\alpha_f = \Delta\alpha_a$ $= 0,038$

A teszt fogaskereket egy CNC fogaskerékmérő központon ellenőriztük (10 ábra).

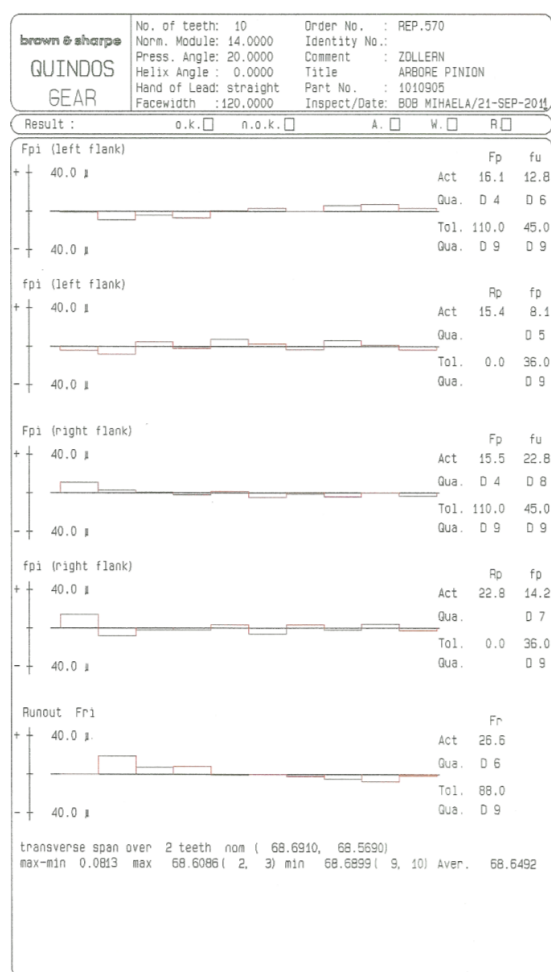


10. ábra. Az UNIO gyár tulajdonában lévő CNC fogaskerékellenőrző központ

A 11 és 12 ábrákon a fogprofil, valamint osztáshiba diagramjai láthatók



11. ábra. A fogprofil és irány diagramja



12. ábra. Osztáshibák diagramja

A részletes ellenőrzések alapján a kifejlesztett technológiával előállított komplex profilú fogaskerekek beilleszkednek a DIN 3962 szabvány 5. pontossági osztályába és a szélturbinákat gyártó németországi cég megfelelőknek találta.

6. Következtetések

A minél komplexebb konstrukciójú hajtóművek, valamint az igényelt pontossági és működési feltételek új technológiákat igényelnek. A CNC vezérlések nagy segítséget nyújtanak ezirányban, de ezek megfelelő programozása és beállítása megfelelő fogazáskinematikai és matematikai számításokat igényelnek. Az utolsó 4 évben csoportunk a szélturbinákban alkalmazott hajtóművek fogaskerekei korszerű technológiájának fejlesztésével is foglalkozott. A statisztikai előrejelzések szerint 2030-ban a világ összenergia szükséglete kb. 50%-al lesz nagyobb a mostanihoz viszonyítva. A kőolaj és földgáz tartalékok, szintén az előrejelzések szerint, alig 2040...2070-ig tudják fedezni a szükségleteket.

A fentiek következtében a szakemberek mind jobban kell figyeljenek a felújuló energiaforrásokra, és így mind nagyobb fejlődés észlelhető a szélenergiát felhasználó turbinák fejlesztésében, gyártásában. A szélturbinák minél környezetkímélőbb működése és élettartalma nagy mértékben függ a beépített hajtóművektől is. Ezek szerint úgy értékelhetjük, hogy a fentiekben ismertetett ezirányú kutatásaink hozzájárulhatnak e turbinák felépítési és működési paramétereinek javításához.

Irodalom

- [1] BONORI, G., *Optimum profile modifications of spur gears by means of genetic algorithms*, Journal of Sound and Vibration Volum 313, Issue 3-5, 17 June 2008, Pages 603-616
- [2] GYENGE, CS., MERA, M., BÂLC, N., *Research on Calculating the Parameters Value for Modification the Longitudinal Profile of the Cylindrical Gears*. In: Proceedings of DAAAM 2001, 24-27 Okt. Jena. ISBN 3-901-19-4, pag.175-176. .
- [3] GYENGE, CS., BOB, M., BOB, D., *Measurement of a spur gear on a BROWN&SHARPE GHIBLI TRAX machine using QUINDOS*. Anals of DAAAM for 2006 proceedings, Vienna. ISSN 1726-9679, pag.151-152.
- [4] GYENGE CS., BOB, M., ROS, O., *Some characteristic aspects regarding grinding of spur gears with profil modifications*. In: The 20 th DAAAM INTERNATIONAL SYMPOSIUM "Intelligent Manufacturing & Automation: pag.645-646. ISSN 1726-9679.
- [5] RAFA, GYENGE, CS., *Some specific aspects regarding the manufacturing of renewable energy exploitation equipment*. In : MicroCAD International Scientific Conference. Miskolc – Hungary 20-21 March 2010 (pag. 191-196) ISBN 978-963-661-4 Ö. ISBN 978-963-661-823-0 (pag. 191-196.
- [6] RAFA, A., GYENGE, CS., PACURAR, A., *Applied mathematical algorithm at the manufacturing of gears with profile modifications*, Acta Tehnica Napocensis – Applied mathematics and mechanics, Volume 55, Issue 1, p.p.249-252, 2012; ISSN- 1221-5872.
- [7] <http://www.insse.ro>.
- [8] <http://www.ewea.org>.



KETTŐS MEZŐORIENTÁCIÓS SZABÁLYOZÁSI STRUKTÚRA MECHANIKAI ÉRZÉKELŐ NÉLKÜLI KALICKÁS INDUKCIÓS MOTOROS HAJTÁS RÉSZÉRE

DOUBLE FIELD-ORIENTED CONTROL STRUCTURE FOR SENSORLESS CAGE INDUCTION MOTOR DRIVE

Imecs Mária

*Kolozsvári Műszaki Egyetem (Technical University of Cluj-Napoca), Villamos-mérnöki Kar,
Villamos Gépek és Hajtások Tanszék, Románia, Kolozsvár, Malom u. (Str. Barițiu) 28, e-mail:
maria.imecs@emd.utcluj.ro*

Abstract

The paper presents two simple vector control structures without speed sensor for induction motor drives fed by a voltage-source inverter (VSI) with open-loop voltage-controlled space-phasor-based pulse-width modulation procedure, which are suitable for implementation with help of digital signal processors dedicated to controlled electrical drives. The speed feedback value is generated by a torque-, respectively a torque-producing current-component-controller in cascade combination with the speed controller. In order to reduce the rotor-parameter dependence in the computation of the forward control variables, the double field-orientation is applied, and the calculus of the controlled rotor-flux feedback value is made by compensation with the leakage fluxes of the stator flux, which is identified from the measured phase currents and voltages. The stator-current control variables are directly generated by the speed and flux controllers as rotor-field-oriented components and the stator-voltage control variables are computed in stator-field-oriented coordinates. Consequently, there are combined the advantages of two types of field-orientation procedures avoiding the rotor-resistance dependency and conferring good control dynamics and stability, robust behavior at reduced computation capacity and motor-parameter-dependence.

Key words: Space Vector Modulation (SVM), direct field-orientation, slip-frequency compensation, DC-link frequency converter, vector control, digital implementation, voltage-source inverter (VSI)

Összefoglalás

A dolgozatban bemutatott két egyszerű vektoriális szabályozási struktúra a nyílt-hurkú térfázoros feszültség típusú ISzM-vel vezérelt feszültség-forrás jellegű váltóirányítóról táplált mechanikai érzékelő nélküli kalickás indukciós motoros hajtásokra alkalmazható, melyek implementációra alkalmasak a hajtástechnikának szánt digitális jelfeldolgozó vezérlőegységekkel. A sebesség-visszacsatolás jelét a sebességszabályozóval kaszkádban bekötött nyomaték-, illetve nyomaték-képző aktív áramösszetevő-szabályzó generálja. A rotoellenállás-függőség elkerülésére a vezérlőágban kettős mezőorientációt alkalmazunk, és a visszacsatolásokhoz szükséges rotor fluxust a mért fázisáramokból és feszültségekből identifikált sztátor-fluxusból a szórási fluxusok kompenzálásával számoljuk. Ezek szerint az állórész-áram alapjelének a generálása forgórész-fluxus szerinti mezőorientált összetevőkkel, míg az állórész-feszültség vezérlő mennyiségeinek a számítása állórész-fluxus szerinti mezőorientált koordinátákkal történik. Így lehet egyesíteni a két mezőorientációs eljárás előnyeit kiküszöbölve a rotoellenállás-függőséget, ezáltal biztosítva a jó szabályozási dinamikát és stabilitást, robusztus viselkedést, alacsonyabb számítási kapacitás és alacsony motorparaméter-függőség mellett.

Kulcsszavak: térfázoros impulzus-szélesség moduláció, direkt/közvetett mezőorientáció, csúszás-kompenzálás, egyen-áramú közbensőkörös frekvenciaváltó, vektoriális szabályozás, numerikus implementáció, feszültség inverter

1. Bevezető

A kalickás (rövidre-zárt forgórészű) indukciós motor (KIM) a kefe nélküli (angolul „*Brushless*”) forgómezős váltakozó áramú (VÁ) gépek kategóriájába tartozik. A hagyományos villamos gépek között a legegyszerűbb, a legolcsóbb és a legrobosztusabb; kevés karbantartást igényel és az üzemeltetése a legbiztonságosabbak közé tartozik. Ennek köszönhetően a legelterjedtebb gép a villamos hajtásokban.

A korszerű villamos hajtásokban (VH) háromfázisú VÁ motorokat alkalmaznak, melyek matematikai modelljei (MaMo) változó paraméterűek, többváltozósak, bonyolult belső kapcsolatokkal. A nemlineáris MaMo-knak tulajdonítható, hogy ezeknek a VH-knak szabályozása bonyolult és sokáig nehezen kivitelezhető volt. A modern VH-technikában a szabályozás elméleti hátterét a térfázor (TF – *Park*-vektor) elméleten alapuló (vektoriális vagy mátrixos) állapotváltozós, úgynevezett általános egyenletrendszerek szolgáltatják [1], [2].

A vektoriális szabályozási rendszerek a mezőorientáció (MO) elvén alapulnak és szétcsatolt többváltozós struktúrákhoz vezetnek, melyek a TF-s MaMo-kat figyelembe véve, az egyenáramú (EÁ) motorokhoz hasonlóan, a VÁ motorokat szabályozhatóvá teszik. Mindez nem történhetett volna meg a teljesítmény-elektronikának és a számítástechnikának az utóbbi évtizedek során bekövetkezett robbanászerű fejlődése nélkül [3], [4], [5], [6].

A VÁ-VH szabályozására a beavatkozó szerv egy statikus frekvenciaváltó (SzFV), mellyel az úgynevezett „vesztesség nélküli” szabályozást lehet biztosítani. A SzFV-k nagyrészt feszültség-forrás jellegű (FFJ) egyenáramú közbensőkörös (EÁ-KK) felépítésűek, a hálózat felől egyszerűbb esetben diódás egyenirányítóval (DEI) és a hajtó motor felé impulzus-szélesség-modulációval (ISzM) vezérelt IGBT-s („*Isolated-Gate Bipolar Transistor*”) FFJ váltóirányítóval (FVI, angolul VSI – „*Voltage-Source Inverter*”), mellyel kvázi szinuszos VÁ-t lehet megvalósítani, ugyanakkor a kimeneti frekvencia és feszültség amplitudójának a változtatásával a VÁ-VH-t szabályozni lehet [7], [8], [9], [10].

A felépítésénél fogva FVI nem mindenképpen működik FFJ-vel. A hajtómotor betáplálásának a feszültség- vagy áram-forrás jellegét (ÁFJ) aFVI-nek alkalmazott ISzM-s vezérlésseljárás határozza meg, ami lehet nyílthurkú feszültség-alapjellel vezérelt (ebben az esetben megőrződik a FFJ) [8], vagy zárthurkú áram-alapjellel szabályozott, mely esetben a FVI ÁFJ-vel fog viselkedni a közvetlen áram-visszacsatolásnak tulajdoníthatóan. Ez utóbbi a VH dinamikája és stabilitása szempontjából sokkal előnyösebb [9], [10].

A VH-technikának szánt és a piaci forgalomban lévő digitális jelfeldolgozó vezérlőegységek (DJF-VE) a gyakorlati kivitelezésében viszont csak nyílthurkú feszültség-ISzM eljárásokat tesznek lehetővé, kizárva az áram-visszacsatolásos ISzM módszereket, melyekkel viszont a VH-kban jobb szabályozási minőséget lehet megvalósítani. A kettős mezőorientáció (KMO) az adott feltételek mellett megpróbálja a különböző rendszerek megoldásainak előnyeit egy struktúrában érvényesíteni [11], [12], [13].

Az utóbbi években a mechanikai érzékelők nélküli rendszerek újra az érdeklődés központjába kerültek. Előnyei közé sorolhatjuk a kisebb méretet, a csökkentett zajérzékenységet, a szenzorkábelek kiküszöbölését, az egyszerűbb hardver igényt. Barátságatlan környezetben is többnyire mechanikai érzékelővel nem rendelkező motorokra van szükség. Az évek során a sebességérzékelő nélküli technikák széles skáláját fejlesztették ki. Ezek közé tartoznak a nyílthurkú becslők, a referencia modell alapú adaptív rendszerek (MRAS – „*Model Reference Adaptive System*”), a Luenberger megfigyelők, a Kálmán-szűrős eljárások, stb. Mindezek ellenére a mechanikai érzékelő nélküli technikák legfőbb hátránya a leszűkített sebességtartomány, amely korlátozza az ipari alkalmazhatóságát [14].

Nem túl igényes sebességszabályozást egyszerűbb struktúrákkal is meg lehet oldani, melyeknek az egyik hátrányos oldala viszont a paraméterfüggőség [1], [15], [16] [17]. Ezeknek a gyakorlati implementációra való alkalmasságát KMO alkalmazásával megoldható, és mellyel a rotor-ellenállás- (R_r) függősége elkerülhető. Az alábbiakban ezeket a szabályozási rendszereket kerülnek bemutatásra.

2. A forgómezős motorok kéthurkú vektoriális szabályozása

A VÁ gépekben a forgómezőt az állórészben háromfázisú tekercseléssel valósítjuk meg. A külső gerjesztésű kompenzált EÁ motoroknál a mechanikai és mágneses mennyiségek szabályozása, a sajátos felépítésüknek köszönhetően, két egymástól független hurkokban valósítható meg, az armatúra, illetve a gerjesztő tekercsek segítségével. A VÁ motornál ez a természetes szétcsatolás közvetlenül nem vehető észre, úgy a háromfázisú felépítésükből (KIM-nál gerjesztés sincs), mind a MaMo-ból sem, a matematikai nemlinearitások miatt. Ezért a VÁ motorok elektromágneses szempontból sokkal nehezebben tanulmányozhatók és szabályozásuk is jóval bonyolultabb.

2.1. A háromfázisú motorok kéthurkú szabályozása

Ha a VÁ motoroknál csak az állórészben avatkozhatunk be, akkor szabályozásra csak két referencia alapjelt lehet előírni, ugyanis a SzFV-val a betápláló sztátor-feszültségnek ugyancsak két paraméterét (frekvencia és alap-harmonikus amplitúdó) lehet változtatni. Következésképpen az EÁ motorokhoz hasonlóan, két külső főhurkos szabályozási struktúrát lehet kialakítani. Ezek az KIM-nál a mechanikai mennyiségekre (pozíció, sebesség, nyomaték, aktív áram), illetve a mágneses mennyiségekre (eredő fluxusok, mágnesezési áramok) vonatkozhatnak. Egy adott terhelő nyomaték hatása alatt a villamos motor akkor üzemel optimálisan, azaz akkor szívja a minimális áramot, ha függetlenül a sebességtől, a fluxus amplitúdóját a névleges értéken tartjuk. Ezt a KIM-nál a tápfeszültség amplitúdójának és frekvenciájának a beállításával érhetjük el. Mivel a betáplálási frekvenciát a meghajtott munkagép üzemi körülményei (a terhelő nyomaték és előírt fordulatszám) szabják meg, a fluxus állandó értéken tartása a feszültség amplitúdójának a megfelelő megválasztásával történik skaláris (lehet akár nyílt-hurkú is) vagy zárt-hurkú vektoriális szabályozása által.

A kéthurkú szétcsatolt szabályozást vektoriálisan, a MO elve alapján lehet megvalósítani. Ebben az esetben szükség van nemcsak a fluxus értékének (modulusának), hanem annak a helyzetszögének (pozíciójának) is az identifikációjára [1], [5], [18], [19], [20].

2.2. Vektoriális szabályozás a mezőorientáció elve alapján

A MO a villamos gépek nyomatékon alapuló analógiájához vezet. A nyomatékképzést a MaMo-ban egy vektoriális szorzat írja le, melynek az Ampere törvénye alapján az egyik komponense mindenképpen a mágneses mező, a másik pedig egy olyan áram, melynek iránya a mező mágnesezési tengelyének az irányától eltér. A KIM-nél az elektromágneses nyomatékot (EMNy) fel lehet írni bármelyik eredő (Ψ_s – állórész-/sztátor-, Ψ_r – forgórész-/rotor- vagy Ψ_m – légrés-/ mágnesezési, azaz a hasznos) fluxussal és a megfelelő árammal:

$$m_e = k_{MI} z_p (\dot{\mathbf{i}}_r \mathbf{x} \Psi_r) = k_{MI} z_p (\dot{\mathbf{i}}_r \mathbf{x} \Psi_m) = k_{MI} z_p (\Psi_m \mathbf{x} \dot{\mathbf{i}}_s) = k_{MI} z_p (\Psi_s \mathbf{x} \dot{\mathbf{i}}_s), \quad (1)$$

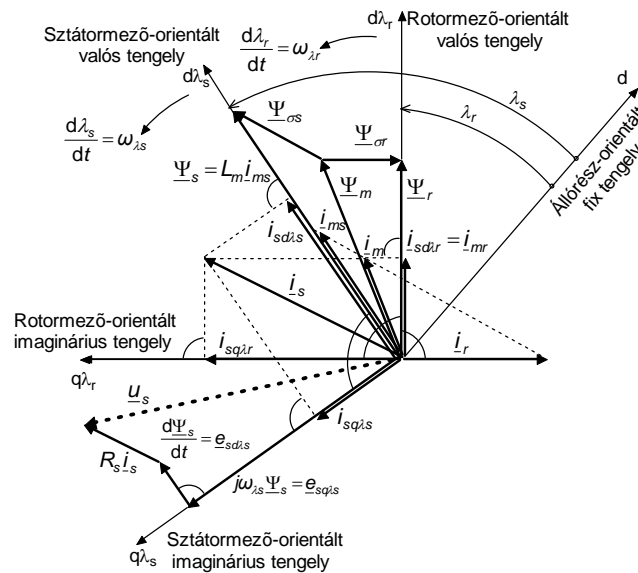
ahol a z_p a póluspárok száma, $k_{MI} = 3/2$ az egy póluspárra eső nyomaték-koefficiens, mely a térfázor meghatározási koefficiensétől függ (ebben az esetben $k_{ph} = 2/3$) [1], [2], [3].

A MO-t tehát elvileg három fluxus szerint végezhetjük el. Ezek csak a szórési fluxusokban ($\Psi_{\sigma s}$ és $\Psi_{\sigma r}$) különböznek, melyek nemcsak a fluxus-vektorok nagyságát, hanem a térbeli pozíciójukat is befolyásolják, mint ahogyan az 1. ábrán is látható.

A koordináta rendszer (KooR) MO-ja azt jelenti, hogy a komplex sík d („direct”) valós tengelyét ráforgatjuk a megfelelő szögelfordulással (λ_s , vagy λ_r) valamelyik forgó fluxusnak megfelelő TF-re (q a „quadrature” imaginárius tengely). Akkor az orientációs fluxusösszetevők a saját MO-s KooR-jükben [1], [2], [12]:

$$\Psi_{rd\lambda_r} = \Psi_r = |\underline{\Psi}_r| = \underline{\Psi}_r \text{ és } \Psi_{rq\lambda_r} = 0, \text{ illetve } \Psi_{sd\lambda_s} = \Psi_s = |\underline{\Psi}_s| = \underline{\Psi}_s \text{ és } \Psi_{sq\lambda_s} = 0. \quad (2)$$

Az állórész-orientált fix tengelyhez képest az összes TF átlagosan a szinkron sebességgel forog, ezért a mezőorientált összetevők (vetületek) EÁ jellegű változók – állandósult üzemmódban állandó mennyiségek, melyek az egyenáramú jelleget a tranzienst folyamatok alkalmával is megőrzik. Ezek szerint mező-orientációval az KIM-t a szabályozási struktúrában, mesterségesen, egy ekvivalens EÁ géppé alakítjuk át [1], [21]. Így, az eredeti VÁ motort EÁ-ban szétcsatolva szabályozzuk, majd a vezérlő mennyiségeket visszaalakítjuk természetes szinuszos (állórész-orientált KooR-re vonatkoztatott) mennyiségekre, azaz a KooR-t visszaforgatjuk. Ennek következtében a két szétcsatolt szabályozási hurkot vektoriálisan összezsátoljuk, megőrizve a beavatkozó változók vektoriális jellegét [1], [5], [18], [20].



1. ábra. A kalickás indukciós motor térfázor-diagramja szabályozott forgórész-fluxus ($\Psi_r=ct.$) esetén, a sztátor-áram mező-orientált összetevőivel: a nyomatóképzők $i_{sq\lambda_r} \perp \underline{\Psi}_r$ és $i_{sq\lambda_s} \perp \underline{\Psi}_s$, valamint a reaktív jellegűek $i_{sd\lambda_r} = i_{mr}$ és $i_{sd\lambda_s} \neq i_{ms}$.

Visszaforgatáskor a beavatkozó jel (áram vagy feszültség TF) térbeli pozíciójának a meghatározására, a vektoriális rendszer kötelezően megköveteli visszacsatolásként az orientációs ($\underline{\Psi}_s$ vagy $\underline{\Psi}_r$) mezőnek megfelelő TF λ_s , illetve λ_r szögelfordulását, melynek az időbeli változása (deriváltja) adja a forgó fluxus szögsebességét:

$$\omega_{\lambda_s} = d\lambda_s/dt \text{ és } \omega_{\lambda_r} = d\lambda_r/dt, \quad (3)$$

melyek állandósult állapotban, vagy állandó fluxus és áramviszonyok mellett egyenlők:

$$\omega_{\lambda_s} = \omega_{\lambda_r} = z_p \Omega_0 = 2\pi f_s, \quad (4)$$

ahol Ω_0 a szinkron szögsebesség (mechanikai szögben mérve), mely meghatározza a hajtás üzemeltetési f_s frekvenciáját és az $\underline{e}_{\lambda_s} = j\omega_{\lambda_s} \underline{\Psi}_s$ indukált forgási elektromotoros feszültséget (EMF), mely látható az 1. ábrán. Ezek szerint az előírt frekvencia értékére vonatkozó

információt a vezérlő mennyiség TF pozíciószöge rejtett módon (belsőleg) tartalmazza és a KIM kapcsain természetesen magától adódik. Ez azzal magyarázható, hogy a vektoriális szabályozásnak köszönhetően a vezérlésre szolgáló áram vagy feszültség TF-je jó dinamikával követi az orientációs mező forgását, ugyanis a λ szög-visszacsatolás az úgynevezett önkommütációt/szabályozást biztosít (angolul „Self-commutation/control”), mely a szinkron típusú gépek vezérlésére jellemző.

A vektoriális szabályozási rendszerekben mind a beavatkozó jel generálása, mind a beavatkozó SzFV vezérlése is vektoriális jelleggel kell, hogy rendelkezzen. Vezérlésre vagy poláris koordinátákkal dolgozunk, ami azt jelenti, hogy a modulus mellett a vektorok (TF-k) fázisszögét is azonosítani kell, vagy olyan háromfázisú koordinátákkal, amik megőrzik a vektoriális jellegét, áramban vagy feszültségben, attól függően, hogy milyen típusú a SzFV kimenetén az inverter és annak az ISzM vezérlése.

2.3. Az orientációs mező megválasztása

A rotor-fluxus $\underline{\Psi}_r$ szerinti mezőorientáció (RMO) klasszikusnak tekinthető a KIM-os VH-k szabályozásában. Mivel a forgórész tekercseinek megfelelő rudak felépítésüknél fogva rövidek vannak zárva, tehát $u_r = 0$ és emellett, ha a Ψ_r fluxus amplitúdója állandónak tekinthető (állandósult állapotban vagy/és szabályozott fluxussal működő VH esetében), akkor az i_r rotor-áram és a $\underline{\Psi}_r$ rotor-fluxus TF-jei merőlegesek egymásra (lásd az 1. ábrát). Ennek a merőlegességnek köszönhetően a KIM EMNy-je ennek a két mennyiségnek nemcsak a vektoriális szorzatával, hanem azok modulusának a szorzataként is kifejezhető. Ugyancsak az $i_r \perp \underline{\Psi}_r$ sajátosságának a következménye, hogy az sztátor-áram TF-jének a két vetülete, $i_{sd\lambda r}$ (a fluxussal egyirányú d – direkt, reaktív jellegű) és $i_{sq\lambda r}$ (a fluxusra merőleges q – kvadratura, aktív jellegű) mezőorientált áram-összetevőknek felelnek meg, melyek arányosak a nyomaték-képző változókkal:

$$m_e = -k_M \Psi_r i_r = k_{Mr} L_m i_{mr} i_{sq\lambda r} = k_{Mr} L_m i_{sd\lambda r} i_{sq\lambda r}, \quad (5)$$

ahol $i_{mr} = \Psi_r / L_m$ a rotor-fluxussal arányos mágnesezési áram, L_m a háromfázisú hasznos induktivitás és $\sigma_r = L_{\sigma r} / L_m$ a rotort szórás koefficiense. Tehát a mezőorientált sztátor-áram:

$$\underline{i}_s = i_{sd\lambda r} + j i_{sq\lambda r}, \text{ ahol a RMO-s összetevők } i_{sd\lambda r} = i_{mr} = \Psi_r / L_m \text{ és } i_{sq\lambda r} = -(1 + \sigma_r) i_r. \quad (6)$$

Az (1) és (5) szerint az EMNy képlete az \underline{i}_s RMO-s ($i_{sq\lambda r}$) és hasonlóképpen a SMO-s ($i_{sq\lambda s}$) aktív áram-összetevővel is felírható:

$$m_e = k_{Mr} \Psi_r i_{sq\lambda r} = k_M \Psi_s i_{sq\lambda s}, \quad (7)$$

ahol $K_{Mr} = k_{Ml} z_p / (1 + \sigma_r) = k_M / (1 + \sigma_r)$.

A MO-s KooR-ben a fluxusra merőleges áram-összetevőt minden esetben aktív, azaz nyomaték-képző viszont a fluxussal egyirányú összetevő csak a RMO-s KIM-nál arányos a szabályozott fluxussal [1], [2], [12]. A fentiek szerint a RMO esetén a mezőorientált áram-összetevők közvetlenül generálhatók a fluxus, illetve a sebesség vagy a nyomaték szabályozókkal. Ezen kívül az állandó rotor-fluxusnak megfelelő statikus mechanikai jelleggörbék a sebesség-nyomaték sík-negyedekben párhuzamos egyenesekhez vezetnek, melyek hasonlóak a külső gerjesztésű EÁ gépek jelleggörbéivel. Ez azt jelenti, hogy a KIM-nak megnő a statikus stabilitása, túlterhelési kapacitása is nagyobb lesz, ugyanakkor gyorsabban reagál a szabályozás alkalmával, azaz jobb a vezérelhetőségi dinamikája [3], [11].

A sztátor-fluxus szerinti mezőorientáció (SMO) esetén a fluxus-szabályozóból generált i_{ms} mágnesezési áram nem egyenlő a d irányú $i_{sd\lambda s}$ összetevővel (lásd az 1. ábrát). A különbség

terhelés-, azaz csúszás-függő [2]. Ezenkívül a sztátor-fluxus szabályozása gyengébb minőségű rendszerre vezet stabilitás és dinamika szempontjából is, ezért a szétcsatolt szabályozásra kevésbé javasolt [11], [12]. Viszont, ha a SzFV FFJ nyílthurkú ISzM-s eljárással vezérelt, az sztátor-feszültség vezérlőjelének a számolása SMO KooR-ben sokkal egyszerűbb, és ami lényegesebb, nem rotorparaméter-függő [1], [12].

2.4. A kettős mezőorientáció alkalmazása

A KMO ötletét a KIM vektoriális struktúráinak implementációja során adódott kompromisszumos megoldások hátrányainak az elkerülésére való törekvések váltották ki.

A RMO-val szabályozott, ÁFJ-vel működő SzFV-ről táplált KIM hajtásnak van a legegyszerűbb és a motor-paraméterektől legkevésbé függő vektoriális szabályozási struktúrája, mely csökkentett számítási kapacitást igényel, és az EAM-hoz hasonló viselkedéssel (kiváló dinamika, a legjobb statikus stabilitás és túlterhelhetőség) üzemel. A beavatkozó vezérlési jelszámítás teljesen motorparaméter független. Sajnos a használatos DJF-VE-k nem támogatják a fent említett rendszerek megvalósításához szükséges zárt-hurkú ÁFJ ISzM eljárás implementálását, ugyanis csak a nyílt-hurkú feszültségben vezérelt (vivőhullámos vagy TF-es) ISzM módszereket teszik lehetővé.

A RMO-val szabályozott, FFJ-vel működő SzFV-ről táplált KIM hajtás, annak ellenére, hogy jó statikus stabilitással és jó dinamikus viselkedéssel rendelkezik, a szabályozási struktúrája bonyolult és magas a számítási szükséglete, valamint a nagy rotorparaméter-függősége miatt jobb minőségű nem túl költséges VH-khoz nem ajánlott. Ezek a hátrányok SMO-val elkerülhetők, viszont ezzel a VH stabilitása és viselkedése más szempontok miatt romlik le.

SMO-val szabályozott, FFJ-vel működő SzFV-ről táplált KIM hajtás szabályozási struktúrája egyszerű, kevésbé számításigényes, kvázi paraméter-független számításokat igényel. Robusztus viselkedése ellenére lustábban reagál a sebesség-alapjel változására és a nyomaték perturbációra. Kis tehetetlenségű VH-k esetén stabilitási problémák léphetnek fel.

Az előzőek alapján egy olyan struktúra, mely egyesíti az említett rendszerek előnyeit és implementálási lehetőségeit KMO-val valósítható meg, melynek az alkalmazásával jelentősen meg lehet javítani a feszültségben vezérelt KIM-os VH minőségét, ugyanis ezáltal nagyrészt kiküszöbölhetőek a két eljárás hátrányai, a következőképpen: a rotor-fluxus szabályozás megnöveli a stabilitást az sztátor-fluxus szabályozással szemben; a sztátor-áram RMO-s összetevőit a fluxus és a sebesség szabályozók közvetlenül generálják, ezáltal leegyszerűsödik a struktúra alapjel-képző része és megnövekedik a VH dinamikája; az SMO az állórész-feszültség vezérlő mennyiségeinek a számítását leegyszerűsíti és rotorparaméter-függetlenné teszi, mely megnöveli a VH robusztus viselkedését.

A KIM KMO-s struktúráját és a szimulációs eredményeit először 2008-ban hoztuk nyilvánosságra, angol nyelvű közleményekben [22], [23], [24], majd 2009-ben magyarul is [13]. Az implementációs eredmények közzétételére 2011-ben került sor [25], [26], [27].

3. Sebesség-érzékelő nélküli mezőorientációs indukciós motoros hajtások

A csúszáskompenzálást (CsKo) a skaláris szabályozásokban is alkalmazták a SzFV vezérlési frekvenciájának a meghatározására, ahol a csúszást a sebességszabályozó generálhatja [5], [18], [20]. Olcsóbb, kisebb számítási kapacitást igénylő viszont elfogadható pontosságú gyakorlati kivitelezésre alkalmas, mechanikai érzékelő nélküli sebesség-szabályozásnak megfelelnek egyszerűbb megoldások is, melyek a csúszáskompenzálás eljárást alkalmazzák a sebesség vagy a frekvencia meghatározásához [1], [10], [21], [22].

3.1. Csúszáskompenzálás direkt és indirekt rotormező-orientációs struktúrákban

Az indirekt (közvetett) mezőorientáció (IMO) a CsKo eljárásan alapul. A csúszás abszolút értékéből és a forgórész megmért ω_r szögsebességéből (mechanikai szögben mérve) meg lehet határozni azt a szögsebességet

$$\omega_{\lambda r} = \Delta\omega + z_p \omega_r, \quad (8)$$

mely megfelel a (4) alapján a szinkronsebességnek és megadja a betáplálási frekvenciát.

A csúszás számítása RMO-s struktúrákban nem okoz gondot, ugyanis a sztátor-áram RMO-s összetevőinek az arányával számolható ki, akár az alapjelekből [5], [18], [20], akár a visszacsatolásból származó jelekkel kombinálva, akár a visszacsatolásban az I- Ω -nak nevezett rotor-fluxus identifikációs eljárásból (az sztátor-áram és a forgórész szög-sebességéből a *rotor-feszültség MaMo* alapján) származó értékekből [1], [12]:

$$\Delta\omega = i_{sq\lambda r} / i_{sd\lambda r} \tau_r, \quad (9)$$

ahol $\tau_r = L_r / R_r = L_m (1 + \sigma_r) / R_r$, a rotor időállandója (L_r – a rotor 3-fázisú induktivitása).

Ha a vezérlési ágban a (8) és a (9) alapján számított szinkronsebességéből integrálás útján nyert λ_r mezőorientációs szöggel forgatunk vissza [1], [16], [17], akkor IMO-ról beszélünk [11], [15].

Direkt (közvetlen) mezőorientáció (DMO) esetén a λ mezőorientációs szöget a forgó orientációs fluxus állórész-orientált (szinuszos) kétfázisú összetevőiből egy VA segítségével közvetlenül számoljuk ki [1], [2], [11]. Ha a fluxus-identifikáció az \underline{e}_s sztátor EMF integrálásával történik (a sztátor-feszültség MaMo alapján), akkor a (7)-et a mechanikai érzékelő nélküli rendszerekben a forgórész-sebesség meghatározására is lehet használni:

$$\omega = z_p \omega_r = \omega_{\lambda r} - \Delta\omega, \quad (10)$$

ahol ω villamos szögben következik. Ilyen sebességérzékelő nélküli DMO-s vektoriális VH-t is javasoltunk az [1]-ben.

Japánban már a '80-es évek végén ipari alkalmazást nyert egy egyszerű, nem túl igényes, de elfogadhatóan pontos sebesség-szabályozás, mely aktív (nyomaték-képző) áram-összetevő-visszacsatoláson alapszik és CsKo-val alkalmaz IMO-t [15]. Hasonló struktúrájú az a rendszer is, melyet az [1]-ben mutattunk be és szimulálási eredményeit a [16] és [17]-ben közöltük. Ezekben a struktúrákban a csúszás-számításban a (9)-ban szereplő reaktív jellegű áramösszetevőt, az (6) alapján, a szabályozott fluxus alapjelével helyettesítették.

A CsKo hátránya abban áll, hogy a csúszás számításához szükség van a rotor-paraméterekre, éspedig az R_r -re, melynek az értéke a hőmérsékletváltozás miatt széles határok között mozog és melynek az identifikációja bonyolult és nagy számítási kapacitást igényel.

3.2. Kaszkád-kapcsolású szabályozóval generált sebesség-visszacsatolás

Az előzőekben említett mechanikai érzékelő nélküli hajtások egyszerű szabályozási struktúrái R_r -függőek, mert mindegyik valamilyen formában alkalmazza a CsKo-t [1], [15], [16], [17]. Ezen kívül a beavatkozó szerv közvetlen áram-visszacsatolással szabályozott SzFV, ami nem kompatibilis a VH-technikai alkalmazásoknak szánt DJF-VE-kkel. Áttérve a feszültségben való vezérlésre RMO-val a rotorparaméter-függőség még hangsúlyozottabb lesz. Azokban az áram ISzM-vel vezérelt FVI-s mechanikai érzékelő nélküli KIM VH-kban, melyek a [15]-ben alkalmazott megoldáshoz hasonlóak, ahol kaszkádban kapcsolt aktív áram-szabályozóval generálják a sebesség visszacsatolási értékét (vagy helyette akár nyomaték-szabályozót is lehet alkalmazni), mindnél ki lehet küszöbölni a CsKo alkalmazását és meg lehet

szüntetni a R_r -függőséget, ha olyan DMO-t alkalmazunk, melynél az orientációs mezőt az EMF integrálása alapján számoljuk.

Az implementációra alkalmas feszültség ISz-M-vel vezérelt FVI-s VH-k esetében viszont a sztátor-feszültség számítását csak a KMO-val lehet R_r -függetlenné tenni. Az alábbiakban két ilyen szabályozási rendszert kerül bemutatásra.

4. Kettős mezőorientációs sebességérzékelő nélküli szabályozási struktúrák

Az előzőkben már láthattuk, hogy ha a mechanikai érzékelő nélküli hajtásokban a sebesség-visszacsatolásban nem alkalmazunk CsKo-t és az orientációs fluxus identifikálása az sztátor-feszültség egyenletei alapján történik a mért sztátor-áramok és feszültségek segítségével, akkor a R_r -függőség megszüntethető. Ezt a fluxus-identifikációs módszert régebben csak a teljes hullámmal működő inverterekről táplált VÁ motoroknál használták, főleg az ÁFJ váltóirányítós- (CSI – „Current-Source Inverter”) VH-knál, ahol a feszültséget is meg tudták mérni, ugyanis ezeknél a feszültség-hullám eléggé megközelíti a szinuszos formát [1]. Viszont nem lehetett alkalmazni FFJ ISzM-FVI inverterről táplált hajtások esetében, mert annak idején a szaggatott feszültséget nem tudták valós időben azonosítani, ugyanis az ISzM vezérlés analóg módon történt. Napjainkban egyébként, a digitális ISzM vezérlésnek köszönhetően, ez a módszer terjedt el a leginkább. Az szaggatott sztátor-feszültséget gyakran a mért EE-KK feszültségéből (U_d) és a DJF-VE által szolgáltatott ISzM logikából számolják ki [13], [22], [23], [24].

Ennek a fluxus-identifikációnak a gyakorlati megvalósításával járó nehézségek implementációban ma már megoldhatók. Például az ideális integrátort alul-áteresztő szűrőkkel meg lehet közelíteni, mellyel elkerülhető az integrátor kimenőjelének a zérusfrekvenciájú mérési maradékfeszültségek által okozott telítődése valamint a kimenőjel eltolódása, melyet a bemenőjel kezdeti fázishelyzete okozhat [11], [28], [29].

Az alábbiakban két olyan KMO-s struktúráról lesz szó, melyeket a [13], [22], [23] és [24]-ben közölt mechanikai érzékelős változat adaptálásával alakítottuk ki, alkalmazva az aktív hurokban egy kaszkádban bekötött visszacsatolási sebességértéket generáló szabályozót. Mindegyik szabályozási rendszer direkt (közvetlen) RMO-ra és SMO-ra épül.

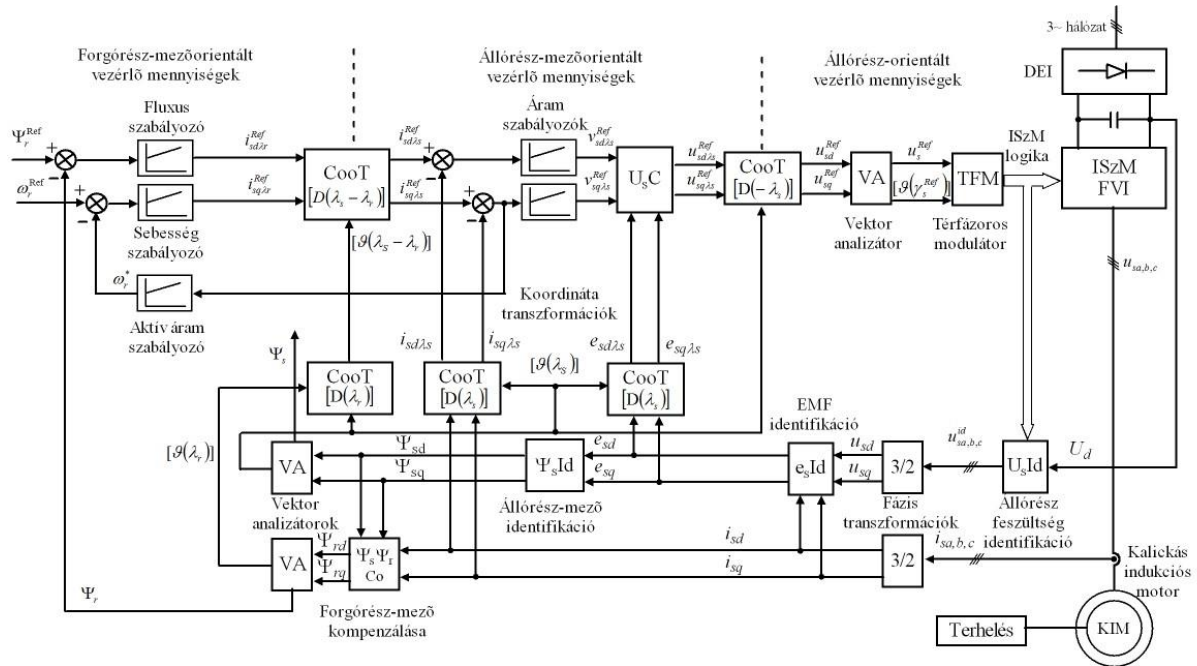
4.1. Aktív áram-szabályozóval generált sebesség-visszacsatolás

A 2. ábrán bemutatott struktúrában a sebesség szabályozásához szükséges visszacsatolási sebességértéket a SMO-s aktív (nyomaték-képző) áram-összetevő kaszkádba kapcsolt szabályozójával generáljuk. A struktúra többi része megegyezik azzal a már szimulálás által érvényesnek elfogadott változattal, ahol viszont a sebesség visszacsatolását mechanikai érzékelő adta [13], [22], [23], [24].

A fluxus meghatározása a mért állórész-áramok ($i_{sa,b,c}$) és az identifikált ($u_s^{id_{a,b,c}}$) feszültségekből történik, miután a 3/2-es direkt fázis-transzformációs blokkokkal kétfázisú összetevőkre ($i_{sd} - i_{sq}$, illetve $u_{sd} - u_{sq}$) alakítjuk. Azután a természetes fix (állórész-orientált) KooR-ben felírt sztátor-feszültség egyenletek alapján az $\mathbf{e}_s \mathbf{Id}$ (\mathbf{Id} – identifikációs) blokkban az indukált EMF-t kétfázisú összetevőit ($e_{sd} - e_{sq}$) számítjuk ki, melyeket a $\Psi_s \mathbf{Id}$ blokkban integrálunk és az állórész-fluxus ($\Psi_{sd} - \Psi_{sq}$) összetevőit nyerjük. Ezekből a $\Psi_s \Psi_r \mathbf{Co}$ kompenzáló blokkban, a mért sztátor-áramok és a szórási koefficiensek segítségével, az áram-fluxus egyenletek alapján, a rotor-fluxus ($\Psi_{rd} - \Psi_{rq}$) összetevőit számoljuk ki [1], [11], [16].

A kiszámított fluxusok Ψ_r és Ψ_s modulusát egy-egy \mathbf{VA} vektor-analizátor adja. Mivel a vektoriális rendszerben különböző orientációjú kétfázisú összetevőkkel számolunk, ezért a TF-ek KooR-jeinek a forgatásához \mathbf{CooT} blokkokat alkalmazunk, melyekben gyakorlatilag a TF-

ek pozíciószögeinek a trigonometriai függvényeire van szükség. Ezeket $[\vartheta(\lambda)] = [\cos(\lambda), \sin\lambda]^T$ úgynevezett „oszcillátor” mátrixokkal jelöltük, ahol zárójelben a orientációs TF pozíciója szerepel, illetve a szükséges forgatási szög. KMO esetén mindkét (rotor- és sztátor-) fluxus pozíciószögére szükség van. Mivel a fluxus-számításokat természetes kétfázisú összetevőkkel végezzük, azaz VÁ jelként kerülnek feldolgozásra, ezért a VA blokkokból közvetlenül az $[\vartheta(\lambda_r)]$ és $[\vartheta(\lambda_s)]$ mátrixokkal jelölt változókat egyszerű osztásokkal ($\cos\lambda_{r/s} = \Psi_{rd/sd} / \Psi_{r/s}$, illetve $\sin\lambda_{r/s} = \Psi_{rq/sq} / \Psi_{r/s}$) számolhatjuk ki [1].



2. ábra. Implementációra alkalmas mechanikai-érzékelő nélküli egyszerűbb struktúrájú kettős mezőorientációs vektoriális indukciós motoros hajtás nyomaték-képző aktív áramszabályozóval generált sebesség-visszacsatolással.

Ugyancsak VA blokkot alkalmazunk a ISZM-FVI TF-es modulátornak (TFM blokk, angolul SVM – „Space-Vector Modulator”) a vezérlő jeleinek a generálására, mely a sztátor-feszültség alapjelének megfelelő TF poláris koordinátáinak, vagyis az u_s^{Ref} modulus (amplitúdó) és a γ_s pozícióhelyzetnek megfelelő $[\vartheta(\gamma_s^{Ref})]$ mátrix.

Az alárendelt áram-szabályozási hurkokban az sztátor-áram SMO-ját a $[D(\lambda_s)]$ mátrix-operátorral jelölt, és az állórész-feszültség visszaorientálását természetes frekvenciájú kétfázisú összetevőire a $[D(-\lambda_s)]$ -vel jelölt CooT blokkal végezzük el. Az orientációs állórész-mező λ_s szögelfordulása az 1. ábra térfázor diagramjában is látható.

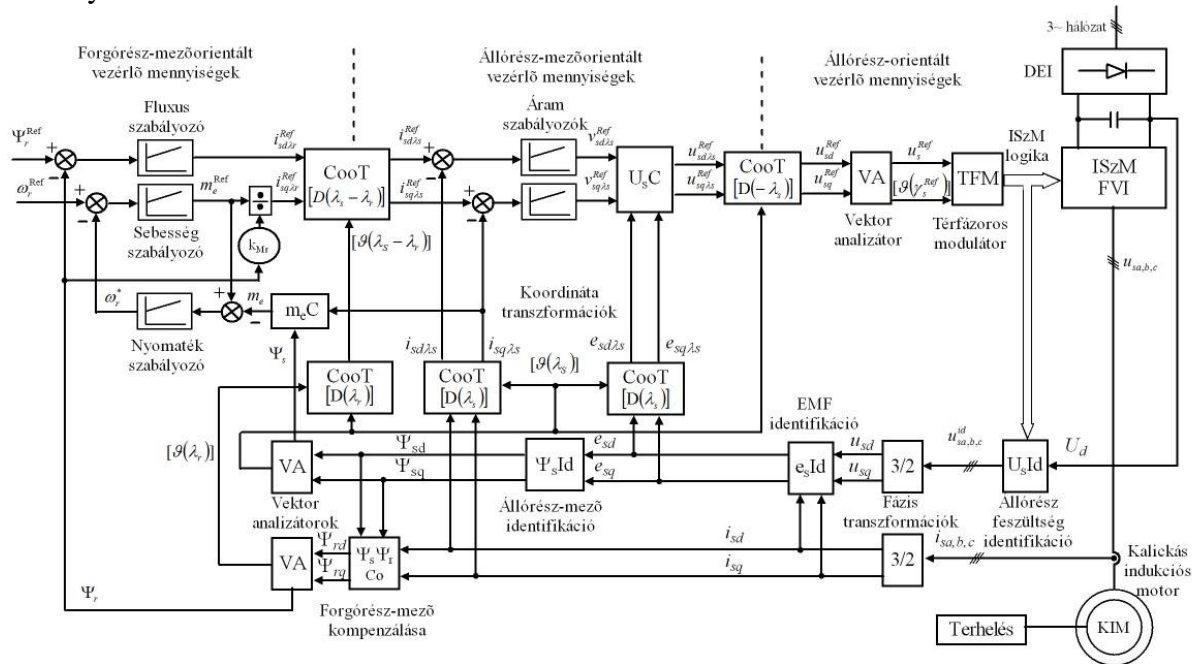
Ezenkívül ugyancsak egy $[D(\lambda_r)]$ -vel jelölt CooT blokkal (melynek a kétfázisú komponens bemeneten az $[\vartheta(\lambda_s)]$ mátrixra van szükség) számolhatjuk ki a két orientációs mező közötti pozíciószög-különbség $[\vartheta(\lambda_s - \lambda_r)]$ mátrixát is [1], [13]. Ezzel átorientálja SMO-s komponensekre ($i_{sd\lambda_s} - i_{sq\lambda_s}$) a sebesség- és fluxus-szabályozók által generált RMO-s állórész-áram összetevőket ($i_{sd\lambda_r} - i_{sq\lambda_r}$), ugyanis a SMO-s KooR-ben az állórész-feszültség számítását sokkal egyszerűbben, és ami lényegesebb, rotorparaméter-függetlenül lehet elvégezni [1], [12]. Az állórész-feszültség U_sC számítási blokkjában szükség van az EMF SMO-s ($e_{sd\lambda_s}$, és $e_{sq\lambda_s}$) komponenseire is, ezért a természetes (e_{sd} és e_{sq}) kétfázisú összetevőket is egy $[D(\lambda_s)]$ mátrixszal jelölt CooT blokkal mezőorientáljuk.

A 2. ábrán bemutatott rendszerhez képest egy egyszerűbb struktúrát úgy képezhetünk ki, hogy lemondunk a vezérlő ágban lévő két áramszabályozóról. Ebben az esetben a kaszkád-

kapcsolásban bekötött sebességet generáló áramszabályozó RMO-s aktív (nyomaték-képző) összetevővel dolgozik, hasonlóképpen az [1], [15], [16] és [17]-ben közölt változatokhoz. Következésképpen, a visszacsatolásban az állórész-áram természetes kétfázisú ($i_{sd} - i_{sq}$) összetevőit $[D(\lambda_r)]$ mátrixszal jelölt **CooT** blokkal kell mezőorientálni, és mivel csak az aktív ($i_{sq\lambda_r}$) komponensre van szükség, csak a mátrix felső sorával kell számolni, ami csak két szorzást jelent és egy összeadást, a négy szorzás és két összegezés helyett.

4.2. Nyomaték-szabályozóval generált sebesség-visszacsatolás

Mint már említettük a 3. Fejezet végén, hogy a kaszkádban kapcsolt aktív áramszabályozó helyett lehet nyomatékszabályozóval is generálni a sebesség visszacsatolási jelét. Egy ilyen szabályozási struktúrát mutatunk be a 3. ábrán.



3.ábra. Implementációra alkalmas mechanikai-érzékelő nélküli kettős mezőorientációs vektoriális indukciós motoros hajtás kaszkádban kapcsolt nyomatékszabályozóval generált sebesség-visszacsatolással.

Az $m_c C$ nyomaték-számítási blokk SMO-s, míg a nyomaték alapjelét osztó blokk RMO-s összetevőkkel számol a (7) szerint EÁ mennyiségekkel. Az osztásra fel lehet használni a rotor-fluxus előírt alapjelét is.

7. Következtetések

A bemutatott mechanikai érzékelő nélküli vektoriális szabályozási struktúrák egyszerűségét a kaszkádkapcsolású szabályozónak tulajdonítható, mely a nyomaték, illetve a nyomaték-képző aktív áramösszetevő szabályozásával generálja a sebesség-visszacsatolási értéket. Az implementáció szempontjából a piaci forgalomban lévő és a hajtástechnikának szánt digitális jelfeldolgozó vezérlőegységekkel való kompatibilitást a térfázoros feszültség ISzM eljárás biztosítja mely a kommutációs veszteségek szempontjából optimalizálható az úgynevezett kétfázisú (a harmadik fázis pihen) „Flat-Top” szakaszos modulációval, mellyel akár 30%-os veszteség-csökkenést is el lehet érni az inverterben, vagy ennek hálózat-barát egyenirányítóként vagy aktív szűrőként való alkalmazásánál [9], [10], [30], [31], [32]

A fluxusra merőleges áram-összetevő minden esetben aktív, azaz nyomaték-képző komponens, viszont a fluxussal egyirányú összetevő a kalickás indukciós motornál csak abban

az esetben arányos a szabályozott fluxussal, ha a forgórész-fluxus szerint orientálunk. Ezért ajánlott a rotormező-orientáció a szabályozási struktúra vezérlő ágában. A térfázoros ISzM viszont a paraméter-függőség szempontjából sztátormező-orientációval előnyösebb. A kettős mezőorientációval mindkét orientációs eljárás előnye érvényesíthető, ha megfelelő fluxus identifikációt alkalmazunk. A további kutatási munka célja a bemutatott rendszernek a tanulmányozása *MATLAB-Simulink*[®] szimulációs programozási környezetben.

Irodalom

- [1] Kelemen Á., Imecs Mária: *Vector Control of AC Drives*, Vol. 1: *Vector Control of Induction Machine Drives*, OMIKK-Publisher, Budapest, 1991, ISBN 963 593 140 9.
- [2] Imecs Mária: *A villamos gépek modern szabályozási módszerei a térfázor elmélet alapján*, Plenáris előadás, XVI. Fialal Műszakiak Tudományos Ülésszaka, FMTÜ Nemzetközi Tudományos Konferencia, Műszaki Tudományos Füzetek, Erdélyi Múzeum Egyesület kiadványa, Kolozsvár, 2011, ISSN 2067-6 808, <http://eda.eme.ro/handle/10598/13994>, XIX-XLIV old.
- [3] Imecs Mária: *Villamos hajtások szabályozása mai szemmel*. Plenáris előadás, ENELKO 2000, Energetika-Elektrotechnika Konferencia, EMT kiadó, Kolozsvár, 2000, 7-16 old.
- [4] Imecs Mária, Szabó Cs., Incze J. J.: *Frekvenciaváltós villamos hajtások négynegyedes üzemmódban*, ENELKO 2002 III. Energetika-Elektrotechnika Konferencia, EMT kiadó, Kolozsvár, 2002, pp. 53-58.old.
- [5] Imecs Mária, Incze J. J., Szabó Cs., Ádám T.: *Váltakozó áramú hajtások skaláris és vektoriális szabályozási struktúrái*, Plenáris előadás, ENELKO 2003 IV. Energetika-Elektrotechnika Konferencia, EMT kiadó, Kolozsvár, 2003, ISBN 973-86097-5-5, 82-98, old.
- [6] Imecs Mária, Incze J. J., Szabó Cs., Ádám T., Szőke Benk Enikő: *Kis és nagy teljesítményű hálózatbarát egyenáramú közbenső-körös frekvenciaváltós hajtások*, Plenáris előadás, ENELKO 2004, V. Nemzetközi Energetika-Elektrotechnika Konferencia, EMT kiadó, Kolozsvár, 2004, ISBN 973-86852-9-X, 86-96 old.
- [7] Imecs, Maria: *Synthesis about pulse modulation methods in electrical drives*, Part 1: *Fundamental aspects*, Plenáris előadás, Proceedings of CNAE '98, Uni. Craiova kiadó, Romania, 1998, 19-28 old.
- [8] Imecs Maria: *Synthesis about pulse modulation methods in electrical drives*, Part 2: *Closed-loop current controlled PWM procedures*, Plenáris előadás, Proceedings of CNAE '98, Uni. Craiova kiadó, Romania, 1998. 29-33 old.
- [9] Imecs Maria: *Synthesis about pulse modulation methods in electrical drives*, Part 3: *Open-loop voltage-controlled PWM procedures*". Plenáris előadás, Acta Universitatis CIBIENSIS, Vol. XLI Technical series, H. Electrical Engineering and Electronics, "Lucian Blaga" University of Sibiu, 1999, 15-26 old.
- [10] Imecs Maria, *Open-loop voltage-controlled PWM procedures*, Proceedings of the 3rd ELECTROMOTION International Conference, Patras, Greece, Volume I, 1999, 285-290 old.
- [11] Imecs Mária, Incze J. J., Szabó Cs.: *Fluxus-identifikációs és szabályozási módszerek kalickás indukciós motorok mező-orientált hajtásrendszereiben*, ENELKO 2009 X. Nemzetközi Energetika-Elektrotechnika Konferencia, Marosvásárhely 2009, ISSN 1842-4546, 60-65 old.
- [12] Imecs Mária: *Kalickás indukciós motorok forgó- és állórész mezőorientált vektoriális szabályozási rendszereinek összehasonlítása*, ENELKO 2009 X. Nemzetközi Energetika-Elektrotechnika Konferencia, Marosvásárhely 2009, ISSN 1842-4546, 66-71 old.
- [13] Imecs Mária, Szabó Cs., Incze J. J.: *Kalickás indukciós motorok vektoriális szabályozása kettős mező-orientációval*, ENELKO 2009 X. Nemzetközi Energetika-Elektrotechnika Konferencia, Marosvásárhely 2009, ISSN 1842-4546, 72-77 old.
- [14] Holtz J.: *Sensorless control of induction motors*, Proceedings of the IEEE, Vol.90, No.8, Aug. 2002, 1358-1394 old.
- [15] Akeshi Maeda; Tung Hai Chin; Hiroichirou, Tanaka; Takashi, Koga; Ysugutosi, Ohtani: *Today's AC drive industrial application in Japan*, 4th European Conference on Power Electronics and Applications, EPE'91, Florence, Italy, 1991, 2-618-2-624 old.

[16] Imecs Mária, Negrea C. Alin, Szabó Cs., Incze J. J.: *Sebesség-érzékelő nélküli aktív áramszabályozáson és közvetett mező-orientáción alapuló vektoriális aszinkron motoros hajtás szimulációja*, ENELKO 2013 XIV. Nemzetközi Energetika-Elektrotechnika Konferencia, Nagyszeben, 2013, ISSN 1842-4546, 54-59 old.

[17] Negrea C. A., Imecs, Maria, Szabó Cs., Incze I. I.: *Speed sensorless vector control system for induction motors based on active current and flux computation*, Proceedings of the 4th International Conference MACRo 2013, Tg. Mures, Sapientia University, 2013, ISSN 2247 – 0948, ISSN-L 2247 – 0948, 154-163 old.

[18] Imecs Maria, Szabó Cs.: *Control structures of induction motor drives - state of the art*, Proceedings of the 4th Workshop WESIC 2003, Lillafüred, Miskolci Egyetem kiadó, 2003, ISBN 963 661 570, 495-510 old.

[19] Imecs Maria, Trzynadlowski A. M., Incze I. I., Szabó Cs.: *Vector control schemes for tandem-converter fed induction motor drives*, IEEE Transactions on Power Electronics, 2005, Vol. 20, No. 2., 493-501 old.

[20] Imecs Mária: *A survey of the speed and flux control structure of squirrel-cage induction motor drives*, Acta Universitatis Sapientiae, Series Electrical and Mechanical Engineering, No. 1, 2009, ISSN 2066-8910 (online <http://www.acta.sapientia.ro/acta-emeng/emeng-main.htm>), ISSN 2065-5916 (nyomtatásban) 5-28 oldal.

[21] Blaschke F.: *Das Prinzip der Feldorientierung, die Grundlage für die Transvektor-Regelung von Drehfeldmaschinen*, Siemens-Zeitschrift, 45, Heft 10, 1971, 757-760 old.

[22] Imecs Maria; Szabó Cs.; Incze I. I.: *Vector control of the cage induction motor with dual field orientation*, CINTI 2008, Budapest, 2008, ISBN 978-963-7154-82-9., 47-58 old.

[23] Imecs M., Incze I. I., Szabó Cs.: *Double field orientated vector control structure for cage induction motor drive*, Scientific Bulletin of the „Politehnica” University of Timisoara, Transaction of Power Engineering, Tom 53(67), Special Issue, 2008, ISSN 1582-7194, 135-140 old.

[24] Imecs Maria, Incze I. I., Szabó Cs.: *Dual field orientation for vector controlled cage induction motors*, Proc. of the 11th IEEE International Conference on Intelligent Engineering Systems, INES 2009, Barbados, CD-ROM, ISBN: 978-1-4244-4111-2, 143-148 old.

[25] N. S. Preda, Maria Imecs, I. I. Incze: *Vector control method for squirrel-cage induction motors using dual field orientation*, PRODOC Conference Volume, Uni. Tehnica Cluj-Napoca, kiadó, Kolozsvár, 2011, CD-ROM.

[26] Preda N. S., Rus D. C., Imecs Mária, Incze J. J., Szabó Cs.: *Vector control method using dual field orientation for speed control of induction motors*, ENELKO 2011 XII. Nemzetközi Energetika-Elektrotechnika Konferencia, Kolozsvár, 2011, ISSN 1842-4546, 68-74 old.

[27] Preda N. Şt.: *Optimizarea și implementarea controlului vectorial cu orientare dublă după câmp al mașinii asincrone cu rotor în colivie*, PhD doktori tézis, Kolozsvári Műszaki Egyetem, 2011, Témavezető: Imecs Mária.

[28] Incze I. I.: *Implementarea unor structuri de comandă scalară și reglare vectorială pentru motoare de inducție*, PhD tézis, Kolozsvári Műszaki Egyetem, 2004, Témavezető: Imecs Mária.

[29] Incze I. I.; Imecs, Mária; Szabó, Cs.; Vásárhelyi J.: „Orientation-field identification in asynchronous motor drive systems”, 6th IEEE International Carpathian Control Conference ICC 2005, Lillafüred-Miskolc, 2005, Vol I, ISBN 963 661 644 2, 131-136 old.

[30] Preda N. S., Incze I. I., Imecs Maria, Szabó Cs.: *Flat-top space-vector modulation implemented on a fixed-point DSP*, 5th International Symposium on Applied Computational Intelligence and Informatics, SACI 2009, Temesvár, CD-ROM, ISBN: 978-1-4244-4478-6.

[31] Preda N. S., Rus D. C., Incze I. I., Imecs Maria, Szabó Cs.: “Analysis and DSP implementation of flat-top space-vector modulation”, *Scientific Bulletin of “Politehnica” University of Timișoara, Romania, Transactions on Automation Control and Computer Science (BS-UPT TACCS)*, Vol. 55 (69), No. 2, June 2010, 73-80 old.

[32] Preda N. S., Rus D. C., Incze I. I., Imecs Maria, Szabó Cs.: “Fixed-point DSP implementation of advanced discontinuous PWM methods”, 11th International Carpathian Control Conference – ICC 2010, Eger, Miskolci Egyetem, 2010, ISBN 978-963-06-9289-2, 149-152 old.



BOLYGÓDUGATTYÚS PNEUMATIKUS MOTOR

PNEUMATIC MOTOR WITH PLANETARY PISTON

Kakucs András⁽¹⁾, Papp István⁽²⁾, Forgó Zoltán⁽³⁾, Tolvaly Rosca Ferenc⁽⁴⁾

- (1) Sapientia - EMTE, Műszaki és Humántudományok kar, Gépészmérnöki tanszék, Cím: 540485, RO, Marosvásárhely, Segesvári u. 1/c, kakucs2@ms.sapientia.ro
- (2) Sapientia - EMTE, Műszaki és Humántudományok kar, Gépészmérnöki tanszék, Cím: 540485, RO, Marosvásárhely, Segesvári u. 1/c, pappistvan@ms.sapientia.ro
- (3) Sapientia - EMTE, Műszaki és Humántudományok kar, Gépészmérnöki tanszék, Cím: 540485, RO, Marosvásárhely, Segesvári u. 1/c, zforgo@ms.sapientia.ro
- (4) Sapientia - EMTE, Műszaki és Humántudományok kar, Gépészmérnöki tanszék, Cím: 540485, RO, Marosvásárhely, Segesvári u. 1/c, tferi@ms.sapientia.ro

Abstract

In our project, which was supported by the Institute for Scientific Research of the Sapientia Foundation, we have developed a Wankel-engine-like (fig. 1) planetary-piston pneumatic motor. The essence of the innovation is that the "fuel" of the engine is compressed air and it has more simultaneously active chambers. The number of these chambers can be increased, leading to a curved polygonal contour of the piston moving inside a stator with complex geometry. This machine is a volumetric one (i.e. not a turbine) and its efficiency can be increased by letting the compressed air to expand in the active chamber.

Key words: Planetary piston, pneumatics

Összefoglalás

A KPI által támogatott kutatási pályázatunk keretében egy bolygódugattyús pneumatikus motort fejlesztünk. E motor felépítésében a Wankel-motorra (1. ábra) emlékeztet, amely egy belső égésű motor. Az újítás abban áll, hogy a motor sűrített levegővel fog működni és nem egy, hanem több egyidejűleg aktív munkatere van. A munkaterek száma megnövelhető, ennek következtében a bolygódugattyú nem egy görbült oldalú háromszög, hanem egy sokszög profilú elem lesz, amely egy bonyolultabb geometriájú állórészben fog bolygómozgást végezni. Ez egy térfogat-kiszorítású gép (tehát nem turbina), amelynek a gazdaságos működtetéséhez a levegőt kiterjeszkedni hagyjuk az aktív munkatérben.

Kulcsszavak: Bolygódugattyús motor, pneumatika



1. ábra. Wankel-motor (forrás: internet)

1. A motor geometriája

Kiindulási alapként tekintsük a Wankel-motort. Legfontosabb alkatrészei (2. ábra):

az állórész, amelynek fedőlapjaiban vannak a bebocsátó és kibocsátó nyílások (ugyanis a motornak nincsenek szelepei), ez tartja az álló, külső fogazású fogaskereket és a tengely csapágait, ide vannak becsavarozva a gyújtógyertyák, a járataiban keringő folyadék pedig a motor hűtését oldja meg;

a forgórész, amelyben fellelhetjük a belső fogazású bolygókeréket és a tömítés elemeit; valamint

a tengely, amely excenteres megoldású a kisméretű excentrikusság miatt (nem lehet forgattyús mechanizmust építeni).

A forgórész egy görbült oldalú háromszög, amely bolygómozgást végez az állórészben. A forgórész körbe kell mozogjon az állórészben, anélkül hogy megszorulna, ez a mozgás pedig egy összetett síkmozgás.

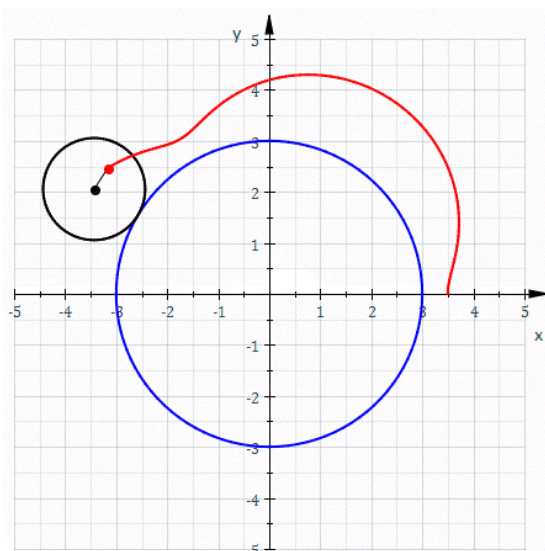
1.1. Az állórész

Az állórész üregének körvonalát úgy lehet megszerkeszteni, hogy az álló fogaskerék gördülőkörén legördítjük a belsőfogazású bolygókerék gördülőkörét, ez utóbbi gördülőkörhöz pedig hozzárendeljük a bolygódugattyú éleinek megfelelő végpontokat. E pontok rajzolják ki a keresett körvonalat, amely egy epitrochoid.



2. ábra. Kétdugattyús Wankel-motor fontosabb alkatrészei (forrás: internet)

Az epitrochoid az a görbe, amelyet egy körön csúszásmentesen legördülő második kör egy pontja ír le, a 3. ábra szerint.



3. ábra. Epitrochoid (forrás: Wikipédia)

Ennek parametrikus egyenletei:

$$\begin{aligned} x(\theta) &= (R + r) \cdot \cos(\theta) - d \cdot \cos\left(\theta \cdot \frac{R+r}{r}\right) \\ y(\theta) &= (R + r) \cdot \sin(\theta) - d \cdot \sin\left(\theta \cdot \frac{R+r}{r}\right), \end{aligned} \quad (1)$$

ahol R az álló, r pedig a legördülő kör sugara, d az epitrochoidot megrajzoló pont távolsága a legördülő kör középpontjától, θ pedig a paraméter (ez tulajdonképpen a két kör érintkezési pontjának központi szöge az ábrázolt koordináta-rendszer x tengelyétől mérve).

Céljainknak csak olyan epitrochoid görbék felelnek meg, amelyek önmagukban záródnak (egyébként a dugattyú éle eltávolodna az állórész belső felületétől és a munkaterek egybenyílnának), tehát R és r aránya egész szám kell legyen (a Wankel-motor esetében ez az arány 2). A d távolság az epitrochoid legnagyobb és legkisebb sugarának viszonyát adja meg, tehát a Wankel-motor esetében a rotor „8”-ra emlékeztető formáját.

Egy egyszerű kis programot írtunk, amely az (1) képlet alapján megrajzolja a kívánt epitrochoidot, néhány példa a következő két táblázatban látható.

A táblázatok alapján levonható egy pár következtetés a d paramétert illetően:

- minél kisebb az értéke, annál közelebb áll az epitrochoid egy $R' = R + r$ sugarú körhöz;
- ha $d < r$, akkor az epitrochoid sima;
- ha $d = r$, akkor az epitrochoid csúcsban találkozó ívekből fog állni (ez egy epiciklois lesz);
- ha $d > r$, akkor az epitrochoid hurkolt lesz.

Nyilvánvaló tehát, hogy:

- a motorunk esetében $\frac{R}{r} = (n - 1)$ egész szám kell legyen, ahol n a dugattyú éleinek száma;
- az élek tömítésének szempontjából az epitrochoid minél simább kell legyen ($d < r$),
- azonban d -t nem vehetjük tetszőlegesen kicsinek, ugyanis a munkatér térfogatának a motor egy ciklusa alatt egy V_{min} és V_{max} érték között kell változnia, ami a belső égésű

motor esetén az ε kompresszió-viszonyt, a pneumatikus motorunk esetében pedig a sűrített levegő kiszorítási térfogatát és expanzióját definiálja;

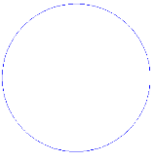
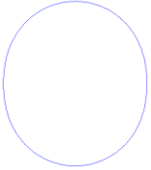
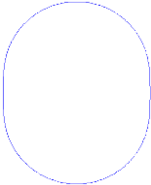
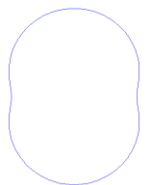
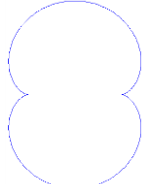
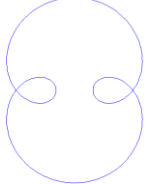
- amennyiben $\frac{r}{d} = n$, az epitrochoid egy lekerekített szabályos sokszöghöz hasonlít (nem azonos azzal, tehát nem lehet egyenesekből és körívekből megszerkeszteni).

1.2. A forgórész

Míg az állórész körvonalát a bolygódugattyú élei generálták (egyes szakcikkék egy szabályos sokszög megforgatásával származtatják azt, ez az eljárás viszont nem alkalmazható általánosan), addig a forgórész legnagyobb kiterjedését abból a feltételből tudjuk meghatározni, hogy annak megszorulás nélkül körbe kell fordulnia az állórészben.

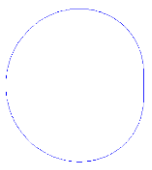
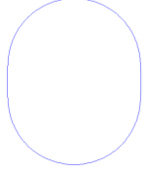
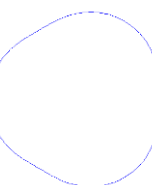
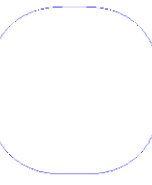
1. táblázat.

Különböző paraméterezésű kettős hurkú epitrochoidok

$\frac{R}{r} = 2, \quad \frac{r}{d} = \infty (d = 0)$ 	$\frac{R}{r} = 2, \quad \frac{r}{d} = 5$ 
$\frac{R}{r} = 2, \quad \frac{r}{d} = 3$ 	$\frac{R}{r} = 2, \quad \frac{r}{d} = 2$ 
$\frac{R}{r} = 2, \quad \frac{r}{d} = 1$ 	$\frac{R}{r} = 2, \quad \frac{r}{d} = \frac{1}{2}$ 

2. táblázat.

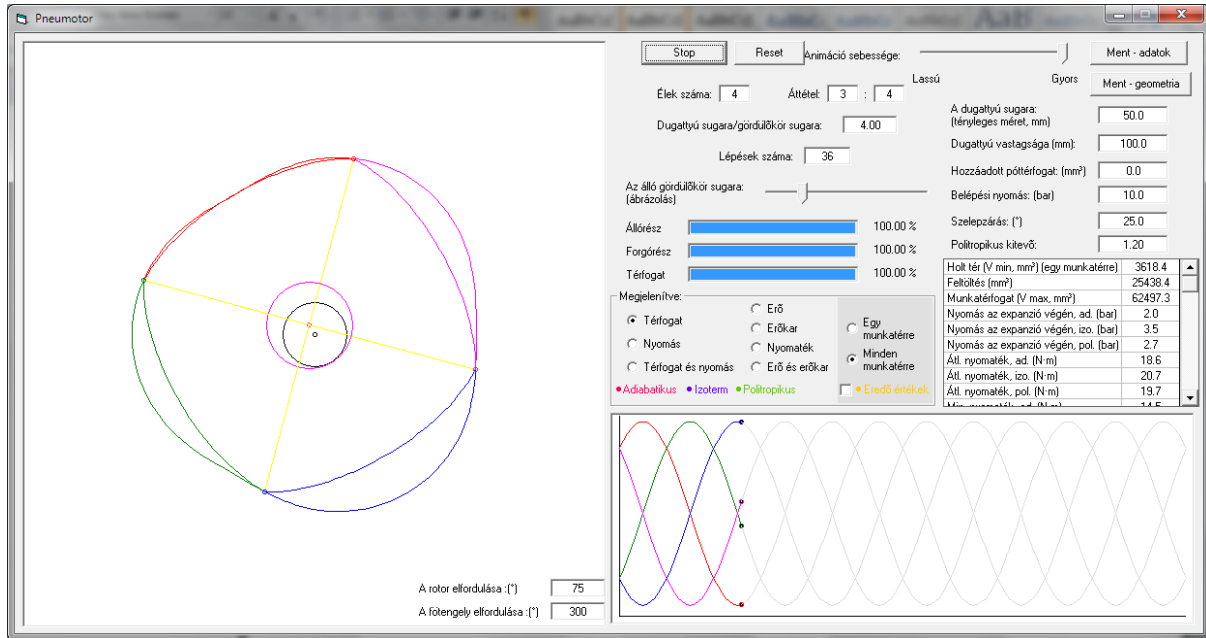
Epitrochoidok, a hurkok száma 1, 2, 3 és 4

$\frac{R}{r} = 1, \quad \frac{r}{d} = 2$ 	$\frac{R}{r} = 2, \quad \frac{r}{d} = 3$ 
$\frac{R}{r} = 3, \quad \frac{r}{d} = 4$ 	$\frac{R}{r} = 4, \quad \frac{r}{d} = 5$ 

A szakirodalom a forgórész körvonalára nem ad meg általánosan használható egyenleteket. A Wankel-motor esetében a forgórészt néha Reuleaux-háromszög formájúnak tekintik, melyet úgy kapunk, hogy egy egyenlő oldalú háromszög csúcaiból az oldalhosszal egyenlő sugarú köríveket húzunk. A dugattyú legnagyobb körvonalának egyenleteit talán meg lehetne állapítani, azonban a tervezés (CAD, CAM) és a kivitelezés (CNC) szempontjából előnyösebb a körvonalak koordináta-párokkal való leírása.

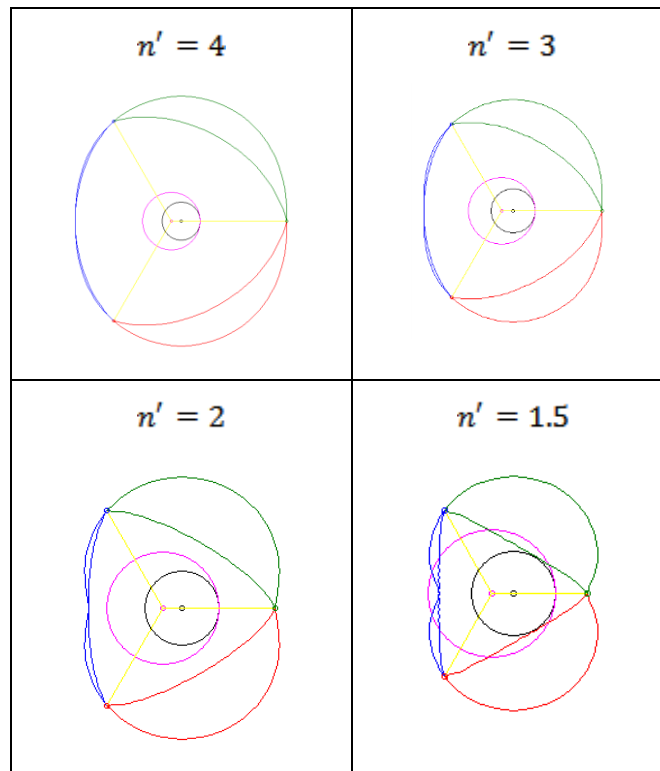
Ehhez egy újabb programot írtunk (4. ábra), amely első lépésben létrehozza az állórész körvonalait, majd a forgórész körbeforgatásával, mint egy burkológörbét, megállapítja annak

körvonalát. Mindkét körvonal pontokból áll, amelyeket egy *.csv állományba lehet menteni, más programokkal való feldolgozás céljából.



4. ábra. A program felhasználói felülete, egy négyszögletű dugattyúval rendelkező motor esete.

3. táblázat. Dugattyú-burkológörbék, háromszögű dugattyú esetén



Néhány, e programmal a Wankel-motorra kapott dugattyú-körvonalat a 3. táblázatban mutatunk be. Látható, hogy minél nagyobb a dugattyú sugara a gördülőkörének sugarához

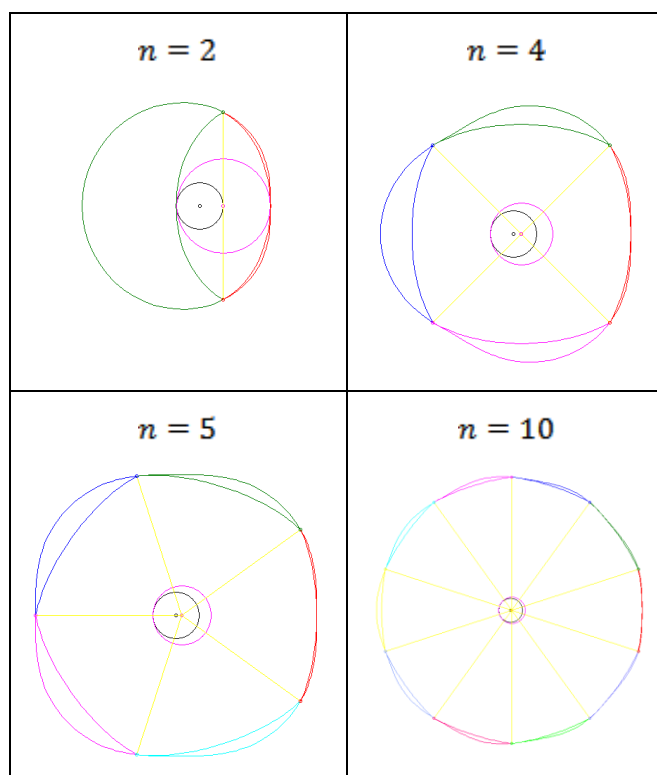
viszonyítva (az n' hányados), annál kerekdedebb a dugattyú. A hányados egy adott értéke alatt a belső fogazású kerék gördülőköre a burkológörbén kívül esik – ezt a motort igen nehéz lenne megépíteni.

A 4. táblázat az élek más n számára ad egy-egy példát.

A dugattyú valódi körvonala az így megszerkesztett burkológörbén belül kell legyen. A burkológörbét szabályos körívvel és egyenes szakaszokkal is megközelíthetjük (tehát az valóban lehet egy Reuleaux-sokszög vagy akár szabályos poligon), amennyiben az így megrajzolt profil a burkológörbe belsejében van.

A burkológörbénél kisebb dugattyúprofil használata a holt tér növekedéséhez vezet. Amennyiben a pneumatikus motor expanzió nélküli, vagy pedig a gépünket kompresszorként akarjuk alkalmazni, ez a holt tér egyszersmind káros teret is jelent, tehát ilyen esetekben nem ajánlott túlzott mértékben eltérni a burkológörbétől.

4. táblázat. Dugattyú-burkológörbék, 2, 4, 5 és 10 szögű dugattyú esetén



2. Termodinamikai folyamatok

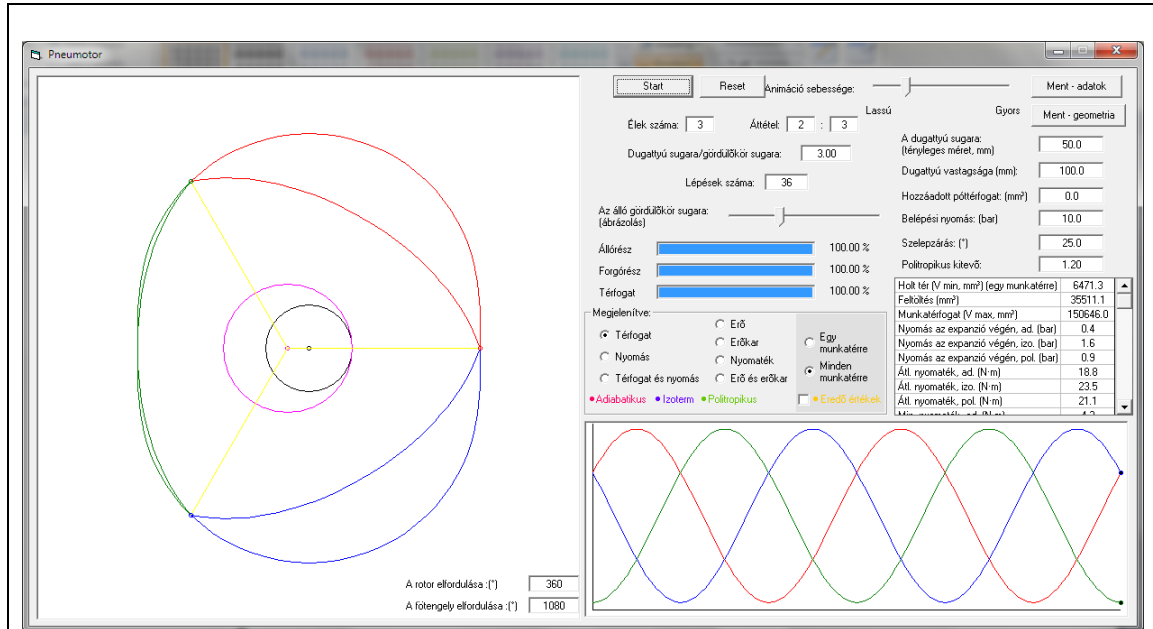
A forgórész és a dugattyú közötti teret a dugattyú élei n körbeforgó munkatérre osztják. Mialatt a dugattyú körbefordul, e munkaterek térfogata egy legkisebb V_{min} és egy legnagyobb V_{max} között alternál. E munkatér az ideális profilok közötti térből és a hozzáadott póttérfogatból áll. A Wankel-motor esetében e térfogatváltozás teszi lehetővé a klasszikus Otto-ciklus négy ütemének a lejátszódását. A pneumatikus motorunk esetében csak két ütemünk van:

növekedő térfogat mellett sűrített levegő bebocsátás, majd – ha expanziót is alkalmazunk, – egy adott pillanattól a bebocsátó-szelep lezárásával expandáltatjuk azt;

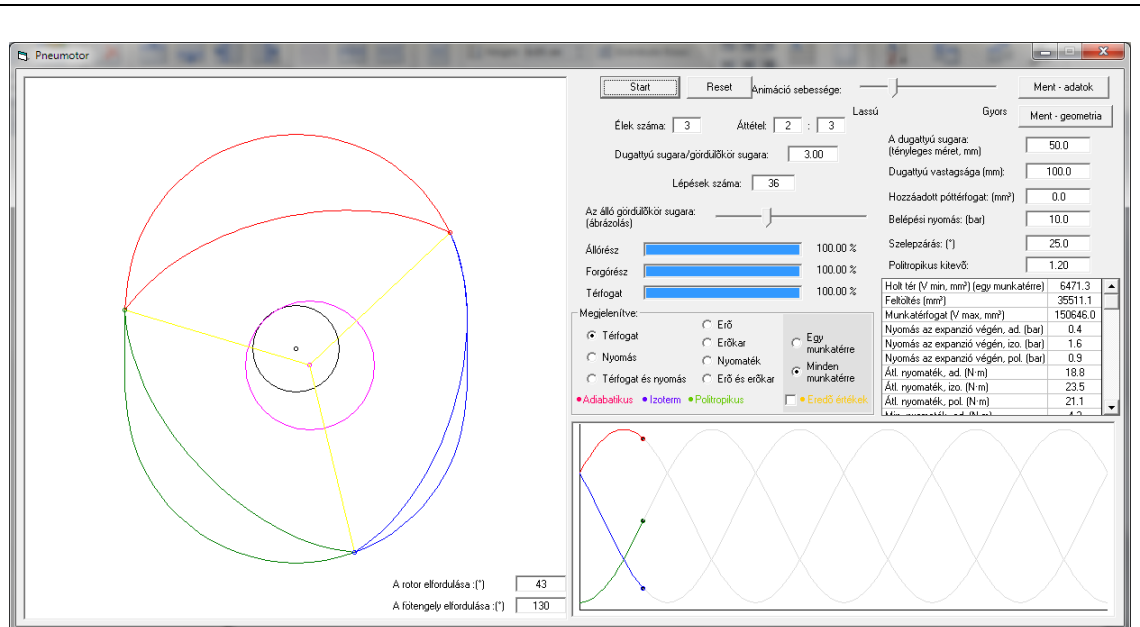
a térfogat csökkenése kezdetén a kibocsátó szelepet megnyitjuk, azon keresztül távozik a levegő a következő ciklus kezdetéig.

E folyamatokat a következő (5.) táblázat tartalmazza.

5. táblázat. A pneumatikus motor két üteme és két holtpontja

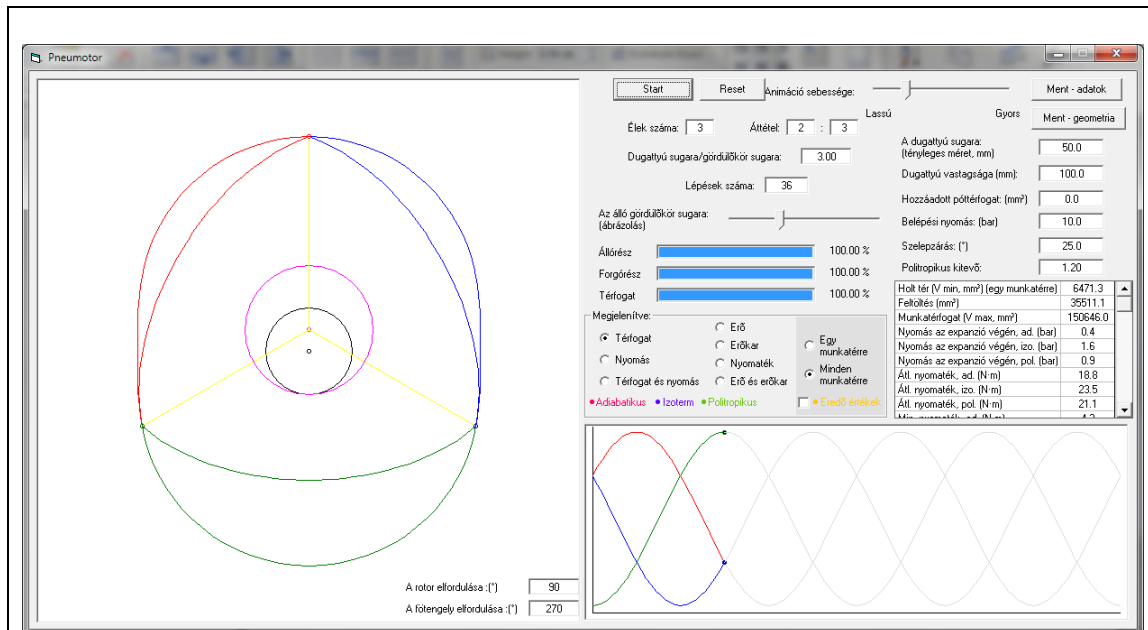


A zöld munkatér a legkisebb térfogatú, ez lenne a „felső holtpont”. Elkezdjük bebocsátani a sűrített levegőt. Ezalatt a piros munkatér növekedik (itt a levegő expandál, munkavégzés történik), a kék pedig csökken (itt a levegő távozik).

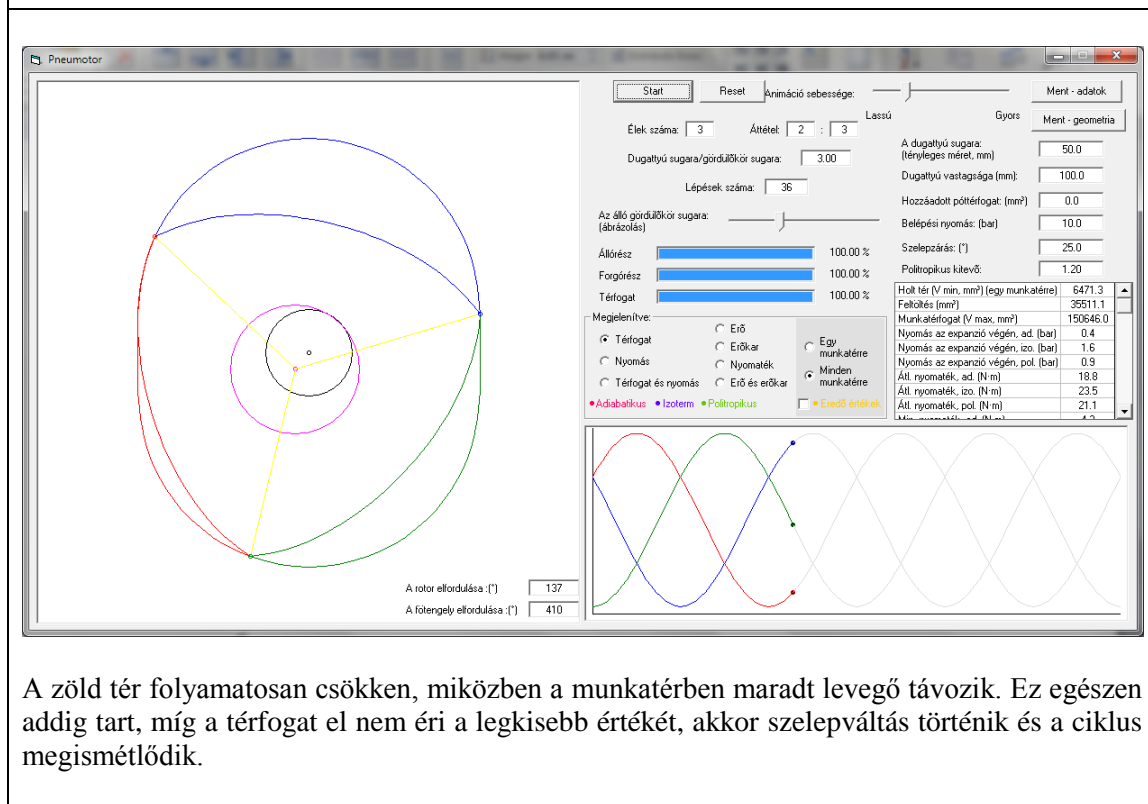


A zöld térfogat növekszik, ezalatt a bebocsátó szelepet egy adott pillanatban lezárjuk és attól kezdve itt a levegő nyomása az expanzió miatt csökkenni fog. Ez a munkavégző ütem, amely egy darabig párhuzamosan folyik a piros tér munkavégző ütemével.

5. táblázat. A pneumatikus motor két üteme és két holtpontja (folyt.)



A zöld tér eléri a legnagyobb térfogatát, ez az „alsó” holtpont. Ekkorra az expandált levegő nyomása, ha takarékosan akarjuk üzemeltetni a gépünket, az atmoszférikus nyomás körül kell legyen. Ekkor nyílik meg a kibocsátó szelep.



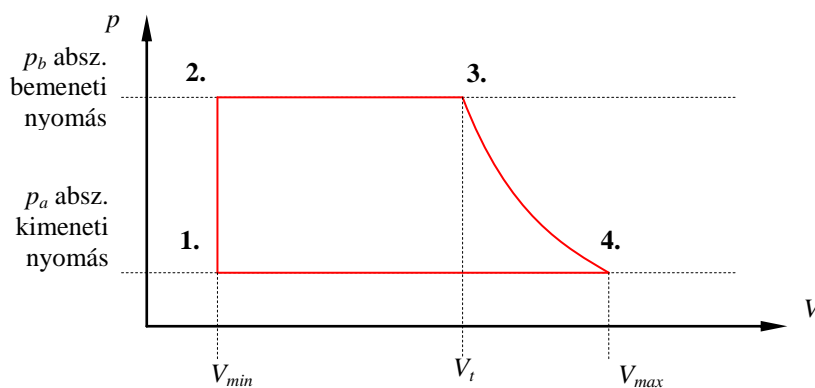
A zöld tér folyamatosan csökken, miközben a munkatérben maradt levegő távozik. Ez egészen addig tart, míg a térfogat el nem éri a legkisebb értékét, akkor szelepváltás történik és a ciklus megismétlődik.

A levegő expanziója opcionális. Előnye az, hogy a munkavégző ütem végén alacsony nyomású, tehát alacsony energiájú levegő távozik a gépből, a sűrített levegő nyomásából fakadó potenciális energia legnagyobb részét a motor munkává alakítja át, tehát gazdaságosabbá válik a működtetés.

Az expandáltatás hátrányait a nyomaték erőteljes változása (amit valamennyire kompenzál az, hogy az n munkatérben lejátszódó folyamatok részben fedik egymást) és a szelepek, vezérlés beépítésének szükségessége jelentik.

A munkatérben végbemenő folyamatok a fenti két ütemnek és két holtpontnak megfelelően a következők (5. ábra):

- 1→2: A „felső” holtpontnál, szelepváltáskor hirtelen nyomásnövekedés, ami izochor folyamatnak tekinthető, ez nyitott rendszerben megy végbe;
- 2→3: A levegő bebocsátása izobár folyamat, ami nyitott rendszerben megy végbe;
- 3→4: A levegő expanziója zárt rendszerben megy végbe, ideálisan ez egy adiabatikus vagy pedig egy izoterm folyamat lenne. Valójában e folyamat a kettő között van. A pneumobilos tapasztalat azt mutatja, hogy azt politropikus folyamatként modellezhetjük (a munkahengerekkel megvalósított motor esetén a politropikus kitevő $\kappa = 1.22$ -nek adódott);
- A kibocsátó szelep „alsó” holtpontnál való megnyitásakor ideálisan a munkatérfogatban levő nyomás az atmoszférussal egyenlő. Ettől eltérő nyomás esetén izochor nyomásváltozást kell feltételeznünk, ami a hatásfok romlásához vezet (ha az expanzió túl jól sikerül és a nyomás az atmoszférus alá csökken, az első ütem megfelelő szakaszán fékező hatás lép fel!);
- 4→1: A második ütem alatt a térfogat csökken, ezalatt a kibocsátó szelep nyitva áll. Ez egy nyitott rendszerben végbemenő izobár folyamat.



5. ábra. A motor termodinamikai ciklusa

E termodinamikai körfolyamat idealizált, azonban a pneumobilos tapasztalat azt mutatja, hogy a szenzorokkal kimért indikált diagram nem különbözik lényegesen az ábrázolt, ideális ciklustól. Éppen ezért nem követünk el nagy hibát, hogy ha a motor által kifejtett nyomatékot, végzett munkát e diagram alapján számíttjuk ki.

Az általunk megalkotott program a 3→4 expanzióra három lehetőséget ajánl fel, mindhárom esetet egy $p \cdot V^\kappa = \text{áll.}$ egyenlet ír le, ahol p az abszolút nyomás. Izoterm expanzióra $\kappa = 1$ (Boyle-Mariotte gáztörvény), adiabatikus expanzióra $\kappa = 1.44$ (Poisson-egyenlet, az adiabatikus kitevő ezen értéke kétatomos gázokra érvényes), politropikus expanzióra $\kappa \in (1, 1.44)$, az értékét kísérletileg lehet megállapítani.

A program e folyamatokra külön-külön kiszámolja a nyomás változását, a dugattyúra ható hidrosztatikai erőt, az erőnek a motor forgattyújához viszonyított erőkarját, és végül az erő nyomatékát.

3. A motor vezérlése

Az eredeti Wankel-motornak nincsenek szelepei, akárcsak egy kétütemű dugattyús motor esetében csak beömlő és kiömlő nyílásokkal találkozunk. Ez a megoldás azonban a pneumatikus motorunk esetében nem a legjobb, hiszen így nincs lehetőségünk a működés optimális beállításaihoz. Ezek a beállítások dinamikusak kell legyenek. Mivel a pneumatikus rendszerekben a nyomásesés a hozam négyzetével együtt nő, a p_{be} bebocsátási nyomásunk igencsak terhelésfüggő lehet. Másrészt az expandáló levegő lehűl és ez a motor alkatrészeit is lehűti, így huzamosabb működtetés után a κ politropikus kitevő is érezhető módon megváltozhat.

A motorunkat tehát szelepekkel kell ellátnunk, és a szelepeket pedig pl. egy PLC-vel kell vezérelnünk, a bemeneti nyomás, a hőmérséklet és a fordulatszám függvényében (ez utóbbi a szelepek késleltetését is figyelembe veheti, de készíthetünk szabályozott fordulatszámú működő motort is).

A vezérlés legnagyobb problémája az 5. ábrán levő 3-as pont kitűzése, amit a modellező programunkban a dugattyú elfordulási szögével adunk meg, mint „Szelepszárás”-t. A V_t térfogat kiszámítása a

$$p_b \cdot V_t^\kappa = p_a \cdot V_{max}^\kappa \quad (2)$$

egyenlet alapján történik, ahonnan

$$V_t = \sqrt[\kappa]{\frac{p_a}{p_b}} \cdot V_{max}. \quad (3)$$

Az így kapott V_t térfogattal meg kellene határozni a bebocsátó szelep zárásának a „felső” holtponthoz viszonyított szögét. Mire erre analitikus képletünk egyelőre nincs, a szelepszárás szögét csak próbálkozással tudjuk beállítani.

4. Következtetések - a motor méreteinek megválasztása:

A motor jellemző paraméterei a nyomaték és a teljesítmény. Ez utóbbit az egy fordulatra kiszámolt mechanikai munka és a fordulatszám szorzataként adhatjuk meg. Itt megjegyzendő, hogy a motor tengelyének a fordulatszáma nem azonos a dugattyú fordulatszámával, hanem annak n -szerese (tehát míg pl. a Wankel-motor dugattyúja bolygómozgása során a saját tengelye körül egyszer körbefordul, addig a főtengeley három fordulatot tesz meg).

Az optimális geometria megválasztását parametrikus modellezéssel oldhatjuk meg. Azonos méretű és hasonló geometriájú (a 2. táblázat szerint) motorokra kapott eredmények alapján (a szelep időzítésével azonos expanzióvégi nyomásokat állítottunk be) elmondhatjuk, hogy:

- az élek számának növekedésével a motornak a dugattyú egy fordulatára eső munkatere és feltöltése jelentősen csökken;
- ha a munkatert a főtengeley egy fordulatára számítjuk, akkor a csökkenés még erőteljesebb lesz (mivel az előbbi értéket az élek számával kell elosztanunk);

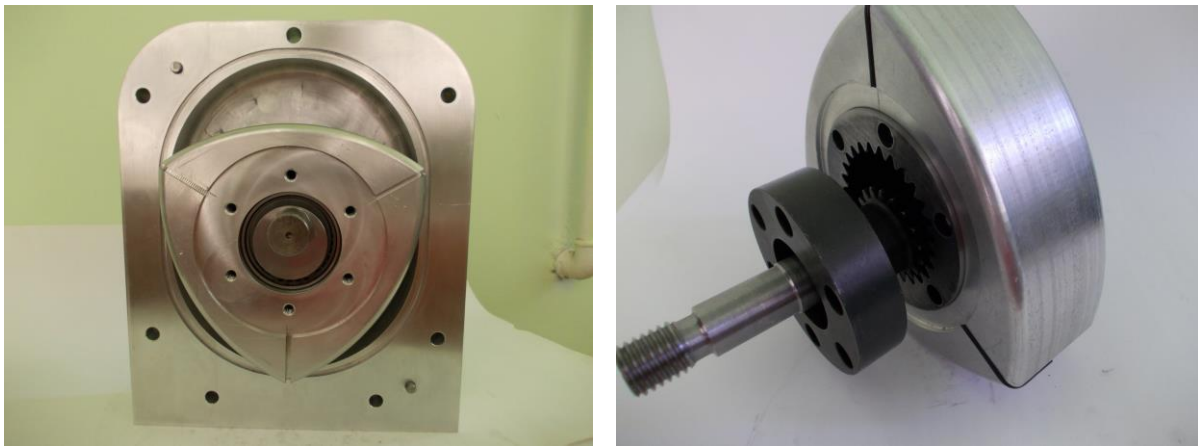
- a holt tér aránya az élek számával növekedik (a hatásfok tehát romlik), míg a feltöltés aránya állandó;
- azonos méretek esetén a motor teljesítménye az élek számának növelése folytán tehát jelentős mértékben csökken.

Megvizsgáltuk, hogy termodinamikai szempontból mit jelent a dugattyú sugarának és a gördülőkör sugarának aránya:

- az arány növekedésével az állórész belső körvonala egyre simább (ez majd a tömítés szempontjából lesz érdekes);
- az arány növekedésével a nyomaték egyre csökken, de
- csökken a holt tér százalékos aránya is.

E következtetések alapján a közeljövőben tanulmányozandó prototípusunkat egy háromélű dugattyúval terveztük meg és viteleztük ki. A termodinamikai szempontból optimális gép a 4. táblázat bal felső részében szereplő, kétélű dugattyúval ellátott verzió lenne, azonban az egyenletes járáshoz ez valószínűleg két, egymáshoz viszonyítva 90° -kal elfordított dugattyúval kellene megépíteni.

A megépített prototípus egyik sajátossága az, hogy a dugattyú éleit és oldalait lekerekítettük a tömítések könnyebb kivitelezésének érdekében. E lekerekítések miatt nem lehet alkalmazni az eredeti Wankel-motor két fedőlappal lezárt állórészes megoldását, az most két, egymáshoz illeszkedő darabból áll (6. ábra).



6. ábra. A prototípus főbb alkatrészei

Irodalom

[1] KENNETH C. WESTON: *Energy Conversion* (7. fejezet: The Wankel Rotary Engine), Pws Pub Co 1992, ISBN-13: 978-0534938611, elektronikus formában: <http://www.personal.utulsa.edu/~kenneth-weston/>

[2] JAN NORBYE: *The Wankel Engine: design, development, applications*, (2. fejezet: Geometry) Chilton Book Co 1971, ISBN-13: 978-0801955914, elektronikus formában: <https://netfiles.uiuc.edu/ro/www/SocietyforExperimentalMechanics/wankelfiles/wankelgeometry.pdf?uniq=juf1kq>

[3] PAPP ISTVÁN: A0/00993/2010.10.20. iktatószámú szabadalom egy bolygódugattyús belsőégésű motorról

[4] Az „Aratók” és a „Prérifarkas” pneumobil-csapatok tervdokumentációi (2008-2011)

Köszönetnyilvánítás

A bolygódugattyús pneumatikus motor kutatását a Sapientia Alapítvány keretein belül működő Kutatási Programok Intézete finanszírozta és tette lehetővé.

Acknowledgement

The development of the planetary-piston pneumatic engine was supported and financed by the Sapientia Foundation – Institute for Scientific Research.



A SZEMCSEMÉRET ÉS A MECHANIKAI TULAJDONSÁGOK KAPCSOLATÁNAK VISZGÁLATA HEGESZTETT VARRATOKNÁL

INVESTIGATION OF THE RELATION BETWEEN THE GRAIN SIZE AND THE MECHANICAL PROPERTIES IN CASE OF WELDED JOINTS

Kovács-Coskun Tünde⁽¹⁾, Pinke Péter⁽²⁾, Bitay Enikő⁽³⁾

(1) Óbudai Egyetem, Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar, Anyagtudományi és Gyártástechnológiai Intézet, 1084, Magyarország, Budapest, Népszínház u. 8; Telefon / Fax: +36-1-6665368, levelezési cím, kovacs.tunde@bgk.uni-obuda.hu

(2) Szlovák Műszaki Egyetem Pozsony, Anyagtechnológiai Kar Nagyszombat, Paulínska 16, 917 24 Trnava, Szlovákia, peter.pinke@stuba.sk

(3) Sapientia Erdélyi Magyar Tudományegyetem, Műszaki és Humántudományi Kar, Gépészmérnöki Tanszék, Marosvásárhely, 540485 Târgu-Mureș, O.p. 9, C.p. 4, ebitay@ms.sapientia.ro

Abstract

It knows that between the grain size and the mechanical properties can find relation [1]. The Hall–Petch equation shows a relationship between the grain size and the yield strength. This equation valuable in case of low carbon steels. Also in the literature we can find a linear function to numerate the yield strength from the hardness. We made some welding samples and measured the hardness and the grain size in the welded joint and the heat affected zone. We find a strong correlation between the grain size and the hardness in case of the tested steel. We supposed in base of our results that we can find a correlation between the grain size and the yield strength too. The hardness test is very quick and simple test what we use always to control the quality of the welded joint and the heat affected zone. If our supposition is real and we can find a correlation between the hardness and the yield strength it can be very usefully during the design of the welding technology.

Keywords: Hall–Petch, grain size, hardness, yield strength

Összefoglalás

A fémek anyagoknál ismert, hogy mechanikai tulajdonságaikra a szemcseméretnek jelentős hatása van [1]. A Hall-Petch egyenlet a szemcseméret és a folyáshatár közötti összefüggést írja le. Ebben a cikkben kísérletet tettünk, gyakorlati méréseket felhasználva arra, hogy kapcsolatot teremtünk a szemcseméret, a keménység valamint a folyáshatár között a Hall–Petch egyenlet felhasználásával. A szemcseméreteket egy alacsony karbon tartalmú acél hegesztett kötésében, illetve hőhatásövezetében mértük. A vizsgált acélminőség esetében egyértelmű kapcsolatot tapasztaltunk a keménység és a szemcseméret között.

Ennek alapján feltételezhető, hogy a hegesztett kötés különböző részein a folyáshatár értéke is megváltozik az alapanyaghoz képest. A keménységmérés igen gyors és egyszerű vizsgálati mód, amit a hegesztett varratok ellenőrzése során egyébként is alkalmaznak. Felvázoltunk egy összefüggést, amely alapján a keménységből a folyáshatár meghatározható, ez a gyakorlatban hasznos lehet a méretezés és a kötés szilárdságának ellenőrzése során.

Kulcsszavak: Hall–Petch, szemcseméret, keménység, folyáshatár

Bevezetés

A gépészeti tervezési gyakorlat során gyakorta hivatkozunk a Hall–Petch összefüggésre annak igazolásaként, hogy a mechanikai tulajdonságok és a szemcseméret szoros összefüggésben vannak, ezért a hőkezelés, hegesztés és más technológiák tervezése során igyekszünk a szemcsedurvulást elkerülni, finomszemcsés szerkezetet beállítani. Kísérletekkel igazolható, akár egy szokványos szakítóvizsgálattal is, hogy különböző szemcseméretű próbatesteket alkalmazva ez az összefüggés helytálló. Sajnos az irodalomban a Hall–Petch egyenlet technológiai tervezés során való gyakorlati alkalmazásáról kevés szó esik.

Tanulmányunkban egy gyakorlati mérésorozat alapján arra kerestük a választ, hogy egy egyszerű keménységmérést elvégezve, hogyan kaphatunk a hegesztett kötés méretezéséhez segítséget nyújtó szilárdság értéket.

Hegesztési kísérletsorozatot végeztünk vastaglemezek (8mm) sarokvarratának hegesztésére. A technológia paraméterek ellenőrzése miatt a varrat ellenőrzését is elvégeztük, amely mikrosziszolat szövetszerkezet és szemcseméret meghatározásból és keménységmérésből állt. A hegesztett szerkezetek gyártástechnológiájának (paraméterbeállítás) meghatározásakor figyelembe kell venni a hőbevitelből következő átalakulásokat és szemcsedurvulást. Acélok esetében az átalakulási és szemcsedurvulási hajlam függ az előzetes hidegalakítás mértékétől valamint a választott hegesztési eljárás paramétereitől. A varratok elkészítése során igyekeztünk a változók számát minimálisra csökkenteni, így a vizsgált hegesztett varratok esetében a paramétereket nem változtattuk, előzetes hidegalakítást pedig nem végeztünk.

A kisszilárdságú, alacsony karbontartalmú acélon végzett keménységmérésből és szemcseméret meghatározásból kapott adatsorozatot, az irodalomból ismert Hall–Petch (1) valamint a keménység szilárdság kapcsolatára (2) felállított összefüggéseket felhasználva kíséreltük meg a folyáshatár meghatározását.

1. A szemcseméret és a mechanikai tulajdonságok kapcsolata

1.1. Hall–Petch összefüggés

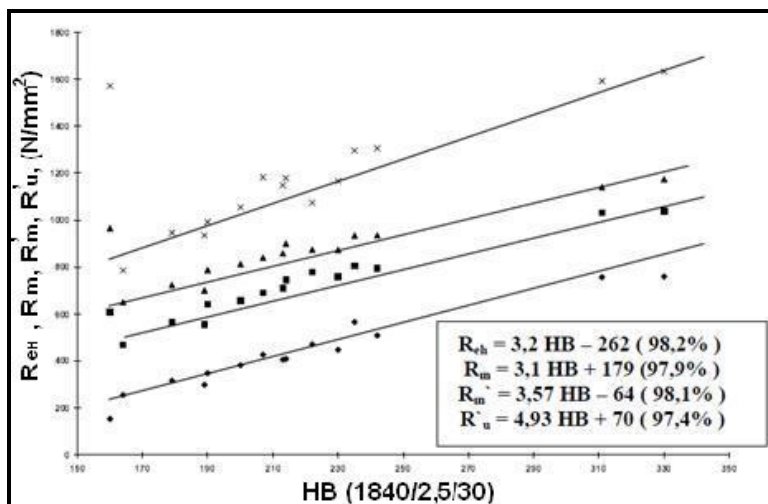
A Hall–Petch összefüggés (1) kapcsolatot teremt a fémes anyag szemcsemérete és folyáshatára között, amelyből adódóan a folyáshatár és az átlagos szemcseméret négyzetgyöke között fordított arányosság van [2].

$$R_{eH} = R_{e0} + \frac{k}{\sqrt{d}} \quad (1)$$

Ahol: k anyagtól függő állandó, d átlagos szemcseátmérő, R_{e0} egykristály (egy szemcséből álló fémes anyag) folyáshatára.

1.2. A szemcseméret-keménység kapcsolata

Az **1. ábrán** látható, hogy a keménység ($HB_{1840/2,5/30}$) és a folyáshatár (R_{eH}), valamint a szakítószilárdság között szoros összefüggés mutatható ki számos acél, alumínium- és rézötvözet esetén [3].

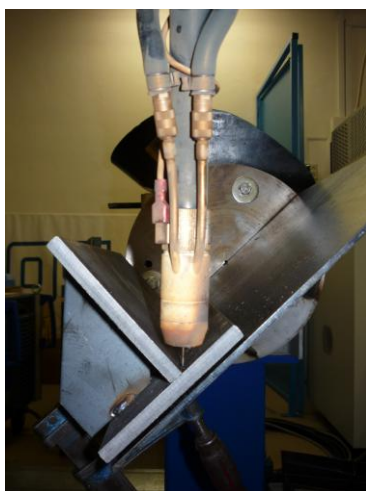


1. ábra. Brinell keménység és a szilárdsági jellemzők kapcsolata [3]

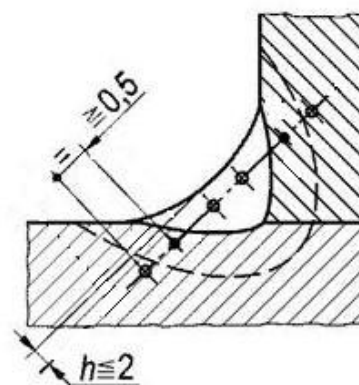
2. A szemcseméret és a keménység méréssel megállapított értékei

A szemcseméretet fémmikroszkóppal, a keménységet ($HB_{1840/2,5/30}$) keménységméréssel határozzuk meg PA helyzetű sarokvarratok esetében, S235JR acélon mérve.

A varratokat PA (vályú helyzetű sarokvarrat) helyzetben a 2. ábra szerint hegesztettük MSG normál fogyóelektródás irányított rövidzárlatos védőgázos (Corgon18 védőgáz alkalmazása mellett) ívhegesztési technológiával egy CLOOS Qirox QRC 320 típusú robothegeztővel az Óbudai Egyetem, Bánki Kar CLOOS robothegeztő laborjában. A robothegeztés lehetővé tette, hogy az egyes darabok teljesen azonos beállítások mellett készüljenek el. A kézi hegesztésből adódóan ugyanis bizonyos pontatlanságok, bizonytalanságok származhatnak [4].



2. ábra. PA helyzetű hegesztés CLOOS Qirox QRC 320 típusú robothegeztővel [1]



3. ábra. A keménységmérési pontok a varratban és a hőhatásövezetben

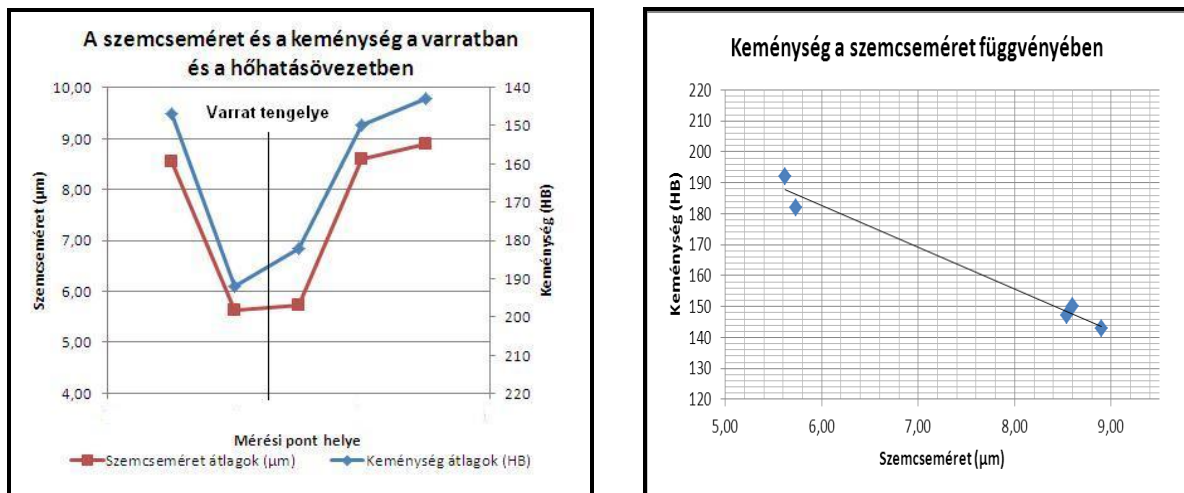
A mérési eredményeket az 1. táblázat foglalja össze. A keménységértékek valamint a szemcseméret a varratban azonos koordináták mentén két azonos elrendezésű és azonos technológiával hegesztett sarokvarrat metszetén kerültek meghatározásra.

1. táblázat. Átlagos szemcseméret és a keménység az azonos koordinátájú pontokon mérve

Szemcseátmérők (μm)	Keménységek ($\text{HB}_{1840/2,5/30}$)
8,54	154,75
5,62	201,25
5,73	193
8,60	158,75
8,90	150

A varratban és a hőhatásövezetben a mérési pontokat a **3. ábra** szemlélteti. A keménységmérés eredményeit valamint a szemcseméretet a varratban, illetve a hőhatásövezetben a **4. ábra** mutatja.

A **4. ábrán** a keménység és a szemcseméret változása szoros korrelációt mutat, melyet lineáris egyenessel közelítettünk, de erre a kapcsolatra egyértelmű függvénykapcsolatot nem tudunk felírni. Természetesen az elvégzett mérések száma alapján egyértelműen nem mondható ki, hogy keménység és a szemcseméret között a kapcsolat lineáris. Kutatásaink során tervezzük, ennek nagyszámú kísérletből és mérési eredményekből történő meghatározását.



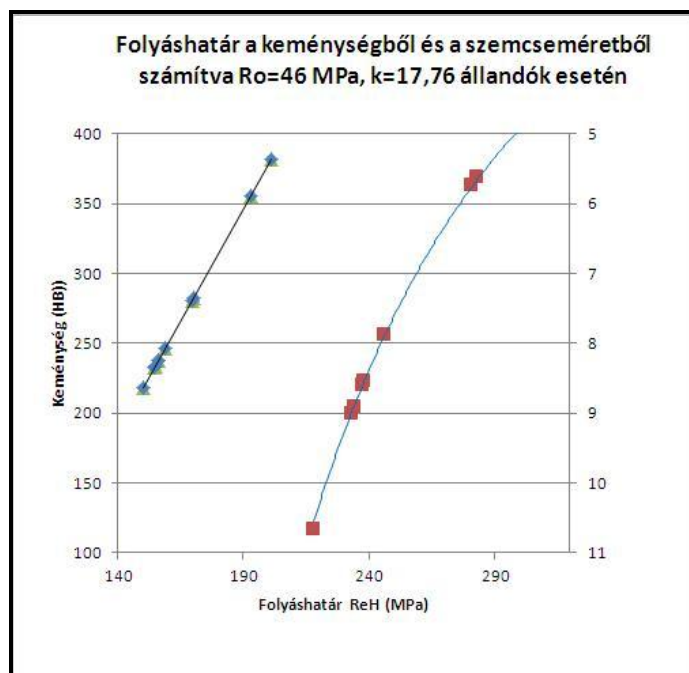
4. ábra. Keménység és a szilárdsági jellemzők kapcsolata [1]

Felhasználva az **1. ábra** összefüggéseiből a folyáshatárra vonatkozó egyenletet (2) valamint a Hall–Petch összefüggést (1), amelyeket, ha egymással egyenlővé teszünk, az alábbi (3) összefüggést kapjuk.

$$R_{eH} = 3,2 \cdot HB - 262 \quad (2)$$

$$3,2 \cdot HB - 262 = R_{e0} + k \cdot d^{-\frac{1}{2}} \quad (3)$$

Mérési eredményeink és a belőlük számított keménység-szilárdság értékek lineáris kapcsolatot mutatnak az **5. ábra** szerint.



5. ábra. Keménység és a szilárdsági jellemzők kapcsolata

A felírt összefüggések segítségével számíthatjuk a folyáshatárt a k tényezőből az (1) és (2) összefüggések szerint. A **2. táblázat** azonos soraiban a (3) felírt összefüggés alapján közel azonos értékeknek kellene szerepelniük, ezzel szemben a varrat közepén, ahol a szemcseméret lecsökkent ($5,62\text{--}5,73\mu\text{m}$), a számított folyáshatár értékek jelentősen eltérnek.

A mérési eredményeinkből kapott függvény az irodalomban talált (2) összefüggéssel közel azonos a keménység és a folyáshatár tekintetében. A Hall–Petch összefüggés alapján számított értékek szintén illeszkednek egy hatványgörbére, de itt meg kell jegyezni, hogy a számításaink során R_{e0} és k értékére az irodalomból átvett közelítő értékeket alkalmaztuk.

2. táblázat. Számítással meghatározható szilárdsági értékek

HB keménységből (2) számított folyáshatár R_{eH} (N/mm ²)	Szemcseméret d (μm)	Átlagérték k [5]	Hall Petch (1) összefüggésből számítva ($R_{e0}=46\text{MPa}$, $k=17,76$) R_{eH} (N/mm ²)
233,2	8,54	17,76	238,18
382	5,62		282,90
355,6	5,73		280,62
246	8,60		237,51
218	8,90		234,25

3. Következtetések / Összefoglaló

Keménység és szemcseméret méréseket végeztünk sarokvarrat hegesztését követően. Az irodalomban található összefüggések alapján kiszámítottuk a lokális folyáshatárt, a szemcseméret és a keménység függvényében. A szemcseméretből és a keménységből

meghatározott folyáshatár értékek között eltérést tapasztaltunk. A varrat tengelyétől távolabbi pontokon, ahol a keménység már az alapanyaghoz közeli a folyáshatár értékek mind a szemcseméretből, mind a keménységből adódóan közel azonos, az alapanyag folyáshatárához közeli eredményt adtak. A varrat tengelyéhez közel, ahol a szemcseméret jelentősen különbözik a hőhatásövezetben találhatóától (olvadékból kristályosodott), a keménységből és a szemcseméretből következően jelentősen eltérő eredményt kaptunk. Feltehető, hogy a számításainkban felhasznált állandók (R_{e0} , k) korrekciója szükséges.

Az általunk megfigyelt keménység szemcseméret közötti kapcsolat, nagyszámú méréssel történő igazolása vezethet eredményre annak megítélésében, hogy a szemcseméret és a szilárdság közötti összefüggést meghatározhatjuk.

Köszönetnyilvánítás

A szerzők köszönetet kívánnak mondani a Cloos Crown International Kft.-nek, valamint Végh Sándornak a cég munkatársának, aki a hegesztési kísérletekben nyújtott támogatást, valamint Szilágyi Gábor egyetemi hallgatónak, aki a mérésekben segítette munkánkat.

Irodalom

- [1] Szilágyi G., Kovács-Coskun T., Pinke P.: *Az összeállítási pontatlanság hatása a hegesztési paraméterek korrekciójára sarokvarratok esetén*, FMTÜ XVIII. EME, Kolozsvár, 2013, 383–386.
- [3] Krállics Gy., Fodor Á.: *A 17–4 PH Martenzites korrózióálló acél fázisátalakulásának vizsgálata dilatométerrel*, Anyagvizsgálók lapja 2005/4 107–109.
- [2] Varga Ferenc, Tóth László, Guy Pluvinage: *Anyagok károsodása és vizsgálata különböző üzemi körülmények között*, Miskolci Egyetem, 1999. 33.
<http://edu.bzlogi.hu/mtesting/szoftverek/kemenys.pdf>
- [4] Bagyinszki Gy., Bitay E.: *Hegesztéstechnika I.*, EME, Kolozsvár, 2010. 53–68.
- [5] Pinke P., Kovács-Coskun T.: *Mérnöki anyagtudomány. Példatár II.*, ÓE egyetemi jegyzet, Budapest 2012. 32–33.



ARKHIMÉDÉSZ-FÉLE SPIRÁLIS VEZÉRVONALÚ FOGAKKAL RENDELKEZŐ HENGERES FOGASKEREKEK FOGLÁBFELÜLETÉNEK MODELLEZÉSE

THE MODELING OF DEDENDUM TRANSITION SURFACES BY CYLINDRICAL GEARS WITH ARCHIMEDEAN SPIRAL SHAPED TOOTHLINE

Máté Márton⁽¹⁾, Hollanda Dénes⁽²⁾

(1) Sapiientia Erdélyi Magyar Tudományegyetem, Műszaki és Humán Tudományok Kar, Gépészmérnöki Tanszék. Cím: Románia, Marosvásárhely/Koronka, Segesvári út 1C Telefon / Fax: +40-265-206210/ +40-265-206211. Levelezési cím: mmate@ms.sapiientia.ro

(2) Sapiientia Erdélyi Magyar Tudományegyetem, Műszaki és Humán Tudományok Kar, Gépészmérnöki Tanszék. Cím: Románia, Marosvásárhely/Koronka, Segesvári út 1C Telefon / Fax: +40-265-206210/ +40-265-206211. Levelezési cím: hollanda@ms.sapiientia.ro

Abstract

Cylindrical gears having the tooth line shaped by an Archimedean spiral were recently developed in the frame of a research contract supported by the Hungarian Academy of Sciences [1]. As well as known, most used cylindrical gears are the classical spur gears or helical gears forming an exterior or interior gear couple. Theory of these gears was developed and technology perfected longtime ago. Despite of this fact it still exist a challenge here. It consists in finding new ways to increase the load capacity and the quality of the teeth contact at equivalent dimensions in comparison with the classical cylindrical involute gears. Cylindrical gears having the tooth line shaped by an Archimedean spiral combine successfully the advantages of shaping using one common rake type tool [2] and those offered by the bevel gear cutting technologies regarding the localization of the contact patch. In our opinion there exist two basic aspects of the geometry that influence the load capacity: the values of curvatures on the tooth surfaces [3] and the shape of the dedendum transition surface situated between the enveloped tooth surface and the dedendum circle. This paper presents the geometrical model of the tooth dedendum transition surface. It starts from the general concepts of modeling the edge of the cutting tool, and continues with the discussion of the surface family generated by the tool's edge. The paper ends with conclusions regarding the further possible developments.

Key words: involute, Archimedean spiral, tooth dedendum, modeling

Összefoglalás

Az Arkhimédész-féle spirális vezérvonalú hengeres fogaskerekeket a Magyar Tudományos Akadémia segítségével megvalósult kutatási program keretében fejlesztettük ki [1]. Amint ismeretes, a hengeres evolvens fogaskerekek egyenes vagy ferde fogazású, külső vagy belső kapcsolódású fogaskerekek. Ezek elmélete és gyártástechnológiája mára már teljes egészében felfedezett és a végletekig tökéletesített. Mindezek ellenére a hengeres fogaskerekek területén továbbra is fennáll és egyre erősebb az a kihívás, aminek tétjét a fogak érintkezésének a tökéletesítése, valamint a teherbírás növelése képezi, a klasszikus fogaskerekkel azonos méretek megtartása mellett. Az Arkhimédész-féle spirális vezérvonalú fogakkal rendelkező hengeres fogaskerekek sikeresen ötvözik az egyetlen, fogasléc-típusú szerszámmal való lefejtethetőség [2], és a kúpfogaskerekek hordképlokálizációra irányuló megoldások előnyeit. Nézetünk szerint két geometriai aspektus befolyásolja lényegesen a fogak terhelhetőségét és megfelelő kapcsolódását: a fogfelületek érintkezési pontokban felvett görbületeinek viszonya [3], és a foglábfelület alakja. Jelen dolgozat részletesen foglalkozik a vizsgált fogaskerekre jellemző foglábfelület

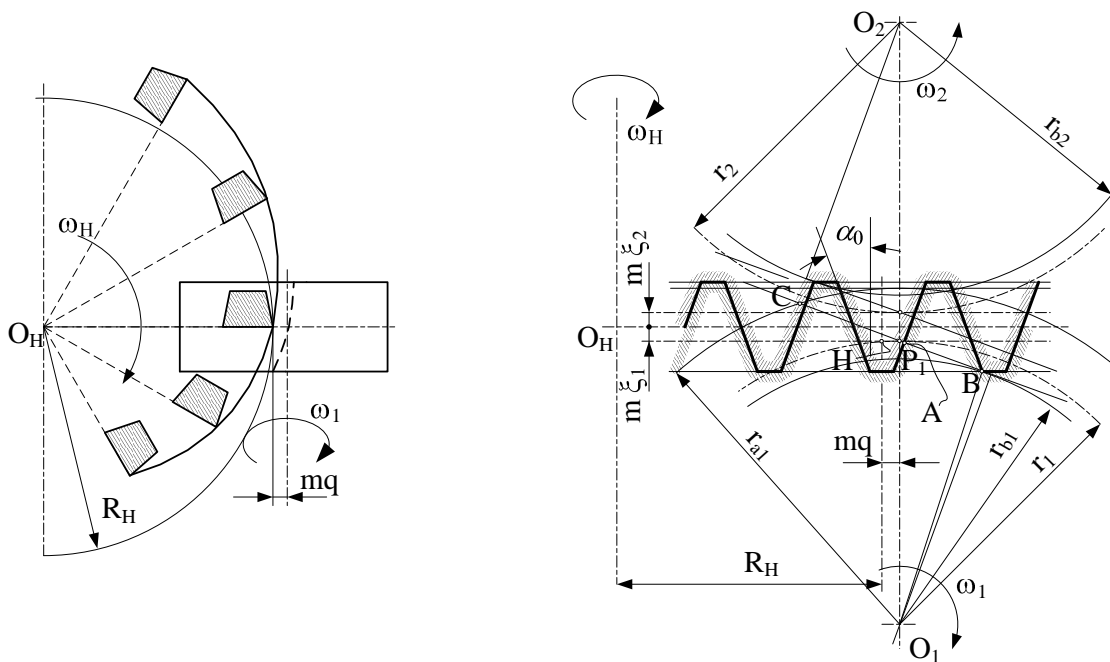
lefejtésével, alakjának befolyásolhatóságával, valamint a reális származtatófelületekkel. Elsőként a szerszámél csatlakoztató részének modellezését tárgyalja, ezt követően a foglábfelületet kialakító reális fogfelületsereg egyenleteinek levezetését nyújtja, majd a foglábfelület optimalizálásának lehetőségeivel zárul.

Kulcsszavak: evolvens, Arkhimédész-féle spirál, fogláb, modellezés

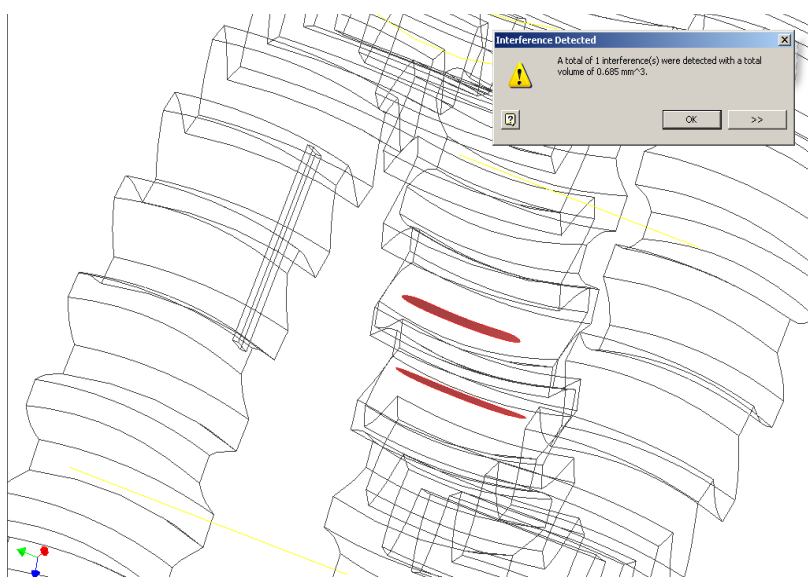
1. Az Arkhimédész-féle spirális vezérvonalú hengeres fogaskerek lefejtésének elve.

Az Arkhimédész-féle spirális vezérvonalú fogaskerékpár lefejtési elvét az 1.-es ábrán szemléltetjük [1, 2]. Az ábra baloldalán felülnézetben látható a generálószerszám elvi vázlata. Amint megfigyelhető, a kúpfogaskerék-marófejekhez hasonló felépítés z_s számú, Arkhimédész-féle spirálgörbére tájolt, egyenlő szögbeosztású, fogasléc-profil élvezetésű kést egyesít. A forgástengely a baloldali vázlat síkjára merőleges. Amint a szerszámot óramutató járásával megegyező irányban forgatni kezdjük, ω_H szögsebességgel, bármely sugár irányában az $a\omega_H$ sebességgel haladó fogasléc-profil találjuk, amelyet matematikai modellként értelmezünk [4,5], és beírjuk két kapcsolódó fogaskerék közé, amint az 1-es ábra jobboldalán szemléltettük. Tudván, hogy az Arkhimédész-féle spirális vezérgörbe paramétere $a=0,5m$ és így a fogasléc osztóvonal-menti fogosztása $p=\pi m$, belátható, hogy elvileg a javasolt szerszám fogasléccel egyenértékű származtatófelületek létrehozására alkalmas, így csoportkerekek megmunkálásához megfelelő [6].

A jobboldali vázlat kimutatja, hogy a javasolt felületszármaztatás lehetővé teszi a hagyományosan értelmezett profiletolást, és a tangenciális eltolás alkalmazását is, aminek következtében az érintkező fogak görbületeit a pontszerű érintkezés megvalósítása céljából módosítja. Az érintkező fogfelületeket az [1]-ben részletesen kifejtett matematikai modell alapján kapjuk meg. A tökéletesen illeszkedő hordkép kimutatása az Inventor szoftver felhasználásával történt, aminek során a fogoldalak egymásba forgatásának elvét alkalmaztuk [3,4]. A modellt a 2-es ábrán szemléltetjük.



1. ábra. Az Arkhimédész-féle spirális vezérvonalú fogazat lefejtésének elvi vázlata [1,2]



2. ábra. A kapcsolódó fogoldalak és a hordkép helyzete [3]

2. A foglábfelület kialakítása

2.1. A foglábfelület sajátosságai a görbe fogú hengeres kerekek esetében

Az egyenes- vagy dőltfogú hengeres kerekek esetében a fogláb görbe a fogaskerék tengelyére merőleges síkban pontosan tanulmányozható. Ez a lefejtés azon sajátosságának köszönhető, hogy bármely tengelyre merőleges szelvényben a burkolás azonos módon történik. Ezekben az esetekben jó közelítéssel állítható, hogy a lécszerű szerszámmal lefejtett fogazatok fogláb görbéje a szerszám él legtovábbi pontja által leírt hurkolt evolvens, a metszőkerékkel lefejtett fogazatoknál hurkolt epiciklois [4,6]. A fogaskerékgyártószerszám-szabványok [7, 8, 9, 10] a lefejtőszerszám fogának fejszalag-éle és oldaléle közötti csatlakoztatást körívvel, esetleg lecsapással (egyenes szakasszal oldják meg. Ez esetben a burkolt felület tengelyre merőleges szelvénye közelítőleg azonos az elméleti görbékkel.

A görbe fogú hengeres fogaskerék esetében evolvensprofil kizárólag a lefejtőszerszám azon tengelysíkjában keletkezik, mely a fogaskerék tengelyére merőleges. Bármely más síkban a klasszikus evolvenslefejtéshez képest „csúszás” áll elő, így a fogláb felület igen összetett módon változik. Jelen modellezésnek pontosan az a végső célja, hogy elkerüljük azokat a beállításokat, amelyek következtében megengedhetetlenül terjedelmes fogláb felület-zónák jönnének létre, és előállna a fogláb felület és a hasznos fog felület kapcsolódásának lehetősége is.

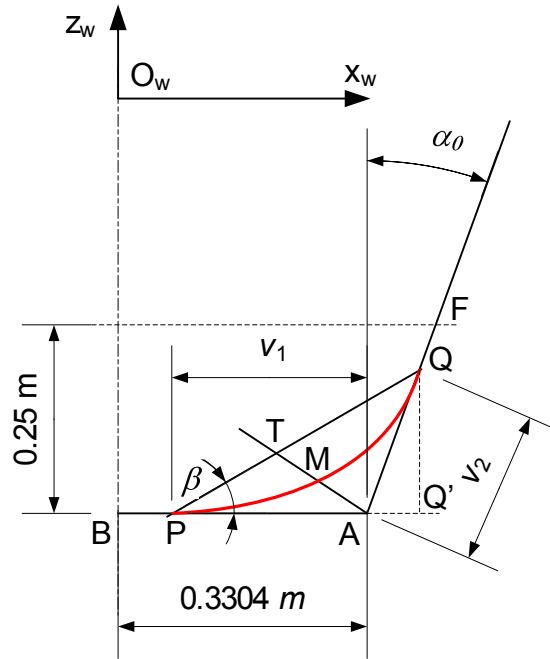
A fogláb felület görbületét lényegesen befolyásolja az ezt előállító szerszám-él rész görbülete. Annak érdekében, hogy a fogláb felületet a lehető legfinomabban tudjuk módosítani, a lefejtőszerszám élcsúcs- szakaszt polinomként modellezzük.

2.2. A szerszám élcsúcs görbéje

A szerszám élcsúcs görbéjét a lábhézag kivágásához szükséges, $0.25m$ magasságig terjedő oldalél- szakaszra, illetve a fejl feléig terjesztjük ki elméletileg. A görbe meghatározó elemeit a 3. ábrán szemléltetjük.

Az élcsúcs görbe az $O_w x_w y_w z_w$ koordináta-rendszerben értelmezett, melynek origója a fogprofil szimmetriatengelyének és a szerszám lécs osztovonalának metszéspontja. A görbe P kezdőpontja az AB , Q végpontja pedig az AF szakaszon található, helyzetüket a v_1 , illetve v_2 paraméterek segítségével szabályozzuk. A 3.-as ábra alapján felírható, hogy

$$\begin{cases} x_w^{(A)} = \frac{m\pi}{4} + \frac{j}{2} - (h_{0a}^* + c_0^*)m \operatorname{tg} \alpha_0 \\ z_w^{(A)} = -(h_{0a}^* + c_0^*)m \\ AF = c_0^*m / \cos \alpha_0 \\ v_1 \in (0, x_w^{(A)}]; v_2 \in (0, AF] \end{cases} \quad (1)$$



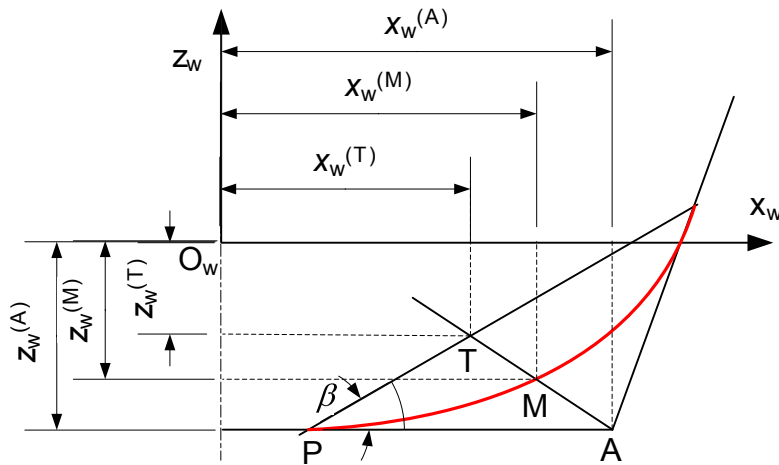
3. ábra. A szerszám élcsúcsgörbéje

A modellezett csatlakoztatási görbe a PAQ háromszög területén belül illeszkedő, a P és Q pontokat összekötő görbe, melynek határhelyzete maga a PQ egyenes. A továbbiakban a PQQ' és a PAQ háromszögekből

$$\begin{aligned} PQ &= (v_1^2 + v_2^2 + 2v_1v_2 \sin \alpha_0)^{\frac{1}{2}} \\ \sin \beta &= \frac{QQ'}{PQ} = \frac{v_2 \cos \alpha_0}{(v_1^2 + v_2^2 + 2v_1v_2 \sin \alpha_0)^{\frac{1}{2}}} \\ \cos \beta &= \frac{PQ'}{PQ} = \frac{v_1 + v_2 \sin \alpha_0}{(v_1^2 + v_2^2 + 2v_1v_2 \sin \alpha_0)^{\frac{1}{2}}} \end{aligned} \quad (2)$$

A következő lépés a görbe harmadik kontrollpontjának a felvétele. Ez a T pont, mely a PQ határegyenesen illeszkedik, és meghatározó paramétere a v_3 , $v_3 = PT / PQ$, $v_3 \in (0,1)$. A T pont koordinátái a következők lesznek:

$$\begin{cases} x_w^{(T)} = x_w^{(A)} - v_1 + v_3 PQ \cos \beta = x_w^{(A)} - v_1 + v_3 (v_1 + v_2 \sin \alpha_0) \\ z_w^{(T)} = z_w^{(A)} + v_3 v_2 \cos \alpha_0 \end{cases} \quad (3)$$



4. ábra. Az élcúcsgörbe belső kontrollpontjának definíciója

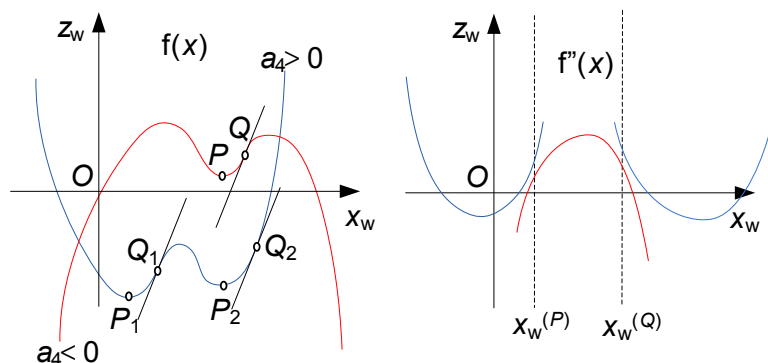
Végül a görbe negyedik kontrollpontját, egyben a görbe belső pontját határozzuk meg. Az M pont az AT szakaszon illeszkedik, és helyzetét a v_4 paraméter határozza meg, amely a v_3 -hoz hasonlóan töredékrészt fejez ki, tehát $v_4, v_4 = AM / AT, v_4 \in (0,1)$. A 4.-es ábra alapján és a (3-as) képletek figyelembevételével felírhatók az M pont koordinátái:

$$\begin{cases} x_w^{(M)} = x_w^{(A)} + v_4(x_w^{(T)} - x_w^{(A)}) = x_w^{(A)} + v_4(-v_1 + v_3(v_1 + v_2 \cos \alpha_0)) \\ z_w^{(M)} = z_w^{(A)} + v_4(z_w^{(T)} - z_w^{(A)}) = z_w^{(A)} + v_2 v_3 v_4 \cos \alpha_0 \end{cases} \quad (4)$$

A P, Q és M pontok koordinátái birtokában az élcúcsgörbét negyedfokú polinomként írjuk fel, az alábbi feltételrendszer alapján:

$$\begin{aligned} f(x_w) &= \sum_{i=0}^4 a_i x_w^i \\ f(x_w^{(P)}) &= z_w^{(A)} \Leftrightarrow \sum_{i=0}^4 a_i (x_w^{(A)} - v_1)^i = z_w^{(A)} \\ f'(x_w^{(P)}) &= 0 \Leftrightarrow \sum_{i=1}^4 i a_i (x_w^{(A)} - v_1)^{i-1} = 0 \\ f(x_w^{(Q)}) &= z_w^{(Q)} \Leftrightarrow \sum_{i=0}^4 a_i (x_w^{(A)} + v_2 \sin \alpha_0)^i = z_w^{(A)} + v_2 \cos \alpha_0 \\ f'(x_w^{(Q)}) &= \operatorname{ctg} \alpha_0 \Leftrightarrow \sum_{i=1}^4 i a_i (x_w^{(A)} + v_2 \sin \alpha_0)^{i-1} = \operatorname{ctg} \alpha_0 \\ f(x_w^{(M)}) &= z_w^{(M)} \Leftrightarrow \sum_{i=0}^4 a_i (x_w^{(A)} + v_4(-v_1 + v_3(v_1 + v_2 \cos \alpha_0)))^i = z_w^{(A)} + v_2 v_3 v_4 \cos \alpha_0 \\ f''(x_w) &< 0, \quad \forall x_w \in (x_w^{(A)} - v_1, x_w^{(A)} + v_2 \sin \alpha_0) \end{aligned} \quad (5)$$

Az (5) feltételrendszer a $v_i, i \in \overline{1,4}$ kontrollparaméterek ismeretében öt ismeretlenes lineáris egyenletrendszerre alakul, amelynek megoldása a negyedfokú élcúcsgörbe polinomiális együtthatói. Ha a négy kontrollparamétert egyenrangúként kezeljük, akkor négyszeres végtelenség görbét találhatunk. Az optimális megoldás célratörőbb meghatározása érdekében elfogadjuk, hogy a P és Q pontok helyzetét kijelölő v_1 és v_2 paraméterek



5. ábra. Az élcsúcsgörbe konkavitását biztosító feltételek grafikus ábrázolása

főparaméterek, amelyeket először jelölünk ki. A következő lépésben kijelöljük a T kontrollpont helyzetét a PQ határszakaszon. A negyedik paraméter számára meg kell határoznunk azt az intervallumot, amely biztosítja a második derivált szigorú pozitívitasát, ami szükséges és elégséges feltétele az inflexiópontok nemlétezésének és a görbe konvexitásának a kijelölt pontok között.

A második derivált pozitívitasának a feltételét az 5. ábrán szemléltettük. Ha negyedfokú polinom legnagyobb fokú együtthatója negatív, akkor egyetlen maximuma, vagy két helyi maximumpontja és egyetlen helyi minimumpontja van – értelemszerűen a görbe lehetséges felhasználási szakasza a P és Q pontok közé eső szakasz; amennyiben $a_4 > 0$ (kék görbe), és rendelkezik három lokális extrémummal, a grafikus képen két konvex növekvő szakaszt különíthetünk el. A második derivált előjelére ennek függvényében az alábbi kikötéseket tesszük:

- ha $a_4 < 0$ és a másodrendű derivált diszkriminánsa $9a_3^2 - 24a_2a_4 \leq 0$, a negyedfokú polinom grafikus képe folytonosan konkáv, tehát a görbe alkalmatlan;
- ha $a_4 < 0$ és a másodrendű derivált diszkriminánsa $9a_3^2 - 24a_2a_4 > 0$, a negyedfokú polinom grafikus képének konvexitása akkor biztosított, ha az élcsúcsgörbe szélső pontjainak abszcisszái az inflexiópontok abszcisszái között illeszkednek;
- ha $a_4 > 0$ és a másodrendű derivált diszkriminánsa $9a_3^2 - 24a_2a_4 \leq 0$, a negyedfokú polinom grafikus képe folytonosan konvex;
- ha $a_4 > 0$ és a másodrendű derivált diszkriminánsa $9a_3^2 - 24a_2a_4 > 0$, a negyedfokú polinom grafikus képének konvexitása akkor biztosított, ha az élcsúcsgörbe szélső pontjainak abszcisszái által meghatározott intervallum az inflexiópontok abszcisszáinak intervallumán kívül esik;
- A konvexitás feltétele mellé elengedhetetlenül be kell iktatni a folytonos növekvés korlátját is, az élcsúcsgörbe alakjából kiindulva.

A fenti feltételek a v_3 és v_4 paraméterek értéktartományát hatékonyan leszűkítik. A számítások bonyolultsága elengedhetlenné teszi a számítógépes feldolgozást. Az élcsúcsgörbe parametrikus egyenletei a konvex szerszámoldalra [1] a következők lesznek:

$$\begin{cases} x_w(t) = t \\ y_w(t) = 0 \\ z_w(t) = \sum_{i=0}^4 a_i t^i \end{cases} \quad (6)$$

3. A származtató felületek sokasága

3.1. A foglábfelület generálásának feltételei.

A burkoló felületek felírásában és elemzésében leghatékonyabbnak bizonyuló szakirodalom [4,5] azt az elvet követi, miszerint a burkolófelület a szerszámélek által létrehozott felületsereg burkolójaként jön létre. A burkolt felület felírásában a legtöbb esetben egyszerűsítés áll fenn, mely abból a tényből ered, hogy gyakran köszörűszerszámot használnak modellként. Véges számú vágóél esetében a burkolt felületet a szerszámélek illeszkedő felülete adja, amely a szerszám munkadarabhoz viszonyított relatív mozgása során hozza létre a felületsereget.

Jelen dolgozatban egy alternatív modellt mutatunk be. Ennek lényege abból áll, hogy a burkolt felületet a szerszám éle a munkadarab rendszerében, a szerszám-munkadarab relatív elmozdulása során hozza létre, vagyis a burkolt felületsereg adott elemének a vágóél-paramétertől különböző második paramétere pontosan a relatív mozgást jellemző kinematikai paraméter. A „léptetés” a vágóélek helyzetének pontos felírása, illetve az él belépése pillanatának pontos ismeretében írható fel. Az így keletkezett burkolt felületsereg diszkrét, mivel véges számú elemből áll. A legvalóságosabb burkolófelületet az egymást követő burkolt felületek metszégörbéire felírt spline-felülettel lehet közelíteni. Ha matematikailag szeretnénk pontos eredményt, az így kapott diszkrét felületsereget úgy alakítjuk át végtelen elemű halmazzá, hogy a generáló élek számát végtelenítjük, azaz az osztást folytonos változóként kezeljük.

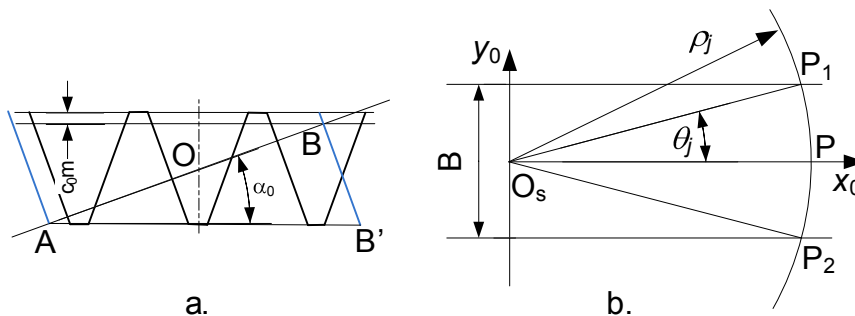
3.2. A szerszámél felületek meghatározása

Jelen modellt az [1]-ben részletesen leírt szerszámra építjük. Megemlítjük, hogy a fogazószerszámra R_s referenciasugara annak a késnek a szerszám tengelytől való profil-szimmetriavonal –távolságát jelöli, amely nulla tangenciális profileltolás esetén a fogarok radiális szelvényének szimmetriavonalára esik. Ettől a ponttól számítjuk a kések kiosztási szögét. A 6a ábra alapján azonnal felírható a kések kiosztási szöge tudva, hogy a spirális paramétere $0.5m$:

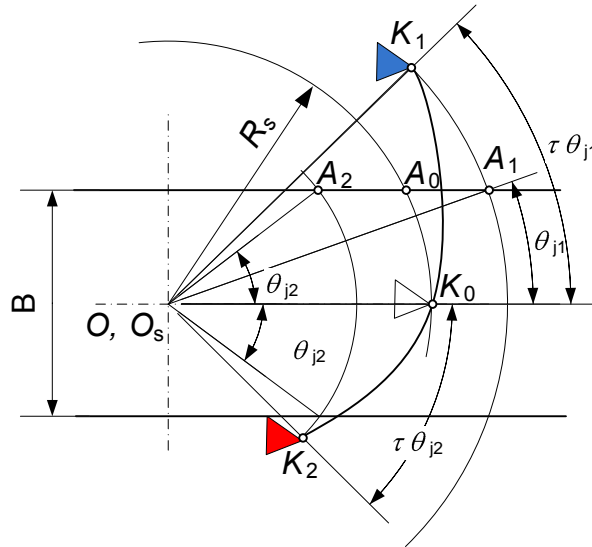
$$\varphi_{\Sigma_s} = 4(2h_{oa}^* + c_0^*)/\sin 2\alpha_0 \quad (7)$$

A késeknek egymáshoz viszonyított helyzetét indexxel jelöljük. A „0”-dik kés az alaphelyzetben R_s távolságra illeszkedik a forgástengelytől. A „j”-edik kés távolsága

$$R_j = R_s + j\tau \frac{m}{2}, \quad \tau = \frac{2\pi}{z_s} \quad (8)$$



6. ábra. A generálófelületek meghatározása



7. ábra. Akések belépésének vázolata

A szerszám forgásiránya az óramutató járásával megegyező, tehát az alaphelyzetben levő lefejtő hajtás esetén a negatív indexű kések már elhaladtak, a pozitív indexűek pedig érkeznek. A kések számának pontos meghatározása az [1] -ben található.

A késél csak addig generálja a foglábfelület anyagi részét, ameddig a fogazandó kerék határsíkjai közé illeszkedik. Az él különböző pontjainak a szerszám forgástengelyéhez viszonyított távolsága változik, ezért a legnagyobb θ szöget az élcsúcsgörbe P pontjára kapunk, melynek sugara

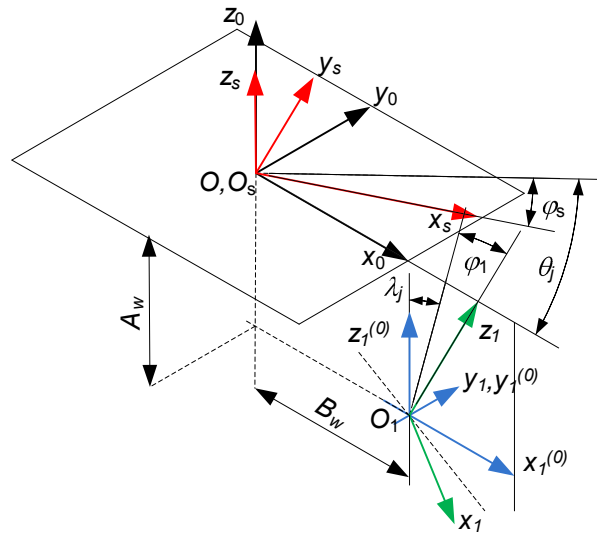
$$\rho_j = R_j + x_w^{(A)} - v_1 \quad (9)$$

Jelöljük a továbbiakban a lefejtő hajtás áttételét i_{1s} -sel, ahol $i_{1s} = \omega_1 / \omega_s = 1 / z_1$. A lefejtő hajtáshoz tartozó alkalmazott koordináta-rendszerek helyzete a 8. ábrán látható. Az $Ox_0y_0z_0$ rendszer rögzített. A szerszám $O_sx_sy_s z_s$ rendszere alaphelyzetben a rögzített rendszerrel egybeesik. A fogazandó kerék $O_1x_1y_1z_1$ rendszere alapállásban az álló rendszerrel párhuzamos illeszkedésű. Az alapállás a „0”-dik kés középállásának felel meg, vagyis az a helyzet, amikor a generáló profil síkja az álló rendszer y_0z_0 síkjába illeszkedik. A „0”-dik kés belépésének pillanatában a szerszám rendszere a forgásirányához képest ellenkező irányban van elfordítva, θ_0 szöggel. Ennek a helyzetnek megfelelően, a fogazandó kerék is forgásirányával ellentétesen kell legyen elfordítva, $i_{1s}\theta_0$ -val. A „j”-edik késnek „0”-dik késhez viszonyított helyzetét a $j\tau$ központi szög határozza meg. A „j”-edik kés belépése akkor kezdődik, amikor az alaphelyzethez viszonyítva, a szerszám rendszere ψ_j szöggel fordult el:

$$\psi_j = \tau j - \theta_j, \quad j \in \mathbf{Z} \quad (10)$$

Innen a fogazandó kerék elfordulási szöge könnyen számítható, mivel $\lambda_j = i_{1s}\psi_j$

A fentebb említett geometriai viszonyokat a 7. ábrán tüntettük fel. A referencia sugárnál nagyobb sugáron illeszkedő K_1 kés j_1 indexe pozitív, míg az ennél kisebb sugáron illeszkedő K_2 kés negatív indexű. A K_j kések belépési pontjai az A_j pontok. Megfigyelhető, hogy a (10)-es képlet előjeltől függetlenül érvényes.



8. ábra. Az alkalmazott koordináta-rendszerek

A fogél által generált felület parametrikus egyenleteit a 8. ábra alapján, a fogaskerék rendszerében írjuk fel:

$$\mathbf{r}_1 = \mathbf{M}_{10} \mathbf{M}_{0s} \mathbf{r}_s \quad (11)$$

ahol a transzformációs mátrixok a kinematikai paraméternek és a helyzetparaméternek a függvényei:

$$\mathbf{M}_{10}(\lambda_j, \varphi_s) = \begin{pmatrix} \cos(\lambda_j + i_{1s} \varphi_s) & 0 & -\sin(\lambda_j + i_{1s} \varphi_s) & B_w \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ \sin(\lambda_j + i_{1s} \varphi_s) & 0 & \cos(\lambda_j + i_{1s} \varphi_s) & -A_w \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (12)$$

$$\mathbf{M}_{0s}(\theta_j, \varphi_s) = \begin{pmatrix} \cos(\theta_j - \varphi_s) & -\sin(\theta_j - \varphi_s) & 0 & 0 \\ \sin(\theta_j - \varphi_s) & \cos(\theta_j - \varphi_s) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

A generálógörbe koordinátáinak homogén oszlop mátrixa, ebben az esetben, szintén helyzetparaméterfüggő:

$$\mathbf{r}_s(j, t) = \begin{pmatrix} R_s + \tau j + t \\ 0 \\ \sum_{i=0}^4 a_i t^i \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} t \\ 0 \\ \sum_{i=0}^4 a_i t^i \\ 1 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} R_s + \tau j \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} = \mathbf{r}_s(t) + \mathbf{r}_s(j) \quad (13)$$

7. Következtetések

Jelen matematikai modell alkalmazása úgy történik, hogy rögzítünk egy tetszőleges $(v_1 \ v_2 \ v_3 \ v_4)$ élcsúcsgörbe-paraméternegyest, a 2.-es szakaszban leírtak alapján, majd kiszámítjuk a burkolt foglábfelületet. A számítások alapján lehetőség nyílik a *pontos, valóságghű testmodell* megépítésére. A végeelemes vizsgálat alapján kimutathatóvá válnak a fogtőben fellépő feszültségek, melyeknek értékeit kapcsolatba hozzuk a generáló szerszám élcsúcsgörbéjének megfelelő pontjaival, és ezáltal esély nyílik arra, hogy véges számú programfuttatással megtaláljuk a lehető legkedvezőbb szerszámkialakítást.

Megemlítjük, hogy a fentebb vázolt modell a kapcsolódó fogoldalok valós egyenleteinek kiszámítására is alkalmas. Ebben az esetben a generálógörbe oszlopmátrixának helyzetfüggetlen összetevőit a lécpofil parametrikus egyenletei teszik ki.

Irodalom

- [1] Máté, M. *Spirálfogazatú hengeres kerekek geometriája és gyártástechnológiája*. Magyar Tudományos Akadémia, Domus Hungarica egyéni kutatási ösztöndíj, B2011061 sz. Nyertes pályázat.
- [2] Máté, M., Hollanda, D. *The Cutting of Cylindrical Gears Having Archimedean Spiral Shaped Tooth Line*. 13th International Conference on Tools, 27-28 March 2012, Miskolc, ISBN 978-963-9988-35-4, pp. 357-362.
- [3] Máté, M., Hollanda, D., Tolvaly-Roşca, F., Popa-Müller, I. *Az Arkhimédész-féle spirális vezérgörbéjű fogazat hordképének lokalizációja a tangenciális eltolás megfelelő beállításával*. XXI-ik OGÉT-2013, Arad, ápr. 25-28. Konferenciakötet, ISSN 2068-1267, pp.265-268.
- [4] Litvin, F. L. *A fogaskerékkapcsolás elmélete*. Budapest, Műszaki Könyvkiadó, 1972.
- [5] Dudás, I. *The Theory and Practice of Worm Gear Drives*. Penton Press, London, 2000.
- [6] Szeniczai, L. *Általános fogazás* Nehézipari Műszaki Könyvkiadó, 1952.
- [7] ISO 4468:2009. *Gear hobs - Accuracy requirements*.
- [8] ISO 2490:2007. *Solid (monobloc) gear hobs with tenon drive or axial keyway, 0,5 to 40 module - Nominal dimensions*.
- [9] DIN 1829-1 *Schneidräder für Stirnräder; Bestimmungsgrößen, Begriffe, Kennzeichnung*
- [10] DIN 1829-2 *Schneidräder für Stirnräder; Toleranzen, Zulässige Abweichungen*

Köszönetnyilvánítás

A kutatás az Európai Unió és Magyarország támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával a TÁMOP 4.2.4.A/2-11-1-2012-0001 azonosító számú „Nemzeti Kiválóság Program – Hazai hallgatói, illetve kutatói személyi támogatást biztosító rendszer kidolgozása és működtetése konvergencia program” című kiemelt projekt keretei között valósult meg.

Acknowledgement

This research was supported in the framework of TÁMOP 4.2.4. A/2-11-1-2012-0001 „National Excellence Program – Elaborating and operating an inland student and researcher personal support system” key project. The project was subsidized by the European Union and co-financed by the European Social Fund.



ÚJ MÓDSZER A KAROS MECHANIZMUSOK DINAMIKUS KIEGYENSÚLYOZÁSÁRA

A NEW METHOD FOR DYNAMIC BALANCING OF ARM MECHANISMS

Papp István ⁽¹⁾, Tolvaly-Roşca Ferenc ⁽²⁾

(1) Sapiientia EMTE, Műszaki és Humán Tudományok Kar, Marosvásárhely, Gépészmérnöki Tanszék, Cím: Románia, Marosvásárhely, Şoseaua Sighişoarei, 1c; Telefon / Fax: +40-265206210, levelezési cím, pappistvan1944@yahoo.com

(2) Sapiientia EMTE, Műszaki és Humán Tudományok Kar, Marosvásárhely, Gépészmérnöki Tanszék, Cím: Románia, Marosvásárhely, Şoseaua Sighişoarei, 1c; Telefon / Fax: +40-265206210, levelezési cím, tferi@ms.sapiientia.ro

Abstract

The paper presents an optimized balancing method for spatial articulated mechanisms. The presented method offers an optimized solution, minimizing the remaining unbalanced forces and moments. Considering the combined effects of the forces and inertia moments, the offered solution can be applied for one or two balancing axes. The method calculates the phase angles for arbitrary chosen counterweights and the values for the corresponding counterbalancing forces.

Key words: balancing, optimal, mechanism, dynamic

Összefoglalás

A dolgozat tér és síkban fekvő karos mechanizmusok optimális kiegyensúlyozás egyik módszerét mutatja be. A módszer, a kiegyensúlyozatlanul maradt tehetetlenségi erők és a tehetetlenségi erők nyomatékainak minimális értékeire való csökkentésére ad megoldást. Nagy előnyt jelent az egy vagy kéttengelyes kiegyensúlyozásra való alkalmazhatósága, figyelembe veszi a nyomatékok összhatásait és kiszámítja a tetszőleges helyen választott ellensúlyok fázisszögét és az általuk kifejtett kiegyensúlyozó erők értékét.

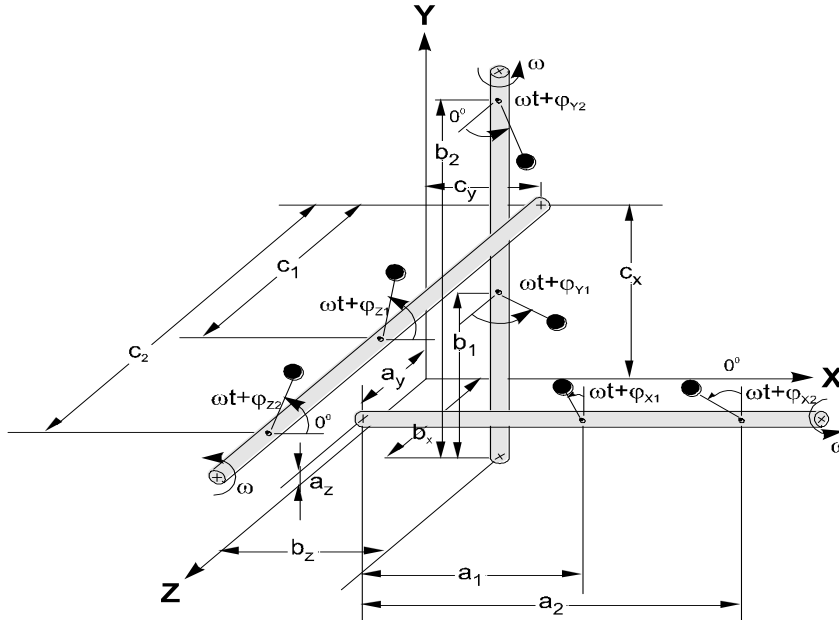
Kulcsszavak: karos mechanizmusok, dinamikus kiegyensúlyozás, optimális

1. A megoldás elméleti alapjai

Képzeljünk el egy géptörzshöz rögzített OXYZ koordinátarendszert, amely tengelyei rendre párhuzamosak a gépben forgómozgást végző, kiegyensúlyozásra alkalmas tengelyekkel (1. ábra). Az OX koordinátával párhuzamos kiegyensúlyozó tengely az OYZ síkot az $y = a_z$ és $z = a_y$ koordinátapontokban metszi. Erre a kiegyensúlyozó tengelyre elhelyezett ellensúlyok OX tengely szerint szabadon választott koordinátái $x = a_1$ és $x = a_2$. Hasonlóképpen az OY koordinátatengellyel párhuzamos kiegyensúlyozó tengely az OXZ síkot az $x = b_z$ és $z = b_x$ pontokban metszi, az ellensúlyok pedig az $y = b_1$ és $y = b_2$ koordináta pontokban lesznek elhelyezve. Az OZ koordinátatengellyel párhuzamos kiegyensúlyozó tengely az OXY síkot

$x = c_y$ és $y = c_x$ pontokban metszi, a tengelyhez tartozó ellensúlyok helyzetei a $z = c_1$ és $z = c_2$ koordinátákkal vannak jelölve.

Az 1. ábrán szereplő kiegyensúlyozó tömegek pillanatnyi szöghelyzetét az $\omega t + \phi$ kifejezéssel adhatjuk meg, ahol a ϕ szög a fázisszög.



1.ábra . A koordináta-rendszer, amely tengelyei rendre párhuzamosak a gépben forgómozgást végző, kiegyensúlyozásra alkalmas tengelyekkel

A kineti-statisztikus elvnek (D'Alembert elvnek) megfelelően, a lengést gerjesztő erők és nyomatékok vektorkettőse a kiegyensúlyozó tömegek által gerjesztett erők és nyomatékok vektorkettőisének ellentétje, amely szerint összegük zéró, azaz:

$$\begin{aligned} \sum F_x = 0 &= A_{FX} \cos \omega \cdot t + B_{FX} \cdot \sin \omega \cdot t + F_{Z1} \cdot \cos(\omega \cdot t + \varphi_{Z1}) + F_{Z2} \cdot \cos(\omega \cdot t + \varphi_{Z2}) \\ &+ F_{Y1} \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi_{Y1}) + F_{Y2} \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi_{Y2}) \\ \sum F_y = 0 &= A_{FY} \cos \omega \cdot t + B_{FY} \sin \omega \cdot t + F_{X1} \cos(\omega \cdot t + \varphi_{X1}) + F_{X2} \cos(\omega \cdot t + \varphi_{X2}) \\ &+ F_{Z1} \sin(\omega \cdot t + \varphi_{Z1}) + F_{Z2} \sin(\omega \cdot t + \varphi_{Z2}) \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \sum F_z = 0 &= A_{FZ} \cos \omega \cdot t + B_{FZ} \sin \omega \cdot t + F_{X1} \sin(\omega \cdot t + \varphi_{X1}) + F_{X2} \sin(\omega \cdot t + \varphi_{X2}) \\ &+ F_{Y1} \cos(\omega \cdot t + \varphi_{Y1}) + F_{Y2} \cos(\omega \cdot t + \varphi_{Y2}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M_x = 0 &= A_{MX} \cdot \cos \omega \cdot t + B_{MX} \cdot \sin \omega \cdot t + b_1 \cdot F_{Y1} \cdot \cos(\omega \cdot t + \varphi_{Y1}) + \\ &+ b_2 \cdot F_{Y2} \cdot \cos(\omega \cdot t + \varphi_{Y2}) - c_1 \cdot F_{Z1} \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi_{Z1}) - c_2 \cdot F_{Z2} \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi_{Z2}) - \\ &- a_y \cdot F_{X1} \cdot \cos(\omega \cdot t + \varphi_{X1}) - a_y \cdot F_{X2} \cdot \cos(\omega \cdot t + \varphi_{X2}) + \\ &+ a_z \cdot F_{X1} \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi_{X1}) + a_z \cdot F_{X2} \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi_{X2}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \sum M_y = 0 &= A_{MY} \cdot \cos \omega \cdot t + B_{MY} \cdot \sin \omega \cdot t + c_1 \cdot F_{Z1} \cdot \cos(\omega \cdot t + \varphi_{Z1}) + \\
 &+ c_2 \cdot F_{Z2} \cdot \cos(\omega \cdot t + \varphi_{Z2}) - a_1 \cdot F_{X1} \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi_{X1}) - a_2 \cdot F_{X2} \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi_{X2}) - \\
 &- b_z \cdot F_{Y1} \cdot \cos(\omega \cdot t + \varphi_{Y1}) - b_z \cdot F_{Y2} \cdot \cos(\omega \cdot t + \varphi_{Y2}) + \\
 &+ b_x \cdot F_{Y1} \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi_{Y1}) + b_x \cdot F_{Y2} \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi_{Y2}) \\
 \sum M_z = 0 &= A_{MZ} \cdot \cos \omega \cdot t + B_{MZ} \cdot \sin \omega \cdot t + a_1 \cdot F_{X1} \cdot \cos(\omega \cdot t + \varphi_{X1}) + \\
 &+ a_2 \cdot F_{X2} \cdot \cos(\omega \cdot t + \varphi_{X2}) - b_1 \cdot F_{Y1} \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi_{Y1}) - b_2 \cdot F_{Y2} \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi_{Y2}) + \\
 &+ c_y \cdot F_{Z1} \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi_{Z1}) + c_y \cdot F_{Z2} \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi_{Z2}) - \\
 &- c_x \cdot F_{Z1} \cdot \cos(\omega \cdot t + \varphi_{Z1}) - c_x \cdot F_{Z2} \cdot \cos(\omega \cdot t + \varphi_{Z2})
 \end{aligned} \tag{2}$$

A könnyebb érthetőség végett bevezetjük az következő jelöléseket:

$$\begin{aligned}
 Q_1 &= F_{X1} \cdot \cos \varphi_{X1} ; & Q_2 &= F_{X2} \cdot \cos \varphi_{X2} \\
 R_1 &= F_{X1} \cdot \sin \varphi_{X1} ; & R_2 &= F_{X2} \cdot \sin \varphi_{X2} \\
 S_1 &= F_{Y1} \cdot \cos \varphi_{Y1} ; & S_2 &= F_{Y2} \cdot \cos \varphi_{Y2} \\
 T_1 &= F_{Y1} \cdot \sin \varphi_{Y1} ; & T_2 &= F_{Y2} \cdot \sin \varphi_{Y2} \\
 U_1 &= F_{Z1} \cdot \cos \varphi_{Z1} ; & U_2 &= F_{Z2} \cdot \cos \varphi_{Z2} \\
 V_1 &= F_{Z1} \cdot \sin \varphi_{Z1} ; & V_2 &= F_{Z2} \cdot \sin \varphi_{Z2}
 \end{aligned} \tag{3}$$

A (3) jelölésekkel, az (1) és (2) egyenletek a következő alakban írhatók:

$$\begin{aligned}
 \sum F_x = 0 &= (A_{FX} + U_1 + U_2 + T_1 + T_2) \cdot \cos \omega \cdot t + (B_{FX} - V_1 - V_2 + S_1 + S_2) \cdot \sin \omega \cdot t \\
 \sum F_y = 0 &= (A_{FY} + Q_1 + Q_2 + V_1 + V_2) \cdot \cos \omega \cdot t + (B_{FY} + U_1 + U_2 - R_1 - R_2) \cdot \sin \omega \cdot t \\
 \sum F_z = 0 &= (A_{FZ} + S_1 + S_2 + R_1 + R_2) \cdot \cos \omega \cdot t + (B_{FZ} + Q_1 + Q_2 - T_1 - T_2) \cdot \sin \omega \cdot t \\
 \sum M_x = 0 &= (A_{MX} + b_1 \cdot S_1 + b_2 \cdot S_2 - c_1 \cdot V_1 - c_2 \cdot V_2 - a_y \cdot Q_1 - a_y \cdot Q_2 + a_z \cdot R_1 + \\
 &+ a_z \cdot R_2) \cdot \cos \omega t + (B_{MX} - b_1 \cdot T_1 - b_2 \cdot T_2 - c_1 \cdot U_1 - c_2 \cdot U_2 + a_z \cdot Q_1 + a_z \cdot Q_2 + \\
 &+ a_y \cdot R_1 + a_y \cdot R_2) \cdot \sin \omega \cdot t \\
 \sum M_y = 0 &= (A_{MY} - a_1 \cdot R_1 - a_2 \cdot R_2 + c_1 \cdot U_1 + c_2 \cdot U_2 - b_z \cdot S_1 - b_z \cdot S_2 + b_x \cdot T_1 + b_x \cdot T_2) \cdot \cos \omega \cdot t + \\
 &+ (B_{MY} - c_1 \cdot V_1 - c_2 \cdot V_2 - a_1 \cdot Q_1 - a_2 \cdot Q_2 + b_z \cdot T_1 + b_z \cdot T_2 + b_x \cdot S_1 + b_x \cdot S_2) \cdot \sin \omega \cdot t \\
 \sum M_z = 0 &= (A_{MZ} + a_1 \cdot Q_1 + a_2 \cdot Q_2 - b_1 \cdot T_1 - b_2 \cdot T_2 + c_y \cdot V_1 + c_y \cdot V_2 - c_x \cdot U_1 - c_x \cdot U_2) \cdot \cos \omega \cdot t + \\
 &+ (B_{MZ} - a_1 \cdot R_1 - a_2 \cdot R_2 - b_1 \cdot S_1 - b_2 \cdot S_2 + c_y \cdot U_1 + c_y \cdot U_2 + c_x \cdot V_1 + c_x \cdot V_2) \cdot \sin \omega \cdot t
 \end{aligned} \tag{4}$$

Ahhoz hogy a mechanizmus kiegyensúlyozását a teljes kinematikai ciklusra megvalósítsuk, a (4) egyenletnek a t időparaméter bármely értékére teljesülnie kell. Ez a feltétel csak akkor valósulhat meg, ha a rendszer minden egyenlete $\cos \omega t$ -s és $\sin \omega t$ -s tagjainak együtthatóit egyenlővé tesszük zéróval. Ezzel a feltétellel egy, 12 egyenletből álló és 12 ismeretlen tartalmazó lineáris egyenletrendszert kapunk, melynek mátrix alakja a következő:

$$\begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & -1 \\ 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & -1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -a_y & -a_y & a_z & a_z & b_1 & b_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_1 & -c_2 \\ a_z & a_z & a_y & a_y & 0 & 0 & -b_1 & -b_2 & -c_1 & -c_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -a_1 & -a_2 & -b_z & -b_z & b_x & b_x & c_1 & c_2 & 0 & 0 \\ -a_1 & -a_2 & 0 & 0 & b_x & b_x & b_z & b_x & 0 & 0 & -c_1 & -c_2 \\ a_1 & a_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & -b_1 & -b_2 & -c_x & -c_x & c_y & c_y \\ 0 & 0 & -a_1 & -a_2 & -b_1 & -b_2 & 0 & 0 & c_y & c_y & c_x & c_x \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} Q_1 \\ Q_2 \\ R_1 \\ R_2 \\ S_1 \\ S_2 \\ T_1 \\ T_2 \\ U_1 \\ U_2 \\ V_1 \\ V_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -A_{FX} \\ -B_{FX} \\ -A_{FY} \\ -B_{FY} \\ -A_{FZ} \\ -B_{FZ} \\ -A_{MX} \\ -B_{MX} \\ -A_{MY} \\ -B_{MY} \\ -A_{MZ} \\ -B_{MZ} \end{pmatrix} \quad (5)$$

Ugyancsak az (3) egyenletekből számítjuk ki a kiegyensúlyozó erők fázisszögeit is, azaz:

$$\begin{aligned} \varphi_{x1} &= \tan^{-1}\left(\frac{R_1}{Q_1}\right) & \varphi_{x2} &= \tan^{-1}\left(\frac{R_2}{Q_2}\right) \\ \varphi_{y1} &= \tan^{-1}\left(\frac{T_1}{S_1}\right) & \varphi_{y2} &= \tan^{-1}\left(\frac{T_2}{S_2}\right) \\ \varphi_{z1} &= \tan^{-1}\left(\frac{V_1}{U_1}\right) & \varphi_{z2} &= \tan^{-1}\left(\frac{V_2}{U_2}\right) \end{aligned} \quad (6)$$

Az (6) egyenletekben lényeges a számláló és a nevező előjelének megtartása, mivel a fázisszöget előjelesen kell számítanunk. (Pozitív az előjel, ha a szöget az óramutató járásával ellentétesen mérjük)

A gép törzsén rezgést okozó tehetetlenségi és ezeket részben kiegyensúlyozó erők és nyomatékok kiegyensúlyozatlanul maradt erőinek és nyomatékainak Fourier együtthatóit a következő mátrixegyenlet fejezi ki:

$$\mathbf{R}_i = \mathbf{P}_{ij} \cdot \mathbf{Q}_j + \mathbf{F}_i \quad (7)$$

ahol,

\mathbf{R}_i - a Fourier sorral kifejezett, optimalizálás utáni kiegyensúlyozatlan erők és nyomatékok együtthatóinak oszlop mátrixa;

\mathbf{P}_{ij} - a kiegyensúlyozó erők és tengelyek helyzetét meghatározó mátrix;

\mathbf{Q}_j - az optimális kiegyensúlyozó erők oszlop mátrixa;

\mathbf{F}_i - a Fourier sorral kifejezett tehetetlenségi erők és a tehetetlenségi erők nyomatékai együtthatóinak oszlop mátrixa.

A (7) egyenletben kéttengelyes kiegyensúlyozás esetén $i=1,2,\dots,12$ és $j=1,2,\dots,8$, egytengelyes kiegyensúlyozás esetén pedig $i=1,2,\dots,10$ és $j=1,2,\dots,4$.

A kiegyensúlyozatlanul maradt erők és nyomatékok minimalizálására az együtthatókat meghatározó függvény kvadratikus alakját használjuk, azaz:

$$\mathbf{U} = \mathbf{R}_i^T \cdot \mathbf{R}_i \quad (8)$$

A (8) függvény optimális értéke meghatározható, ha a függvényt a „j” alkotóból álló kiegyensúlyozó Q_k erők szerint deriváljuk, azaz:

$$\frac{d\mathbf{U}}{d\mathbf{Q}} = \sum_{k=1}^j \frac{\partial \mathbf{U}}{\partial \mathbf{Q}_k} = \sum_{k=1}^j \left(\frac{\partial \mathbf{R}_i^T}{\partial \mathbf{Q}_k} \cdot \mathbf{R}_i + \mathbf{R}_i^T \cdot \frac{\partial \mathbf{R}_i}{\partial \mathbf{Q}_k} \right) \quad (9)$$

Vegyük észre, hogy az \mathbf{R}_i oszlopmatrixra, valamint teljes deriváltjára felírható, hogy:

$$\frac{\partial \mathbf{R}_i^T}{\partial \mathbf{Q}_k} \cdot \mathbf{R}_i = \mathbf{R}_i^T \cdot \frac{\partial \mathbf{R}_i}{\partial \mathbf{Q}_k} \quad (10)$$

amely segítségével az (9) kifejezés a következő alakra hozható:

$$\frac{d\mathbf{U}}{d\mathbf{Q}} = \sum_{k=1}^j \frac{\partial \mathbf{U}}{\partial \mathbf{Q}_k} = 2 \cdot \sum_{k=1}^j \frac{\partial \mathbf{R}_i^T}{\partial \mathbf{Q}_k} \cdot \mathbf{R}_i = 2 \cdot \sum_{k=1}^j \mathbf{R}_i^T \cdot \frac{\partial \mathbf{R}_i}{\partial \mathbf{Q}_k} \quad (11)$$

Ha a (7) mátrixegyenletben a kiegyensúlyozatlanul maradt erők Fourier-együtthatóit a Q_k általános erő szerint deriváljuk, akkor a következő kifejezésre jutunk:

$$\frac{\partial \mathbf{R}_i}{\partial \mathbf{Q}_k} = \frac{\partial}{\partial \mathbf{Q}_k} (\mathbf{P}_{ij} \cdot \mathbf{Q}_j + \mathbf{F}_i) \quad (12)$$

Mivel a \mathbf{P}_{ij} és a \mathbf{F}_i oszlopmatrix nem függ a kiegyensúlyozó erőktől, következik, hogy:

$$\frac{\partial \mathbf{P}_{ij}}{\partial \mathbf{Q}_k} = 0 \quad \text{és} \quad \frac{\partial \mathbf{F}_i}{\partial \mathbf{Q}_k} = 0 \quad (13)$$

Ezzel az eredménnyel a (12) kifejezés a következőképpen írható:

$$\frac{\partial \mathbf{R}_i}{\partial \mathbf{Q}_k} = \frac{\partial}{\partial \mathbf{Q}_k} \mathbf{P}_{ij} \cdot \mathbf{Q}_j = \mathbf{P}_{ij} \cdot \frac{\partial}{\partial \mathbf{Q}_k} \mathbf{Q}_j \quad (14)$$

$$\frac{\partial \mathbf{R}_i^T}{\partial \mathbf{Q}_k} = \frac{\partial}{\partial \mathbf{Q}_k} (\mathbf{P}_{ij} \cdot \mathbf{Q}_j)^T = \frac{\partial}{\partial \mathbf{Q}_k} \mathbf{Q}_j^T \cdot \mathbf{P}_{ij}^T = \frac{\partial}{\partial \mathbf{Q}_k} \mathbf{Q}_j^T \cdot \mathbf{P}_{ij}^T \quad (15)$$

Ha a (7), (14) és az (15) egyenlőségeket behelyettesítjük a (11) egyenletbe, megfelelő rendezés után a következő alakot kapjuk:

$$\frac{dU}{dQ} = 2 \cdot \sum_{k=1}^j \frac{\partial R_i}{\partial Q_k} \cdot R_i = 2 \cdot \sum_{k=1}^j \frac{\partial}{\partial Q_k} Q_j^T \cdot P_{ij}^T \cdot (P_{ij} \cdot Q_j + F_i) \quad (16)$$

Az U optimálós függvény helyi minimum értékét a következő feltétel határozza meg:

$$\frac{dU}{dQ} = 0 \quad (17)$$

A fenti feltételhez elégséges hozzácsatolni a (16) egyenletből kifejezett feltételt, ahonnan megkapjuk a (18) egyenletet

$$P_{ij}^T \cdot (P_{ij} \cdot Q_j + F_i) = 0 \quad (18)$$

vagy a (19) összefüggést.

$$P_{ij}^T \cdot P_{ij} \cdot Q_j + P_{ij}^T \cdot F_i = 0 \quad (19)$$

Vezessük be a következő jelöléseket:

$$N_{ij} = P_{ij}^T \cdot P_{ij} \quad (20)$$

$$K_j = P_{ij}^T \cdot F_i \quad (21)$$

Ezekkel a (19) egyenletet Q_j -re lineáris alakra hoztuk:

$$N_{ij} \cdot Q_j + K_j = 0 \quad (22)$$

A megoldás Q_j erők meghatározására a következő,

$$Q_j = -N_{ij}^{-1} \cdot K_j \quad (23)$$

Feltételezzük, hogy az egytengelyű kiegyensúlyozást a gépben létező OZ tengelyre szerelt ellensúlyokkal próbáljuk megvalósítani.

Ebben az esetben az OX és az OY koordinátatengelyekkel párhuzamos kiegyensúlyozó tengelyek hiányoznak, azaz: $F_{x1} = F_{x2} = F_{y1} = F_{y2} = 0$ tehát összetevői is zérusértékűek: $Q_1 = Q_2 = R_1 = R_2 = S_1 = S_2 = T_1 = T_2 = 0$. Amint az [56] közlemény is tárgyalja, a mechanizmust terhelő tehetetlenségi erők és ezek nyomatékai egyetlen tengelyre helyeztet

ellensúlyok beiktatásával nem redukálhatók. Mivel az (22) és (23) egyenletek alkalmazásával ezek részben csökkenthetők, az (5) mátrixegyenlet jobboldalára a kiegyensúlyozatlanul maradt tehetetlenségi erők és nyomatékok Fourier együtthatóit írjuk be:

$$\begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & -1 \\ 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & -1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -a_y & -a_y & a_z & a_z & b_1 & b_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_1 & -c_2 \\ a_z & a_z & a_y & a_y & 0 & 0 & -b_1 & -b_2 & -c_1 & -c_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -a_1 & -a_2 & -b_z & -b_z & b_x & b_x & c_1 & c_2 & 0 & 0 \\ -a_1 & -a_2 & 0 & 0 & b_x & b_x & b_z & b_x & 0 & 0 & -c_1 & -c_2 \\ a_1 & a_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & -b_1 & -b_2 & -c_x & -c_x & c_y & c_y \\ 0 & 0 & -a_1 & -a_2 & -b_1 & -b_2 & 0 & 0 & c_y & c_y & c_x & c_x \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ U_1 \\ U_2 \\ V_1 \\ V_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} A_{FX} \\ B_{FX} \\ A_{FY} \\ B_{FY} \\ A_{FZ} \\ B_{FZ} \\ A_{MX} \\ B_{MX} \\ A_{MY} \\ B_{MY} \\ A_{MZ} \\ B_{MZ} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A_{\Sigma Fx} \\ B_{\Sigma Fx} \\ A_{\Sigma Fy} \\ B_{\Sigma Fy} \\ A_{\Sigma Fz} \\ B_{\Sigma Fz} \\ A_{\Sigma Mx} \\ B_{\Sigma Mx} \\ A_{\Sigma My} \\ B_{\Sigma My} \\ A_{\Sigma Mz} \\ B_{\Sigma Mz} \end{pmatrix} \quad (24)$$

Az OX és az OY koordinátatengelyekkel párhuzamos kiegyensúlyozó tengelyek és ellensúlyaik hiányában az ellensúlyok pozícióit meghatározó koordináták értékei fölöslegessé válnak, illetve az (5) (22) és (23) egyenleteket figyelembe véve az (24) mátrixegyenletből felírható:

$$\begin{pmatrix} 1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & -1 \\ 0 & 0 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_1 & -c_2 \\ -c_1 & -c_2 & 0 & 0 \\ c_1 & c_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_1 & -c_2 \\ -c_x & -c_x & c_y & c_y \\ c_y & c_y & c_x & c_x \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} U_1 \\ U_2 \\ V_1 \\ V_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} A_{FX} \\ B_{FX} \\ A_{FY} \\ B_{FY} \\ A_{MX} \\ B_{MX} \\ A_{MY} \\ B_{MY} \\ A_{MZ} \\ B_{MZ} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A_{\Sigma Fx} \\ B_{\Sigma Fx} \\ A_{\Sigma Fy} \\ B_{\Sigma Fy} \\ A_{\Sigma Mx} \\ B_{\Sigma Mx} \\ A_{\Sigma My} \\ B_{\Sigma My} \\ A_{\Sigma Mz} \\ B_{\Sigma Mz} \end{pmatrix} \quad (25)$$

Az (25) egyenletrendszer tíz egyenletből áll és tizennégy ismeretlent tartalmaz. A kérdés az: - hova és mekkora ellensúlyokat kell helyezni a mechanizmus tengelyére, ahhoz hogy az egyenlet jobboldalán lévő kiegyensúlyozatlanul maradt erők és nyomatékok abszolút értékei a minimálisra csökkenjenek? Erre a választ az (23), (25), és a (6) egyenletek megoldásával sikerül megszerezni.

A módszer nagy előnye az, hogy úgy a tér, mint a párhuzamos síkokban fekvő mechanizmusok, háromdimenziós optimális kiegyensúlyozására ad megoldást.

2. Alkalmazások

A fenti képletek alkalmazása rendkívüli egyszerű numerikusan. A továbbiakban Mathcad programban a 2-es ábrán látható karos mechanizmusra alkalmazzuk az elméleti képleteket. Az eredményeket hagyományos és Fourier sorban kifejtett számítások hasonlításával a 4-9 ábrákon szemléltetjük. FF előtaggal a Fourier sorral kifejtett erőket és nyomatékokat jelöltük.

2.1. Az erők és nyomatékok számítása hagyományos módszerrel

A program fontosabb képletei:

$$i=1\dots 37; \quad L1 = 0.025 \text{ [m]}; \quad L2 = 0.20 \text{ [m]}; \quad R2=0.10 \text{ [m]}$$

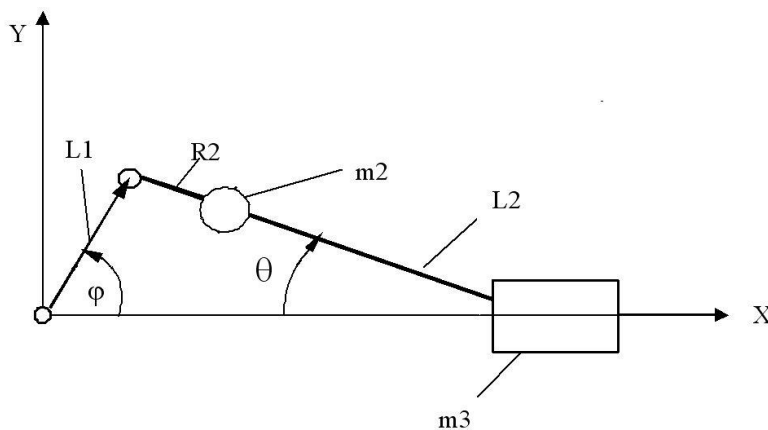
$$\varphi_i = (i-1) \cdot \frac{\pi}{18}$$

$$\theta_i = \text{asin} \left[\frac{-L1 \cdot \sin(\varphi_i)}{L2} \right]$$

$$xG2 = L1 \cdot \cos(\varphi) + R2 \cdot \cos(\theta)$$

$$YG2 = L1 \cdot \sin(\varphi) + R2 \cdot \sin(\theta)$$

$$xG3 = L1 \cdot \cos(\varphi) + L2 \cdot \cos(\theta)$$



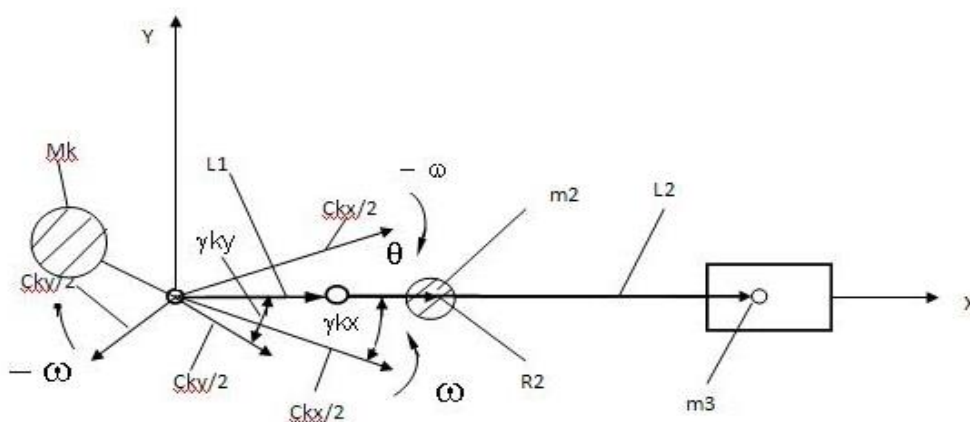
2. ábra. A kinematikai vázlat

$$\dot{\theta}_i = \left(\frac{-L1 \cdot \omega \cdot \cos(\varphi_i)}{L2 \cdot \cos(\theta_i)} \right)$$

$$\dot{x}G2 = -L1 \cdot \omega \cdot \sin(\varphi) - R2 \cdot \omega 2 \cdot \sin(\theta)$$

$$\dot{Y}G2 = L1 \cdot \omega \cdot \cos(\varphi) - R2 \cdot \omega 2 \cdot \cos(\theta)$$

$$\dot{x}G3 = -L1 \cdot \omega \cdot \sin(\varphi) - L2 \cdot \omega 2 \cdot \sin(\theta)$$



3. ábra. A fázisszögek

$$\ddot{\theta}_i = \frac{L1 \cdot \omega \cdot [\omega \cdot \sin(\varphi_i) \cdot \cos(\theta_i) - \omega 2_i \cdot \cos(\varphi_i) \cdot \sin(\theta_i)]}{(\cos(\theta_i))^2 \cdot L2}$$

$$\ddot{X}G2 = -L1 \cdot \omega^2 \cdot \cos(\varphi) - R2 \cdot \omega 2_i^2 \cdot \cos(\theta_i) - R2 \cdot \varepsilon 2_i \cdot \sin(\theta_i)$$

$$\ddot{Y}G2 = -L1 \cdot \omega^2 \cdot \sin(\varphi) - R2 \cdot \omega 2_i^2 \cdot \sin(\theta_i) - R2 \cdot \varepsilon 2_i \cdot \cos(\theta_i)$$

$$\ddot{X}G3 = -L1 \cdot \omega^2 \cdot \cos(\varphi) - L2 \cdot \omega 2_i^2 \cdot \cos(\theta_i) - L2 \cdot \varepsilon 2_i \cdot \sin(\theta_i)$$

$$\begin{pmatrix} F_x \\ F_y \end{pmatrix} = -M2 \cdot \begin{pmatrix} \ddot{X}G2 \\ \ddot{Y}G2 \end{pmatrix} - M3 \cdot \begin{pmatrix} \ddot{X}G3 \\ \ddot{Y}G3 \end{pmatrix}$$

$$MI2 = -Jz2 \cdot \varepsilon 2$$

$$Mt2 = -M2 \cdot (\dot{X}G2 \cdot \dot{Y}G2 - \ddot{X}G2 \cdot YG2) \quad MZ2 = Mt2 + MI2$$

2.2. Az erők és nyomatékok számítása Fourier sorban való kifejtéssel

$$FFXT_i = C1O + AFx \cdot \cos(\varphi_i) + BFx \cdot \sin(\varphi_i)$$

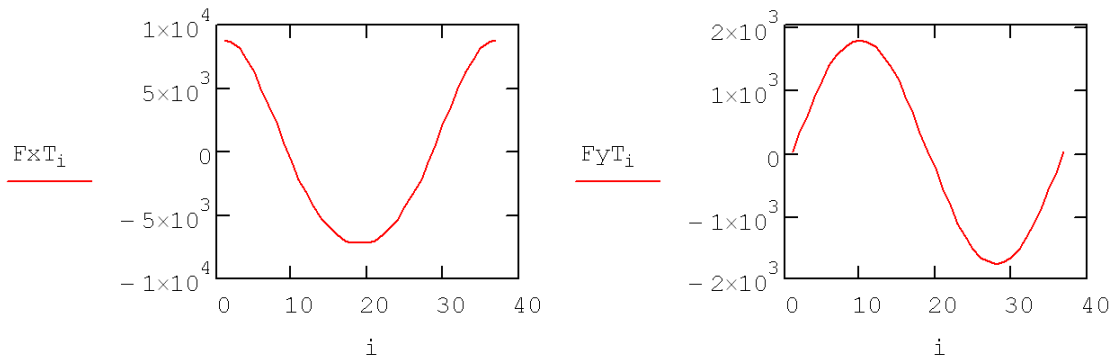
$$fFx = CFx \cdot \cos(\varphi_i + \gamma kx)$$

$$FFYT_i = C2O + AFy \cdot \cos(\varphi_i) + BFy \cdot \sin(\varphi_i)$$

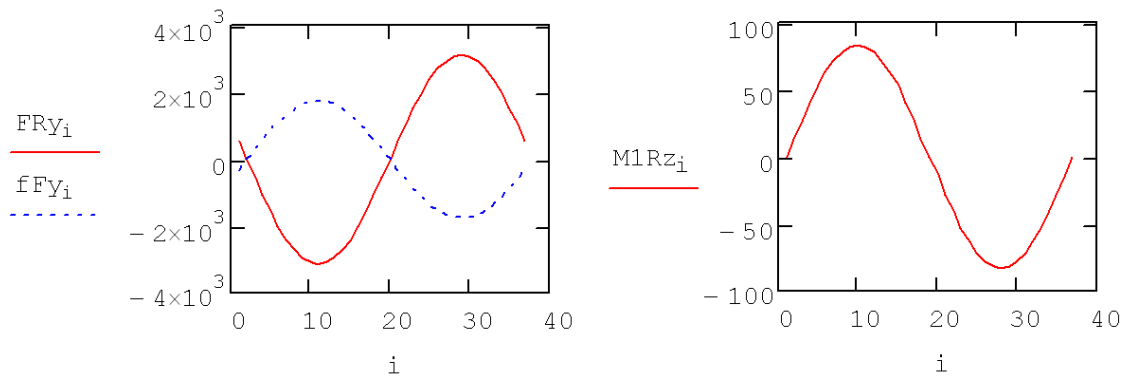
$$fFy = CFy \cdot \sin(\varphi_i + \gamma ky)$$

$$FMz_i = C3O + AMz \cdot \cos(\varphi_i) + BMz \cdot \sin(\varphi_i)$$

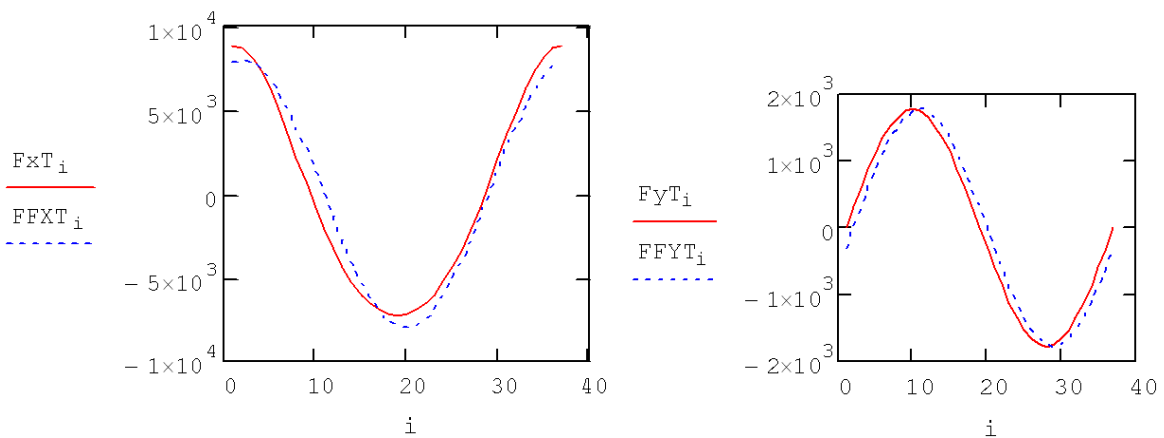
$$\tan \gamma_{kx} = -\frac{Bkx}{Akx} \quad \text{és} \quad \tan \gamma_{ky} = -\frac{Bky}{Aky}$$



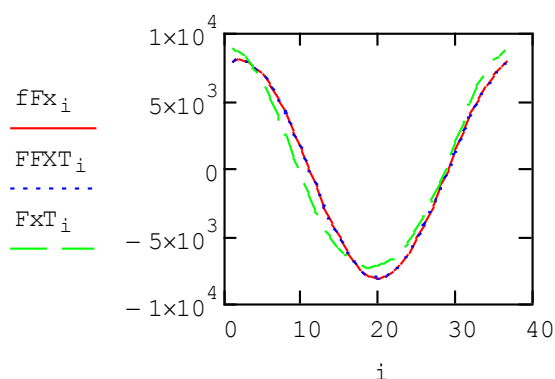
4. ábra. Tehetetlenségi erők kiegyensúlyozás előtt.



5. ábra. A kiegyensúlyozás előtti és utáni FRy és fFY_i erők diagramjai; A rendszer OZ tengelyhez viszonyított nyomatéka ($Mz2$)



6. ábra. A kiegyensúlyozás előtti tehetetlenségi erők hasonlítása: Fourier kifejtés előtt és után



7. ábra. A kiegyensúlyozatlanul maradt F_x erők változásai

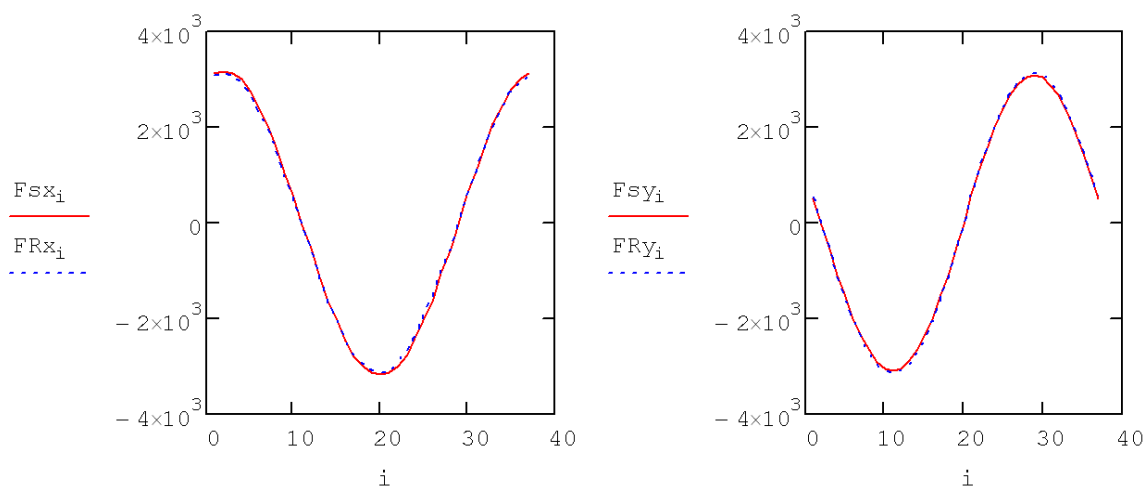
Tehát létezik egy CF_x és CF_y modulusú vektor, amely szinkronban forog -10 fok kezdeti fázisszöggel eltolva. A CF_x modulusú vektor OX tengely irányú alkotója képezi az fF_x tehetetlenségi erőt, a CF_y pedig az OY tengelyirányú fF_y tehetetlenségi erőt. A két modulus nem egyforma, s habár szinkronban szaladnak, őket külön kell kezelni. Az fF_x fF_y alkotók értékeit két külön-külön egymással szembeforgó fél modulusú erővel lehet helyettesíteni. Ezek közül csak a tengellyel együttforgó alkotót vesszük figyelembe, amely modulusa CF , azaz:

$$CF = \frac{(CF_x + CF_y)}{2}$$

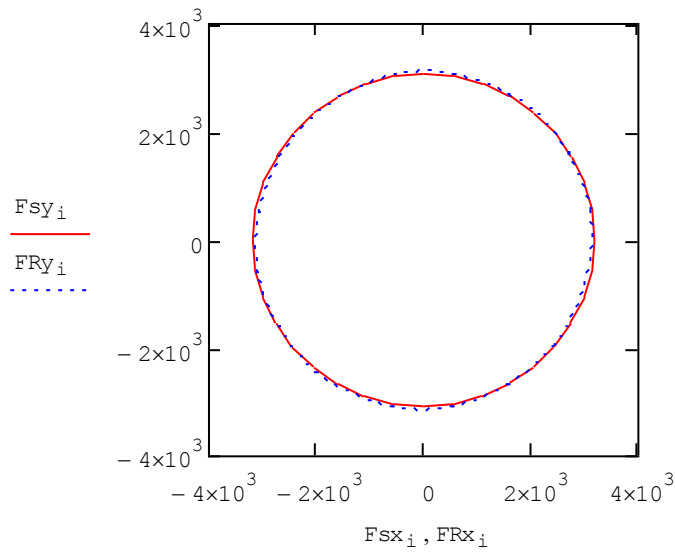
A (23) és a (25) egyenletek szerint írt program a következő értékeket használja:

$$A_{M_x}=0; \quad B_{M_x}=0; \quad A_{M_y}=0; \quad B_{M_y}=0;$$

$$c_1 = -0.020; \quad c_2 = 0.020; \quad c_x = -0.070; \quad c_y = -0.120;$$



8. ábra. Az F_x és F_y erők összehasonlítása



9. ábra. A kiegyensúlyozatlanul maradt F_y erők modulusainak görbéje

A 7, 8, és 9-es ábrák mindkét módszer szerinti kiegyensúlyozás után, a kiegyensúlyozatlanul maradt erőket szemléltetik.

Irodalom

- [1] MAROS, D., *Mecanisme*, Atelierul de multiplicare al I.P. Cluj, 1980.
- [2] PAPP, I., *Contribution on Dynamic Balancing of Spatial Mechanisms*, Phd. Thesis, Cluj Napoca, 1999.
- [3] STEVENSEN, E.N., *Balancing of Machines*, San Francisco, California, ASME, paper 72-Mech.-52, 1972.



AZ ANTROPOGÉN EREDETŰ ANYAGOK VIZSGÁLATA DEBRECEN TALAJAIBAN

THE INVESTIGATION OF ANTHROPOGENIC MATERIALS IN THE SOILS OF DEBRECEN

Sándor Gábor⁽¹⁾, Szabó György⁽²⁾

(1) Debreceni Egyetem, Tájvédelmi és Környezetföldrajzi Tanszék, 4032, Magyarország, Debrecen, Egyetem tér 1; Telefon: (52) - 512 - 900 / 22235 Fax: (52) - 512 - 945, sanyigabi7@gmail.com

(2) Debreceni Egyetem, Tájvédelmi és Környezetföldrajzi Tanszék, 4032, Magyarország, Debrecen, Egyetem tér 1; Telefon: (52) - 512 - 900 / 22128 Fax: (52) - 512 - 945, szabo.gyorgy@science.unideb.hu

Abstract

In our study we examined the anthropogenic materials in the soils of Debrecen. We observed significant differences between the properties of soil samples with artefact and without it. We investigated the relationship among the artefact content and the acidity and the calcium carbonate content of the soils in Debrecen. The correlation analysis showed that the higher pH values depend on the artefact content with high calcium carbonate. We established, the human impact has an effect on the distribution of pH of soils.

Keywords: artefact content, urban soil, pH, calcium carbonate

Összefoglalás

Tanulmányunkban az antropogén eredetű anyagok szerepét vizsgáltuk Debrecen talajaiban. A szelvényeink rendkívül nagy bolygatottságot mutattak, amit az erős antropogén hatás eredményezett. Meghatároztuk a begyűjtött talajminták műterméktartalmát, kémhatását és kalcium-karbonát tartalmát. A két utóbbi talajtulajdonság alakulásában jelentős különbségeket fedeztünk fel a műtermékkel rendelkező és a műterméktől mentes talajminták esetében. A magasabb műterméktartalommal rendelkező talajmintáknál általában magasabb pH-t és kalcium-karbonát tartalmat sikerült kimutatni. A laboratóriumi eredményeket statisztikai elemzésnek vetettük alá. A korrelációs vizsgálatok kimutatták, hogy a magasabb pH háttérben a magas kalcium-karbonát tartalmú műtermékek állnak, tehát a talajok kémhatásának alakulásában az antropogén hatás egyértelműen kimutatható.

Kulcsszavak: műtermék, városi talaj, kémhatás, kalcium-karbonát tartalom

1. Bevezetés

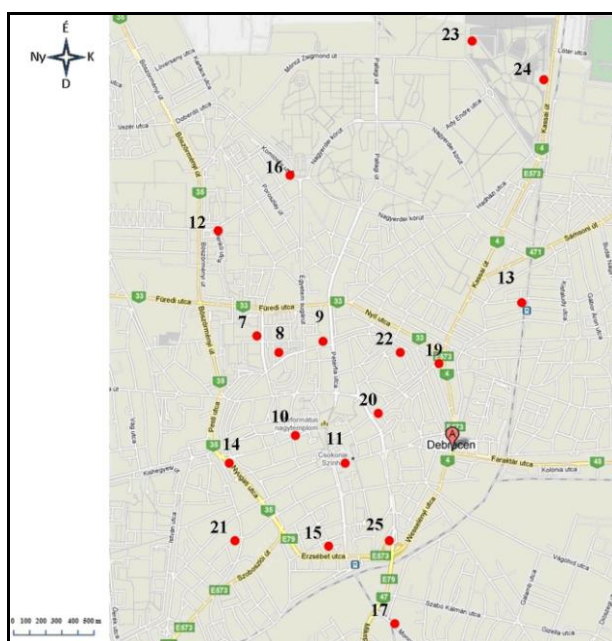
Városaink terjeszkedése nagyban hozzájárul a környezet megváltozásához. Az építkezések alkalmával gyakran szükség van tereprendezési munkálatokra. A terepegyengetés során a talajok is sérülhetnek. A feltöltésből adódóan számolnunk kell a mesterséges anyagok mennyiségi növekedésével, vagy akár egy teljesen új kultúrréteg kialakulásával is. Másrészt a magasabb térszínek elegyengetésével, elhordásával a talaj egy mélyebb szintje kerül felszínre, amelyet így az antropogén hatások közvetlenül is érintenek [1]. A debreceni talajok vizsgálata során főleg az épületek és a közlekedési pályák építésének nyomaival találkozhatunk. Az

építkezésekből visszamaradt bontási törmelék és anyagmaradékok (vakolat, téglá, cement, gipsz) jelentős mennyiségben tartalmazznak meszet, ami negatív irányba módosíthatja a talaj egyes tulajdonságait [2]. Az antropogén hatásra módosult talajtulajdonságokkal és a műtermékek talajban való előfordulásával több hazai és külföldi kutató is foglalkozott [3,4,5,6]

Tanulmányunkban azt vizsgáltuk, hogy a műtermékek jelenléte befolyásolja-e a talajok kémhatását, hogy ebben a tekintetben megfigyelhető-e valamilyen különbség a nagy mennyiségű építési és bontási törmelékkel rendelkező talajok és a műtermék-mentes talajok között.

2. Anyag és módszer

2012 augusztusától 2013 júniusáig 18 talajszelvényt mintáztunk meg Debrecen területén (1. ábra). A szelvények helyét próbáltuk úgy megválasztani, hogy azok arányosan fedjék le a mintaterületünket. Az egyes szelvények mélysége 1 és 2 m között változott. A mintákat 20 centiméterenként vettük, így összesen 113 darab mintát gyűjtöttünk be. A szelvények többségénél megfigyelhető egy mesterséges, kemény technikai réteg (járda, útburkolat), amely esetünkben néhol a 40 cm vastagságot is elérheti. A laboratóriumi munkákat a Debreceni Egyetem Tájvédelmi és Környezetföldrajzi Tanszékének Talajtani Laboratóriumában végeztük. A vizsgálatok során a talajmintákat 40 °C-on kiszárítottuk, majd 2 mm-es átmérőjű szitán átszitáltuk. Az így különválasztott antropogén eredetű anyagok tömegét az eredeti minta tömegéhez viszonyítottuk és százalékos értéket számolva megkaptuk a műterméktartalmat. Tehát a mintákból eltávolítottuk az antropogén eredetű anyagokat, s a további vizsgálatokhoz már csak az így nyert földes részt használtuk fel. A talaj pH-ját elektromos pH-mérővel mértük desztillált vizes és KCl-os szuszpenzióban, a CaCO₃ tartalmát 10%-os sósav hozzáadásával, Scheibler-féle kalciméterrel határoztuk meg.



1. ábra. A szelvények elhelyezkedése

3. Mintaterület jellemzése

Debrecen a Hajdúság és a Nyírség határán fekvő, több mint 200.000 fős város. Az eltérő táji adottságok a talajtani viszonyokra is hatással vannak, hiszen a nyírségi futóhomokos területeken döntően futóhomok váztalajok és humuszos homoktalajok borítják a felszínt. A löszös síkságainkon, így a Hajdúságban is a leggyakrabban előforduló talajtípusok a csernozjomok. A Hajdúságban a felszínhez közeli talajvízszintek jellemzőek, az alacsony térszíneken csapadékosabb időszakban a belvízveszéllyel is számolni kell. A magas sótartalmú talajvizekhez elsősorban a mélyben sós réti csernozjom és a mélyben sós alföldi mészlepedékes csernozjom megjelenése köthető [7]. A mai belváros területén korábban négy különálló falu osztozott, azonban ezekből mára szinte semmi sem maradt meg. A belváros központi része, a mai Kossuth tér, egy alacsonyan fekvő buckaközi, vizenyős mélyedés volt, ahol csak pallókon lehetett közlekedni. A terület az évszázadok folyamán lassan feltöltődött, s ma már 2-3 méteres mélységben találjuk csak meg az eredeti talajfelszínt [8]. A belváros központi részét övező területek már magasabb térszínen fekszenek, ezért itt a kultúrréteg vastagsága általában kisebb. A talajfedés aránya a városközpontban a legmagasabb, kb. 75%. A belvárosi területen az úthálózat alapvetően sugaras szerkezetű. A beépítés jellege többnyire 2-4 emeletes lakótömbökből és zárthomlokzatú utcára néző lakóházakból áll. Amíg a keleti városrészen a kertes családirházas beépítés jellemző, addig a nyugati oldalon a lakótelepek 4-14 emeletes panelházai uralkodnak. A mesterséges talajfedés aránya a keleti oldalon döntően 50% alatt van, nyugaton ugyan ez az érték 50-75% között mozog [9].

4. Eredmények

A debreceni talajszelvényeket vizsgálva megállapítottuk, hogy a pH átlagos értéke 8,07 tehát a gyengén lúgos tartományba sorolható. A mésztartalom szélsőséges értékeket mutat, a minimum érték 1,95% a maximum 16,85%. A műtermék tartalom esetében is előfordulnak kiugró eredmények, azonban az átlagos érték alig haladja meg az 5%-ot (1. táblázat).

1.táblázat. A vizsgált talajtulajdonságok statisztikai mutatói

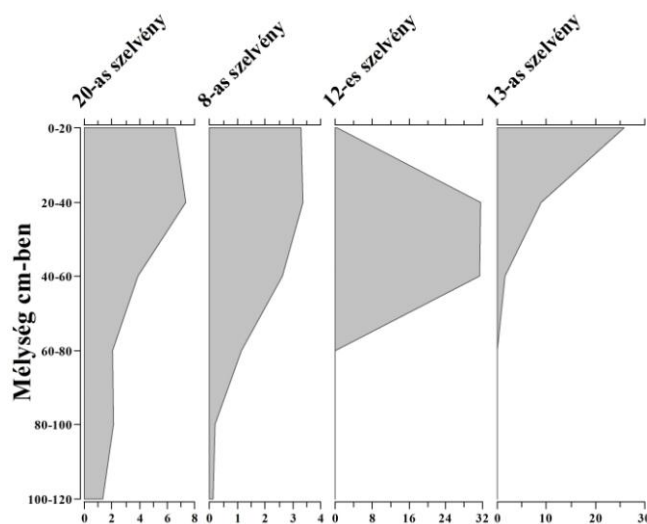
Statisztikai mutatók\Talajtulajdonságok	Műtermék (%)	pH H ₂ O	pH KCl	CaCO ₃ (%)
Átlag	5,35	8,07	7,74	5,67
Medián	3,30	8,22	8,00	5,09
Módusz	0,00	8,31	8,40	10,85
Minimum érték	0,00	6,32	5,19	1,95
Maximum érték	37,24	8,95	8,68	16,85

Az építkezési törmelékek, anyagmaradékok gyakran magas mésztartalommal rendelkeznek, így a talajba kerülve megnövelhetik annak kalciumtartalmát és pH értékét [10]. A magas mésztartalom bázikus kémhatást idézhet elő, a két paraméter között így egyértelmű az összefüggés [11]. A belvárosi szelvények nagy része tartalmazott műtermékeket, amelyek főleg építési, bontási törmelékek voltak (2. ábra).



2. ábra. Műtermékek a 17-es és a 12-es szelvényben

Az antropogén anyagok részaránya általában a mélyebb rétegek felé csökkent, több esetben 80-100 cm-es mélységben már nem is találtunk műterméket (20-as, 8-as, 12-es és 13-as szelvény) (3. ábra).

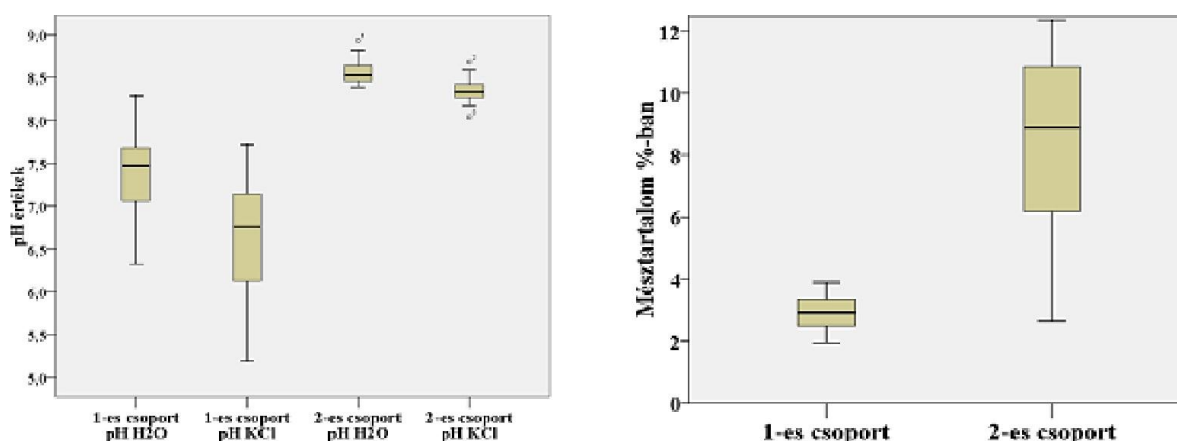


3. ábra. A műterméktartalom eloszlása (%) a 20-as, 8-as, 12-es és a 13-as szelvényekben

A megmintázott szelvények műterméktartalma rendkívül nagy változatosságot mutatott. Egyes helyeken, mint például a Városi Köztemető az elmúlt néhány évben használatba vett területén található két szelvény egyikében sem volt antropogén eredetű anyag (23-as és 24-es szelvény). Ez alatt nemcsak a vizsgálatunkban fontos szerepet játszó paramétereket (mésztartalom, pH) befolyásoló magas mésztartalommal rendelkező anyagokat értjük, hanem minden olyan anyagot is, amely antropogén hatás következtében kerül a talajba. Más kutatók kimutatták, hogy a koporsókon található fémből készült részek (szegek, fogantyúk, kilincsek

egyéb dísz tárgyak) szerepet játszhatnak a talaj nehézfém szennyezésében [12], emellett arra is rámutattak, hogy a patogén eredetű anyagok megnövelhetik a talaj szerves szén tartalmát [13].

A talajminták laboratóriumi vizsgálati eredményei alapján két csoportot alakítottunk ki. Az egyikbe azokat a mintákat soroltuk (1-es csoport), amelyekben nem volt antropogén eredetű anyag (25 darab), míg a másikba olyan minták kerültek (2-es csoport), amelyekben a talált műtermékek feltételezhetően, felelősek lehetnek a talaj mésztartalmának és kémhatásának az alakulásáért, ezek döntően magas kalcium-karbonát-tartalommal bíró építési és bontási törmelékek voltak (74 darab). A maradék 14 darab mintát nem vontuk be a vizsgálatba, mert a bennük talált műtermékek (üveg, fém, műanyag) nem tartalmaztak karbonátos anyagokat. A kapott adathalmazt statisztikai vizsgálatoknak vetettük alá. Az alapstatisztikai mutatókból azt olvashatjuk le, hogy az 1-es csoportban a pH és a mésztartalom esetében is jelentősen alacsonyabb volt a medián, a minimum és a maximum érték, mint a 2-es csoportban. Az 1-es csoport néhány mintájának pH-ja igen alacsonynak mondható ($pH < 7$), messze elmarad a városi talajokra jellemző enyhén lúgos és lúgos tartománytól. Ezek a minták a Városi Köztemető területén található két szelvényből származnak. Egyik szelvény esetében sem figyeltünk meg komolyabb, emberi hatásra utaló bolygatást. A műtermékeket tartalmazó minták túlnyomó része gyengén lúgos és lúgos kémhatású (4. ábra).



4. ábra. Az 1-es és 2-es csoport kémhatása és mésztartalma

A továbbiakban a két csoport adataiból Spearman-féle rangkorrelációt számoltunk. Az 1-es csoport esetében csak a desztillált vizes és a kálium-kloridos szuszpenzióban mért pH értékek között sikerült erős korrelációs kapcsolatot kimutatni ($r=0,75$, $p<0,01$). Ugyanakkor a 2-es csoport esetében a pH értékek alakulása szoros pozitív korrelációs kapcsolatot mutatott a mésztartalommal, emellett szintén pozitív korrelációs kapcsolat figyelhető meg a pH(KCl) és a műtermék tartalom között. A műtermékek és a mésztartalom között megfigyelhető egy szignifikáns összefüggés, bár az nem olyan erős, mint az előző esetekben.

2. táblázat. A 2-es csoport korrelációs együtthatói (** $p<0,01$; * $p<0,05$)

Talajtulajdonságok	pH H ₂ O	pH KCl	CaCO ₃ (%)	Műterméktartalom (%)
pH H ₂ O		0,8**	0,49**	0,12
pH KCl	0,8**		0,53**	0,27*
CaCO ₃ (%)	0,49**	0,53**		0,27*
Műterméktartalom (%)	0,12	0,27*	0,27*	

5. Következtetés

A szelvények vizsgálata alapján megállapítottuk, hogy Debrecen talajai nagymértékű antropogén hatás alatt állnak. A szelvények döntő többségében számolnunk kell műtermékek jelenlétével, amelyek legnagyobb részét magas kalciumtartalmú építési és bontási törmelékek alkotják. A városi talajokra jellemző módon a kémhatás az enyhén lúgos és lúgos tartományba sorolható, valamint a mésztartalom is többnyire magas értékeket mutat. A korrelációs vizsgálatok arra engednek következtetni, hogy a magasabb pH háttérben a magas CaCO_3 -tartalmú műtermékek állnak, ugyanakkor a műtermékek tényleges százalékos aránya és a pH alakulása közötti kapcsolat nem különösebben erős. Összességében azonban kijelenthetjük, hogy a talajok kémhatásának és mésztartalmának alakulásában az antropogén hatás kimutatható.

Irodalom

- [1] SZABÓ J.: *A települések hatásai* – in: A társadalom hatása a földfelszínre (antropogéneomorfológia) – szerk. Borsy Z. – Általános Természetföldrajz, 1998, 832p.
- [2] Magyar Cementipari Szövetség, <http://www.mcsz.hu/index.php?menu=2&oldal=5>, 2013,
- [3] SZEGEDI S.: *Közlekedési eredetű nehézfémek Debrecen talajaiban és növényzetében, ennek talajtani összefüggései és városökológiai hatásai* Doktori értekezés. – Kossuth Lajos Tudományegyetem Alkalmazott Tájföldrajzi Tanszék, Debrecen, 1999, 138p.
- [4] PUSKÁS I., PRAZSÁK I., FARSANG A., MARÓY P.: *Physical, chemical and biological aspects of human impacts on urban soils of Szeged*. Journal of Environmental Geography, Vol.1.(1-2), 2008, pp. 11-21.
- [5] JIM, C. Y.: *Urban soil characteristics and limitations for landscape planting in Hong Kong*. – Landscape and Urban Planning 40.4, 1998, pp. 235–249.
- [6] HOWARD, J. L., OLSZEWSKA, D.: *Pedogenesis, geochemical forms of heavy metals, and artifact weathering in an urban soil chronosequence*, Detroit, Michigan. Environmental Pollution 159, 2011, pp. 754-761.
- [7] MARTONNÉ E. K.: *Magyarország tájféldrajza*, Kossuth Egyetemi Kiadó, Debrecen, 2008, 192 p.
- [8] CSORBA P.: *Városökológiai sétaút Debrecenben* – Meridián Alapítvány, Debrecen, 2008, 44p.
- [9] SZEGEDI S.: *A debreceni hősziget jellegzetességei* – Környezetvédelmi Mozaikok-Tiszteletkötet Dr. Kerényi Attila 60. születésnapjára, Debrecen, 2003, pp. 383-389.
- [10] GÉCZI R.: *Városi talajok*, 2007, pp. 1-10, http://www.geography.hu/geographer/geczi_robert/GR_varosi_talajok.pdf
- [11] PUSKÁS I.: *Városaink talajai: a szegedi talajok komplex értékelése és osztályozása* Doktori értekezés. - Szegedi Tudományegyetem, Szeged, 2008, 154 p.
- [12] OLIVIER J., JONKER C.: *Mineral Contamination from Cemetery Soils: Case Study of Zandfontein Cemetery, South Africa*, International Journal of Environmental Research and Public Health 9. 2012, pp. 511-520.
- [13] CHARZYŃSKI P., BEDNAREK R., ŚWITONIAK M., ŻOŁNOWSKA B.: *Ekranic Technosols and Urbic Technosols of Toruń Necropolis*, GEOLOGIJA, Lietuvos mokslų akademija, 2011, pp. 179-185.



ÜTEMEZÉSI FELADATOKRA ALKALMAZOTT GENETIKUS ALGORITMUS KERESZTEZŐ OPERÁTORAINAK VIZSGÁLATA

EXAMINATION OF THE CROSSOVER OF GENETIC ALGORITHM APPLIED TO SCHEDULING TASKS

Simon Pál⁽¹⁾

(1) Miskolci Egyetem, Informatikai intézet, Alkalmazott Informatikai Tanszék 3515 Miskolc,
Miskolc-Egyetemváros, e-mail: pal.simon.8@gmail.com

Abstract

Production scheduling problems are complex order design tasks, whose solution is still a difficult task nowadays. These tasks are usually modelled with the Travelling Salesman Problem. This is an NP-hard problem and can't be solved optimally within a reasonable time. Acceptable but not optimal solution provided by artificial intelligence procedures within a reasonable period of time. Such process is the genetic algorithm. This algorithm has been used for a long time to solve the travelling salesman problem. A key part of the algorithm is the crossover operator, that affecting the efficiency. Over time, many crossing operators were developed. Each of these has similar characteristics such as maintaining the position and the order of the subsequence. In this article I show the disadvantage of these characteristics. Then I present an operator that does not have these characteristics and thus it makes the algorithm more efficient. To support this increased efficiency I will present some test results.

Key words: scheduling, Travelling salesman problem, genetic algorithm, crossover

Összefoglalás

A gyártásütemezési feladatok összetett sorrend előállítási feladatok, amelyek megoldásának előállítása napjainkban is nehéz feladat. Ezeket a feladatokat az Utazó ügynök problémával jól lehet modellezni, amely egy NP-nehez probléma és nem oldhatók meg optimálisan ésszerű időn belül. Nem optimális, de elfogadható megoldást lehet elérni elfogadható időn belül mesterséges intelligencia módszerekkel. Egy ilyen módszer a genetikus algoritmus. Ezt a módszert már régóta alkalmazzák az Utazó ügynök probléma megoldására. Az algoritmus egyik legfontosabb része az egyedek keresztezése, amely nagymértékben befolyásolja a hatékonyságát. Több keresztező operátort is kifejlesztettek napjainkra. Ezek mindegyike hasonló jellemzőkkel rendelkezik, mint például a keresztezni kívánt egyedekben lévő rész sorrendek pozícióinak és a sorrendjének megőrzése. Ebben a cikkben ezekre a jellemzőkre szeretnék rávilágítani. Majd egy olyan operátort mutatok be, amely nem rendelkezik ezekkel a jellemzőkkel, ezáltal hatékonyabbá teszi az algoritmust. Ezt a hatékonyság növekedést teszteredmények bemutatásával támasztom alá.

Kulcsszavak: ütemezés, Utazó ügynök probléma, genetikus algoritmus, keresztező operátor

1. Bevezetés

Napjainkban egyre fontosabb az előállított termékek jó minősége és alacsony gyártási költsége. Ezeknek az elvárásoknak való megfelelés miatt nagyon fontos a korszerű technikák alkalmazása a gyártás során, ezáltal növelve a hatékonyságot a gyártási folyamat során felmerülő költségek csökkentésével. A gyártási költségek csökkentésének egyik leghatékonyabb módja a gyártó kapacitás legjobb kihasználása. Ennek elérése érdekében a gyártásütemezés hatékonyságát kell növelni.

A gyártás ütemezés során felmerülő összetett ütemezési problémák modellezésére használható az Utazó ügynök probléma [1-3]. Ami egy NP-nehéz probléma és optimálisan nem oldható meg valós időn belül. Azonban optimálishoz közeli megoldást lehet elérni heurisztikus vagy mesterséges intelligencia módszerekkel valós időn belül. A gyakorlatban ezek az optimálishoz közeli megoldások is elfogadhatók. Ilyen megoldást eredményező mesterséges intelligencia módszer a genetikus algoritmus.

A genetikus algoritmus az egyedpárok keresztezésével állít elő új egyedeket, amelyek pozitív tulajdonságai javulhatnak. A szelekció révén a jobb tulajdonságokkal rendelkező egyedek maradnak meg, így fokozatosan javul a megoldás és közelít az optimum felé.

Az algoritmus hatékonyságát nagymértékben befolyásolja az alkalmazott keresztező operátor. Napjainkra több keresztező operátort is kifejlesztettek. Ezek különbözőképpen keresztezik az egyedpárokat, de mindegyik hasonló azáltal, hogy vagy csak a sorrendet vagy csak a pozíciót változtatják [4-6]. Feltételezésem szerint a sorrendtervezési feladatoknál, mint az Utazó ügynök probléma, hatékonyabb módszer is létezik.

A cikk első felében a problémát és a megoldására alkalmazott genetikus algoritmust alkalmazó eljárást mutatom be. Majd a leggyakrabban alkalmazott keresztező operátorokat és azok tulajdonságait mutatom be, rávilágítva azokra a tulajdonságokra, amelyek jellemzőek ezekre az operátorokra. Végül egy új keresztező operátort ismertetek, amely a meglévő operátoroktól eltérő jellemzőkkel bír. Teszt eredményt mutatok be, amely alátámasztja az általam bemutatott operátor hatékonyságát.

2. Az Utazó ügynök probléma

Az Utazó ügynök probléma egy sorrendtervezési probléma modell. Ezért jól használható különböző ütemezési problémák modellezésére, mint például a gyártásütemezés. [7]. Adott n város és minden város között lévő távolság. A feladat egy olyan legrövidebb bejárési útvonalat keresni, amely minden várost pontosan egyszer érint és az út végén visszajutunk a kiindulási pontba [8].

Az utazó ügynök probléma a következőképpen írható le. Adott n város halmaza $N = \{1, \dots, n\}$. A távolságot i városból j -be jelölje d_{ij} , minden $i \in N, j \in N, i \neq j$. Az utazóügynök útvonala legyen a következő $\pi = (\pi(1), \pi(2), \dots, \pi(n))$ az N halmazra, ahol $\pi(j)$ a j -ediként meglátogatott város. A feladat, hogy találjunk olyan π^* permutációt, ami minimalizálja a teljes út hosszát $D(\pi^*)$, ahol $D(\pi^*)$ a következő:

$$D(\pi) = \sum_{j=1}^{n-1} d_{\pi(j)\pi(j+1)} + d_{\pi(n)\pi(1)} \quad (1)$$

A feladat nehézségét az adja, hogy a lehetséges bejárások száma n város esetén $(n-1)!/2$. Emiatt a feladat számítási igénye a városok számával exponenciálisan növekszik. Annak érdekében, hogy ésszerű időn belül meg lehessen oldani ezt a problémát heurisztikus vagy közelítő módszereket kell alkalmazni. Ilyen módszereke a mesterséges intelligencia algoritmusok kínálnak, amelyek optimálishoz közeli megoldást eredményeznek, de furás idejük belátható időn belül marad.

3. Genetikus algoritmus

A genetikus algoritmus egy heurisztikus keresési algoritmus, amely a természetes evolúciót utánozza [9]. A keresési teret egyedek populációjával reprezentálja. Minden egyed egy-egy lehetséges megoldását jelenti a problémának, városok sorrendjét tartalmazza. Ez a sorrend az utazóügynök által bejárando városok sorrendje. A genetikus algoritmus az egyedek keresztezésével, majd szelekciójával állítja elő a populáció egyes generációit.

A genetikus algoritmus pszeudókódja:

- kezdő populáció generálása
- ciklus
- egyedpárok kiválasztása
- gyerek elemek létrehozása az egyedpárokból
- gyerek elemek véletlenszerű mutálása
- populáció kiterjesztése a gyerek elemek hozzáadásával
- kiterjesztett populáció méretének csökkentése szelektálással
- amíg megállási feltétel
- legjobb egyed visszaadása

Először egy kezdő populációt kell generálni. Utána minden iterációban egyedpárokat kell kiválasztani. Ezek az egyedpárok lesznek a szülő egyedek, melyek genotípusát keresztezve jönnek létre a gyerek egyedek. Ezután az új gyerek egyedeket leíró genomot nullához közeli valószínűséggel mutálni kell. Az így létrejövő gyerek egyedeket a populációhoz adva bővíteni kell azt. Majd a célfüggvénynek megfelelő szelekciós művelettel az eredeti méretére kell csökkenteni a populációt. Minden egyes ilyen iteráció a populáció egy generációját állítja elő. A megállási feltétel egy adott generációs szám elérése.

4. Keresztező operátor

A genetikus algoritmus egyik kulcsfontosságú része a keresztezés, amely az egyedek genomjait változtatja egyik generációról a másikra. A keresztezés a természetben végbemerő génkeresztesés analógiáját utánozza. Ez egy olyan eljárás, amely két kiválasztott szülő egyedből generál egy gyerek egyed. A következőekben az ütemezési illetve a sorrendtervezési feladatoknál alkalmazott keresztező operátorokat mutatom be

4.1. Sorrendkeresztesés (Order Crossover – OX)

Ez a legelső és legfőbb keresztező operátor változat, amelyet az Utazó ügynök probléma megoldására alkalmaznak [10]. A leszármazott generálása során először az első szülőből választ egy rész sort, majd a másik szülő géneinek relatív sorrendjét megőrizve örökíti azt

tovább. Példaként vegyünk két szülőegyedet P_1 és P_2 -t. A P_1 és P_2 szülőekben jelöljük ki két vágási pontot (jelölje „|”), miközben a kijelölt szakasz mérete azonos marad.

$$P_1 = (1\ 4\ | \mathbf{6\ 3\ 2}\ | 7\ 5\ 8)$$

$$P_2 = (2\ 6\ | \mathbf{8\ 5\ 1}\ | 3\ 4\ 7)$$

A két vágási pont közötti részsorok átmásolódnak az O_1 és O_2 leszármazottakba.

$$O_1 = (_ _ \ | \mathbf{6\ 3\ 2}\ | _ _ _)$$

$$O_2 = (_ _ \ | \mathbf{8\ 5\ 1}\ | _ _ _)$$

A maradék üres helyeket töltsük fel a másik szülő második vágási pontjától kezdődően azon elemekkel, amelyek még nincsenek a leszármazottban.

A P_2 szülő második vágási pontja utáni elemek sorban a következők:

$$3\ 4\ 7\ 2\ 6\ 8\ 5\ 1$$

A 6, 3 és 2 eltávolítása után a másolásra kerülő elemek a következők:

$$4\ 7\ 8\ 5\ 1$$

Ezeket beillesztve az leszármazottba a második vágási pont után a következőt kapjuk:

$$O_1 = (5\ 1\ | \mathbf{6\ 3\ 2}\ | 4\ 7\ 8)$$

Ezt az O_2 -re is hasonlóan megtehetjük, amely a következőképpen alakul:

$$O_2 = (3\ 2\ | \mathbf{8\ 5\ 1}\ | 7\ 4\ 6)$$

4.2. Az első sorrendkeresztezés operátor variáció (VOX1)

K. Deep és H. Mebrahtu a következő kérdést tette fel: Miért használjuk mind a két szülőben ugyanazokon a helyeken lévő vágási pontokat? [11] Az előzőekben bemutatott operátort alapul véve új keresztező operátorokat dolgoztak ki. Az elsónél a vágási pontok helyének meghatározásán változtattak, mégpedig azáltal, hogy a két szülőben különböző pozíciókban jelölték ki a vágási pontokat. Ugyanakkor a kijelölt szakasz hossza megegyezik.

Példaként ismét vegyünk két szülőt P_1 és P_2 -t, majd véletlenszerűen és eltérő pozíciókban jelölünk két-két vágási pontot, miközben a kijelölt szakasz mérete azonos marad.

$$P_1 = (1\ | \mathbf{4\ 6\ 3}\ | 2\ 7\ 5\ 8)$$

$$P_2 = (2\ 6\ 8\ | \mathbf{5\ 1\ 3}\ | 4\ 7)$$

A vágási pontok közötti részeket másoljuk át a leszármazottakba. Az üres helyeket töltsük fel a másik szülő második vágási pontjától kezdődően azon elemekkel, amelyek még nincsenek a leszármazottban, ezek a következő elemek:

$$4\ 7\ 2\ 8\ 5$$

Ezeket beillesztve az leszármazottba a második vágási pont után a következőt kapjuk:

$$O_1 = (5\ | \mathbf{1\ 6\ 3}\ | 4\ 7\ 2\ 8)$$

Ezt az O_2 -re is hasonlóan megtehetjük, amely a következőképpen alakul:

$$O_2 = (8\ 4\ \mathbf{6}\ | \mathbf{5\ 1\ 3}\ | 2\ 7)$$

4.3. A második sorrendkeresztezés operátor variáció (VOX2)

Ebben az esetben nem csak a vágási pontok pozíciója különbözik, hanem a vágási pontok által közbezárt sor hossza is. A leszármazott előállításának lépései ebben az esetben is hasonlóak az OX operátornál alkalmazottakhoz.

Az előzőekhez hasonlóan vegyünk P_1 és P_2 szülőket, majd véletlenszerűen kiválasztott és eltérő pozíciókban kijelölünk két-két vágási pontot úgy, hogy közben a közbezárt sor hossza is véletlenszerű legyen.

$$P_1 = (1\ 4\ 6\ 3\ 2\ | \mathbf{7\ 5}\ | 8)$$

$$P_2 = (2\ | \mathbf{6\ 8\ 5\ 1}\ | 3\ 4\ 7)$$

A vágási pontok közötti részeket másoljuk át a leszármazottakba, majd a második vágási pont után a, P_1 szülőből a

$$3\ 4\ 2\ 6\ 8\ 1\text{-et,}$$

míg a P_2 szülőből a

$$3\ 2\ 7\ 4\text{-et.}$$

A leszármazottak a következők lesznek:

$$O_1 = (4\ 2\ 6\ 8\ 1\ | \mathbf{7\ 5}\ | 3)$$

$$O_2 = (4\ | \mathbf{6\ 8\ 5\ 1}\ | 3\ 2\ 7)$$

4.4. Javasolt keresztező operátor

Az előzőekben bemutatott operátorok mindegyike rendelkezik ugyanazzal a közös tulajdonsággal. A szülő vágási pontjai közötti sor a leszármazottban is megtartja abszolút pozícióját. Ezáltal részben rögzülnek az elemek, így kevésbé rendeződik át szabadon az elemek sorrendje a leszármazottban.

Ebből kiindulva jött az ötlet, hogy miért ne legyen véletlenszerűen megválasztva az a leszármazottban az a pozíció ahová a szülőtől örökölt sor kerül. Továbbá az üres helyek feltöltésére a másik szülő sorának kezdőpontjától kezdve történjen. Ezáltal mind a második szülőből feltöltésre kerülő elemek is megőrzik a relatív sorrendjüket. Így egy esetleges optimális szakasz mind a két szülőből továbböröklődhet a gyermekbe, miközben annak pozíciója változik. Mivel az Utazó ügynök problémánál egy olyan sor előállítása a feladat, amelynek a kezdő és végpontja ugyanaz, ezáltal pozíció változás pozitív hatást idézhet a leszármazott sorrendjében. Az azonosítás végett nevezzük a javasolt keresztező operátort RPOX operátornak.

Vegyünk két elemet, melyek legyenek P_1 és P_2 szülők, majd jelöljük ki a vágási pontokat.

$$P_1 = (1\ 4\ | \mathbf{6\ 3\ 2}\ | 7\ 5\ 8)$$

$$P_2 = (2\ 6\ 8\ | \mathbf{5\ 1\ 3\ 4}\ | 7)$$

A két vágási pont közötti részsorok átmásolódnak az O_1 és O_2 leszármazottakba.

$$O_1 = (_ _ | \mathbf{6\ 3\ 2}\ | _ _ _)$$

$$O_2 = (_ _ _ | \mathbf{5\ 1\ 3\ 4}\ | _)$$

A maradék üres helyeket töltsük fel a másik szülőben levő elemekkel sorban az elejétől.

A P_2 szülőből átkerülendő elemek sorrendje a 6, 3 és 2 eltávolítása után következő:

$$8\ 5\ 1\ 4\ 7$$

Ezeket beillesztve az leszármazottba a következőt kapjuk:

$$O_1 = (8\ 5\ | \mathbf{6\ 3\ 2}\ | 1\ 4\ 7)$$

Ezt az O_2 -re is hasonlóan megtehetjük, amely a következőképpen alakul:

$$O_2 = (6\ 2\ 7\ | \mathbf{5\ 1\ 3\ 4}\ | 8)$$

5. Teszteredmények

Implementáltam a genetikus algoritmust OX1, VOX1, VOX2 és RPOX operátorokkal. A VOX1 és VOX2 operátorok esetében törekedtem arra, hogy a lehető legpontosabban implementálja, azonban nem minden részlet volt elérhető hozzá.[11]

Két teszt volt végrehajtva. Az első esetben egy mesterséges feladat lett generálva 128 várossal. A távolságok a városok között 10 és 100 közötti véletlen számokból lettek legenerálva. Ezután egy minimális költségű optimális út lett létrehozva mesterségesen, amelyben a távolságok 1 és 10 közötti véletlen számokból lett generálva. Mindez azért lett így meghatározva, hogy szignifikáns legyen a különbség a legkisebb költségű út és a többi lehetséges út között. A teszt során a populációszám 256-nak lett választva, míg a generációk száma 32000-nek.

Az algoritmus többször is futatva volt, majd a legjobb és a legrosszabb eredmények összesítésre kerültek. Az *1. táblázatban* látható, hogy az RPOX operátort alkalmazva az algoritmus sokkal hamarabb közelít az optimum felé, mint a többi keresztező operátort alkalmazva.

1. táblázat Az első teszt eredménye

generációk	→	4000	8000	12000	16000	20000	24000	28000	32000
OX1	best	1134.9	964.0	928.8	879.5	727.2	695.4	695.4	674.2
	worst	1378.2	1160.2	1035.8	956.2	886.7	768.8	768.8	768.8
VOX1	best	827.0	679.8	600.2	574.9	452.4	426.7	423.9	411.1
	worst	960.7	769.8	698.1	684.6	641.2	525.5	525.5	493.9
VOX2	best	799.9	672.1	593.5	557.1	516.7	466.4	436.7	428.9
	worst	938.4	755.3	642.4	584.9	565.5	519.8	463.4	458.7
RPOX	best	777.8	594.0	528.3	487.7	468.1	437.5	409.2	389.8
	worst	800.1	674.1	577.2	556.2	540.9	518.2	516.2	516.2

A második teszt során hat benchmark probléma lett választva tesztfeladatnak, a TSPLIB-ből [12]. A teszt során a populáció maximális száma 128, míg a maximális generációszám 30000 volt. A tábla mutatja a különböző keresztező operátorokat alkalmazó genetikus algoritmusok által elért legjobb és legrosszabb eredmények.

A **Error! Not a valid bookmark self-reference**.ban lévő értékek azt mutatják, hogy a VOX1 és VOX2 operátort alkalmazó algoritmus az optimálishoz (zárójelben) közelebbi eredményeket értek el. Tovább az is látszik, hogy a RPOX operátort alkalmazó algoritmus egy kicsivel még azoknál is jobban teljesített.

2. táblázat A második teszt eredménye

	solution	OX1	VOX1	VOX2	RPOX
gr48 (5046)	best	6485.0	5207.0	5166.0	5128.0
	worst	7121.0	5486.0	5216.0	5501.0
eli51 (426)	best	441.2	432.0	437.6	430.4
	worst	454.8	439.7	445.9	449.8
eli76 (538)	best	660.9	572.3	569.3	560.1
	worst	708.9	585.1	577.0	585.0
kroA100 (21282)	best	27738.9	21795.2	22169.7	21602.7
	worst	36413.7	22617.0	23225.2	22553.9
eli101 (629)	best	752.1	677.0	673.8	668.4
	worst	835.0	698.6	699.3	693.7

6. Következtetések / Összefoglaló

A cikkben bemutattam az Utazó ügynök problémájának megoldására alkalmazható genetikus algoritmus keresztező operátorait és egy új operátor alkalmazására is javaslatot tettem. A keresztező operátorok tulajdonságainak ismertetésén túl rávilágítottam a jellegzetességeikre. Majd egy olyan operátort mutattam be, amely a meglévő keresztező operátoroktól eltérő tulajdonsággal rendelkezik. Ezáltal gyorsabb optimum eltérést biztosít, mint a referenciának választott sorrendkeresztező operátor és legalább annyira hatékony, mint a meglévő variációi ennek az operátornak.

A genetikus algoritmus összetett termelés ütemezési programban való alkalmazásának feltárása és hatékonyságának növelése még nem teljes. A cikkben nem tértem ki a genetikus algoritmus paraméterei és a szelekciós eljárás által a keresési eredményre gyakorolt hatásra. Ezeknek és a felvetett új operátor további vizsgálata a következő lépés egy összetett ütemező program megalkotásában.

Irodalom

- [1] E. D. KOSIBA, J. R. WRIGHT AND A. E. COBBS: *Discrete Event Sequencing as a Traveling Salesman Problem*, Computers in Industry, Vol. 19 (1992), No. 3, pp. 317-327.
- [2] M. GENDREAU, A. HERTZ AND G. LAPORTE: *New Insertion and Post-Optimization Procedures for the Traveling Salesman Problem*. Operations Research, Vol. 40 (1992), No. 6, pp. 1086-1094.
- [3] D.J. ROSENKRANTZ, R.E. STERNS AND P.M. LEWIS: *An Analysis of several Heuristics for the Traveling Salesman Problem*, SIAM Journal on Computing, Vol. 6 (1977), No. 3, pp. 563-581.
- [4] G. LAPORTE: *The Traveling Salesman Problem: An Overview of Exact and Approximate Algorithms*, European Journal of Operational Research, Vol. 59 (1992), No. 2, pp. 231-247.
- [5] J. H. HOLLAND: *Adaptation in Natural and Artificial Systems: An Introductory Analysis with Applications to Biology, Control and Artificial Intelligence* (U Michigan Press, 1975).

- [6] L. DAVIS: *Applying Adaptive Algorithms to Epistatic Domains*, Proc of the International Joint Conference on Artificial Intelligence – IJCAI85, Vol. 1 (1985), pp. 162-164.
- [7] WHITLEY, DARRELL, TIMOTHY STARKWEATHER, and DAN SHANER. *The traveling salesman and sequence scheduling: Quality solutions using genetic edge recombination*. Colorado State University, Department of Computer Science, (1991)
- [8] LENSTRA, JAN KAREL, AHG RINNOOY KAN, AND DAVID B. SHMOYS. *The traveling salesman problem: a guided tour of combinatorial optimization*. Vol. 3. Chichester: Wiley, (1985)
- [9] D.E. GOLDBERG: *Genetic Algorithms in Search*. Optimization and Machine Learning. (Addison-Wesley, 1989).
- [10] DAVIS, L.: *Applying Adaptive Algorithms to Epistatic Domains*. Proceedings of the International Joint Conference on Artificial Intelligence – IJCAI85, Vol. 1 (1985) 162-164.
- [11] K. DEEP, H. MEMBRAHTU: *New Variations of Order Crossover for Travelling Salesman Problem*, International Journal of Combinatorial Optimization Problems and Informatics, Vol. 2 (2011), No.1, pp. 2-13.
- [12] <http://www.iwr.uni-heidelberg.de/groups/comopt/software/TSPLIB95/> (utoljára megtekintve: 2013. November)

SZERZŐK JEGYZÉKE / LIST OF AUTHORS

András József

Petrozsényi Egyetem, Gépész és Villamosmérnöki Kar, Gépész, Ipari és Szállításmérnöki Tanszék, Cím: 332006, Románia, Petrozsény, Universitatii, 20; iosif.andras@gmail.com

Bitay Enikő

Sapientia Erdélyi Magyar Tudományegyetem, Műszaki és Humántudományi Kar, Gépészmérnöki Tanszék, Marosvásárhely, 540485 Târgu-Mureș, O.p. 9, C.p. 4, ebitay@ms.sapientia.ro

Dobránszky János

MTA–BME Kompozittechnológiai Kutatócsoport, 1111 Budapest, Műegyetem rakpart 3. Dobranszky.Janos@eik.bme.hu

Dudás László

Miskolci Egyetem, Gépészmérnöki és Informatikai Kar, Alkalmazott Informatikai Tanszék, 3515, Magyarország, Miskolc, Egyetemváros út 1, iitdl@uni-miskolc.hu

Forgó Zoltán

Sapientia Erdélyi Magyar Tudományegyetem, Műszaki és Humántudományi Kar, Gépészmérnöki Tanszék, Marosvásárhely, 540485 Târgu-Mureș, O.p. 9, C.p. 4, zforgo@ms.sapientia.ro

Gyenge Csaba

Kolozsvári Műszaki Egyetem, Gépgyártástechnológiai Tanszék, 400641 Cluj-Napoca, B-dul Muncii 103-105, Csaba.Gyenge@tcm.utcluj.ro

Gobesz Ferdinánd-Zsongor

Kolozsvári Műszaki Egyetem, Építőmérnöki Kar, Tartószerkezetmechanikai Tanszék, Románia, 400020 Cluj-Napoca, C. Daicoviciu u. 15, V. épület, III/305; go@mecon.utcluj.ro

Hollanda Dénes

Sapientia Erdélyi Magyar Tudományegyetem, Műszaki és Humántudományi Kar, Gépészmérnöki Tanszék, Marosvásárhely, 540485 Târgu-Mureș, O.p. 9, C.p. 4, hollanda@ms.sapientia.ro

Imecs Mária

Kolozsvári Műszaki Egyetem (Technical University of Cluj-Napoca), Villamos-mérnöki Kar, Villamos Gépek és Hajtások Tanszék, Románia, Kolozsvár, Malom u. (Str. Barițiu) 28, e-mail: maria.imecs@emd.utcluj.ro

Kakucs András

-Sapientia Erdélyi Magyar Tudományegyetem, Műszaki és Humántudományi Kar,
Gépészmérnöki Tanszék, Marosvásárhely, 540485 Târgu-Mureș, O.p. 9, C.p. 4,
kakucs2@ms.sapientia.ro

Kegyes Csaba

PIUS Építészeti, Mérnöki és Számítástechnikai Kft, Magyarország, 9024 Győr, Hunyadi u. 18;
Telefon / Fax: +36-96-411568, levelezési cím: kcs1@pius.hu

Kovács-Coskun Tünde

Óbudai Egyetem, Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar, Anyagtudományi és
Gyártástechnológiai Intézet, 1084, Magyarország, Budapest, Népszínház u. 8;
kovacs.tunde@bgk.uni-obuda.hu

Kovács József

Petrozsényi Egyetem, Gépész és Villamosmérnöki Kar, Gépész, Ipari és Szállításmérnöki
Tanszék, Cím: 332006, Románia, Petrozsény, Universitatii, 20, kovacsi@mail.com

Major László

Magyar Honvédség Egészségügyi Központ, Honvédkórház, 1134 Budapest, Róbert Károly
körút 44. ml@cvi.hu

Márton László

Erdélyi Múzeum-Egyesület, Műszaki Tudományok Szakosztálya, Kolozsvár, 400009 Cluj-
Napoca, str. Napoca (Jókai u.) 2–4., martonlb@yahoo.com

Máté Márton

Sapientia Erdélyi Magyar Tudományegyetem, Műszaki és Humántudományi Kar,
Gépészmérnöki Tanszék, Marosvásárhely, 540485 Târgu-Mureș, O.p. 9, C.p. 4,
mmate@ms.sapientia.ro

Nagy Péter

BME Gépészmérnöki Kar, Anyagtudomány és Technológia Tanszék, 1111 Budapest,
Műegyetem rakpart 3. npeter@eik.bme.hu

Nagy Tibor Sándor

Kidei Református Egyházközség – Kolozsvári Egyházmegye, Kolozsvár 400113 Cluj-Napoca,
P-ța Unirii (Főtér), Nr. 23., nagytibor@gmail.com

Papp István

Sapientia Erdélyi Magyar Tudományegyetem, Műszaki és Humántudományi Kar,
Gépészmérnöki Tanszék, Marosvásárhely, 540485 Târgu-Mureș, O.p. 9, C.p. 4,
pappistvan@ms.sapientia.ro

Pinke Péter

Szlovák Műszaki Egyetem Pozsony, Anyagtechnológiai Kar Nagyszombat, Paulínska 16, 917 24 Trnava, Szlovákia, peter.pinke@stuba.sk

Sándor Gábor

Debreceni Egyetem, Tájvédelmi és Környezetföldrajzi Tanszék, 4032, Magyarország, Debrecen, Egyetem tér 1, sanyigabi7@gmail.com

Szabó György

Debreceni Egyetem, Tájvédelmi és Környezetföldrajzi Tanszék, 4032, Magyarország, Debrecen, Egyetem tér 1; szabo.gyorgy@science.unideb.hu

Simon Pál

Miskolci Egyetem, Informatikai intézet, Alkalmazott Informatikai Tanszék 3515 Miskolc, Miskolc-Egyetemváros, e-mail: pal.simon.8@gmail.com

Talpas János

Babeş–Bolyai Tudományegyetem, Kolozsvár, 400006 Cluj-Napoca, str. Clinicilor Nr.5-7. talpasjanos@gmail.com

Tolvaly-Roşca Ferenc

Sapientia Erdélyi Magyar Tudományegyetem, Műszaki és Humántudományi Kar, Gépészmérnöki Tanszék, Marosvásárhely, 540485 Târgu-Mureş, O.p. 9, C.p. 4, tferi@ms.sapientia.ro



Erdélyi Múzeum-Egyesület
ISBN: 978-606-8178-80-6

