

GÉP

A GÉPIPARI TUDOMÁNYOS EGYESÜLET MŰSZAKI FOLYÓIRATA



2012/12.



Nemzeti
Kulturális
Alap

186 oldal
LXIII. évfolyam

**Géptervezők és Termékfejlesztők
XXVIII. Szemináriuma
Miskolc, 2012. november 8-9.**

Tisztelt Géptervező és Termékfejlesztő Kolléga!

Örömmel tudatjuk, hogy a meghívottak és a rendezvényről tudomást szerzők negyvenhat előadással jelentkeztek a Géptervezők és Termékfejlesztők 2012. november 8 - 9 -én a MTA Miskolci Bizottságának épületében (Erzsébet tér) megrendezésre kerülő szemináriumára. Az előadások többsége nyomtatott formában a GÉP folyóirat soron következő számában is megjelenik. Köszönjük a szerzők és a lektorok munkáját.

A szeminárium szervezői november 8-án és 9-én 9 órától várják a résztvevőket. Az előadók előadásait sötétíthető teremben tartják és számítógépes projektor áll rendelkezésükre.

A részvételi díjról és a publikálás költségéről szóló számlákat a Gépipari Tudományos Egyesület elküldte. Tisztelettel kérünk mindenkit, hogy az átutalásáról legyenek szívesek intézkedni és azt leellenőrizni.

Levelünkhöz melléeltük a Szeminárium programját. Az esetleges észrevételt e-mail címünkön köszönettel fogadjuk.

Miskolc-Egyetemváros, 2012. október 31.

A szeminárium szervezői nevében szeretettel várja

		Dr. Péter József a Szeminárium titkára	
Géptervezők és Termékfejlesztők XXVIII. Szemináriuma	11.20-11.45.	Dr. Péter József egyetemi docens, CsC., Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék: Természeti analógiák a gépekben és a termékekben	15.45-16.00 Vidovics Balázs egyetemi tanárhelyettes, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Gép- és Terméktervezés Tanszék: A távoli együttműködésben végzett tervezési tevékenységek hatékonysági kérdései
Gépipari Tudományos Egyesület Borsod-Abaúj-Zemplén megyei Géptervező Szakosztálya	11.45-14.00	Szünet	
MTA Miskolci Akadémiai Bizottsága	I. szekció, I. emelet, Nagyterem 2012. november 8. (csütörtök), délután		16.00-16.15. Pintér Ervin doktorandusz, Dr. Kátai László egyetemi docens, Dr. Szabó István egyetemi tanár, Dr. Szabó Ervin c. egyetemi docens Szent István Egyetem, Gépészmérnöki Kar, Mechanikai és Géptani Intézet: Hattengelyes szögghajtómű fejlesztése
Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék			
MTA Miskolci Akadémiai Bizottságának Székháza Miskolc, Erzsébet tér 3.	Szekcióvezető: Dr. habil. Döbröczöni Ádám egyetemi tanár, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék		
2012. november 8 (csütörtök) - 9 (péntek)			
<i>Címünk:</i>	14.00-14.15.	Dr. Hegedűs József, c. egyetemi tanár, CsC., Nyugat-magyarországi Egyetem Sopron, Faipari Mérnöki Kar: A terméktervezési módszerek kétévenkénti változásának indítékai	16.15-16.30 Márton Zoltán MSc hallgató, Dr. Váradi Károly egyetemi tanár Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Gép- és Terméktervezés Tanszék, Daniel Frölich tudományos kutató, dr. Bernd Sauer professzor Kaiserslauterni Műszaki Egyetem, Gépelemek és Hajtástechnika Tanszék: Radiális tengelytömítés érintkezési viselkedése
<i>Géptervezők és Termékfejlesztők XXVIII. Szemináriuma Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék H-3515 Miskolc-Egyetemváros</i>	14.15-14.30.	Dr. Horváth Péter egyetemi docens Széchenyi István Egyetem, Mechatronika és Gépszerkezettan Tanszék: Elektroaktív polimer fólia modellezése	
<i>Telefon/Fax: (0036)-46-327 643 E-mail: machpj@uni-miskolc.hu</i>			
Géptervezők és Termékfejlesztők XXVIII. Szemináriuma Miskolc, 2012. november 8-9.	14.30-14.45.	Dr. Sente József egyetemi docens, Kelemen László doktorandusz, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék: Domborított fogfelület előállítás kétparaméteres burkolással	16.30-16.45. Frei Imola doktorandusz, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem: Módszertani és alkalmazási lehetőségek környezettudatos terméktervezés innovációs folyamatában
I. emelet, Nagyterem 2012. november 8. (csütörtök), délelőtt			
Elnök: Dr. Kamondi László tanszékvezető egyetemi docens, PhD.	14.45-15.00.	Németh Géza adjunktus, Dr. Péter József egyetemi docens, Dr. Döbröczöni Ádám egyetemi tanár Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék, Németh Nándor MSc hallgató ELTE Informatikai Kar: Forgató csavarrugó fejlesztése dörzsbolygóműhöz	16.45-17.00. Dr. Sente József egyetemi docens, Bihari Zoltán egyetemi adjunktus Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék: Görgős szabadonfutók teherbírása
10.00-10.05.	Dr. Kamondi László tanszékvezető egyetemi docens, PhD., Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék: Megnyitó	15.00-15.15.	17.00-17.15. Bihari Zoltán egyetemi adjunktus, Dr. Sente József egyetemi docens, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék: Akusztikai mérőpad koncepcionális tervezése
10.05-10.30.	Dr. Kamondi László tanszékvezető egyetemi docens, PhD., Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék: Szemelvények a Gép- és Terméktervezési Tanszék oktatási- és kutatási tevékenységéből	15.15-15.30.	
10.30-10.55.	Dr. habil. Döbröczöni Ádám egyetemi tanár, CsC., Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék: Visszaemlékezés a Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék alapító oktatóira	15.30-15.45.	
10.55-11.20.	Dr. Horváth Sándor főiskolai docens, PhD., Dr. habil. Szunyogh Gábor főiskolai tanár, Óbudai Egyetem: A gépészet oktatása a Magyar Királyi Állami Felső Ipariskolában	14.00-14.15.	II. szekció, I. emelet, Deák terem 2012. november 8. (csütörtök) délután Szekcióvezető: Dr. Szabó Ferenc egyetemi docens, PhD., Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék
		Hegedűs György egyetemi adjunktus, Dr. Szilágyi Attila egyetemi docens, Dr. Takács György egyetemi docens Miskolci Egyetem, Szerszámgépek Tanszék: Trapézmenetes és golyósorsós hajtások egyenértékűségének meghatározása szoftverrel	14.00-14.15. Dr. Ecsedi István egyetemi tanár, Dr. Baksa Attila egyetemi docens Miskolci Egyetem Mechanikai Tanszék: Feszültségek és elmozdulások meghatározása üreges piezoelektromos körtárcsákban

GÉP

A GÉPIPARI TUDOMÁNYOS EGYESÜLET

műszaki, vállalkozási, befektetési, értékesítési, kutatás-fejlesztési, piaci információs folyóirata

SZERKESZTŐBIZOTTSÁG

Dr. Döbröczeni Ádám

elnök

Vesza József

főszerkesztő

Dr. Jármái Károly

Dr. Péter József

Dr. Szabó Szilárd

főszerkesztő-helyettesek

Dr. Barkóczi István

Bányai Zoltán

Dr. Beke János

Dr. Bercsey Tibor

Dr. Bukoveczky György

Dr. Czitán Gábor

Dr. Danyi József

Dr. Dudás Illés

Dr. Gáti József

Dr. Horváth Sándor

Dr. Illés Béla

Kármán Antal

Dr. Kulcsár Béla

Dr. Kalmár Ferenc

Dr. Orbán Ferenc

Dr. Pálincás István

Dr. Patkó Gyula

Dr. Péter László

Dr. Penninger Antal

Dr. Rittinger János

Dr. Szabó István

Dr. Szántó Jenő

Dr. Tímár Imre

Dr. Tóth László

Dr. Varga Emilné Dr. Szűcs Edit

A szerkesztésben közreműködött:

Dr. Péter József

KEDVES OLVASÓ!

A GÉP folyóirat évtizedek óta szolgálja a magyarországi gépészmérnöki tudományok művelőit abban az értelemben, hogy teret ad az elért eredmények – és gyakorlati megvalósulásuk – közlésétélében. Az évek során a szerzők egyre ismertebbé váltak, csakúgy, mint a lap megjelenítésében közreműködők. Öröm újraolvasni a régi számokat és látni: hogy nőttek-nőnek fel az új generációk, legyenek bár az ipar és a gazdaság különböző területein dolgozó szakemberek, vagy egyetemi előadók.

A hazai ipar szerkezetének átalakulásával számos gyár megszűnt, rajztáraik, anyag- és szerkezetvizsgálati jegyzőkönyveik, a gyártástechnológiát rögzítő – sok tudást hordozó - dokumentumaik megsemmisültek: Ikarus, Ganz, Óbudai Hajógyár, Diósgyőri Gépgyár – néhány közülük. Ám a könyvtárakban még fellelhetők a GÉP régi számai, amelyek sok ipar- és tudománytörténeti adatot őriznek. Az üzemi kollégák üzemi postacímei feleslegessé váltak.

A mai mérnökgenerációk tagjaival már elektronikusan tartjuk a kapcsolatot. Az ipar változásait az jelzi, hogy az Ő esetükben a munkahelyi e-mail címekről visszajönnek a levelek, majd egyszer csak egy másik címről újra érkeznek. A lap életében, fennmaradásában, a tudomány eredményeinek megismertetésében az utóbbi években nagy szerep jutott a – nem csak hazai – műszaki felsőoktatási intézményeknek azzal, hogy az uniós támogatásokkal megvalósult új kutatási eredményeikről itt számoltak be.

De a régi neveket is őrizzük. Nemrég emlékeztünk meg Dr. Magyar József professzorról, aki állandó résztvevője volt a Géptervező Szemináriumoknak, korábban Dr. Kálmán Andrásról köszöntünk el, aki szó szerint a vállain hordozta a lapot. Ebben az évben távoztak közülünk: Dr. Szota György egyetemi docens, a tribológia szakértője, Dr. Erney György egyetemi magántanár, a fogaskeréktervezés és -gyártás tudósa, Dr. Lévai Imre professor emeritus, a térbeli fogazatok kapcsolódáseleméletének művelője. Legutóbb pedig Herczeg István, a Nehézipari Műszaki Egyetem Gépelemek Tanszékének docense ment el, aki a géptervezés mellett az oktatás kiválósága volt. Szép példája a múlt megőrzésének és újjáértékelésének a Miskolci Egyetem Áramlás- és Hőtechnikai Gépek Tanszékén a napokban átadott „Lancsarics Alajos” Motordia-gnosztikai Laboratórium.

A GÉP életében a folyamatos megújulást hozzák a mérnöktársadalom felnövekvő új tudósainak, kiváló mérnökeinek publikációi, most a Géptervezők és Termékfejlesztők XXVIII. Szemináriumán – Dr. Péter József szervezésében. Iparunk átalakult, a folyóirat tudományt őrző és terjesztő szolgálata pedig egyre fontosabb lesz.

Dr. Döbröczeni Ádám

A szerkesztésért felelős: Vesza József. A szerkesztőség címe: 3534 Miskolc, Szervezet utca 67.

Telefon/fax: +36-46/379-530, +36-30/9-450-270 • e-mail: mail@gepujsag.hu

Kiadja a Gépipari Tudományos Egyesület, 1027 Budapest, Fő u. 68. Levélcím: 1371 Bp. Pf.: 433.

Telefon: 202-0656, fax: 202-0252, e-mail: a.gaby@gteportal.eu, internet: www.gte.mtesz.hu

A GÉP folyóirat internetcíme: <http://www.gepujsag.hu>

Kereskedelmi és Hitelbank: 10200830-32310236-00000000

Felelős kiadó: Dr. Igaz Jenő ügyvezető igazgató.

Gazdász Nyomda Kft. 3534 Miskolc, Szervezet u. 67. Tel.: (46) 379-530, e-mail: gazdasz@chello.hu.

Előfizetésben terjeszti a Magyar Posta Rt. Hírlap Üzletága 1008 Budapest, Orczy tér 1.

Előfizethető valamennyi postán, kézbesítőknél, e-mailen: hirlapelofizetes@posta.hu, faxon: 303-3440. További információ: 06 80/444-444

Egy szám ára: 1260 Ft. Dupla szám ára: 2520 Ft.

Külföldön terjeszti a Kultúra Könyv és Hírlap Külkereskedelmi Vállalat,
H-1389 Budapest, Pf. 149. és a Magyar Média, H-1392 Budapest, Pf. 272.

Előfizethető még közvetlenül a szerkesztőségben is.

INDEX: 25 343 ISSN 0016-8572

A megjelent cikkek lektoráltak.

A kiadvány a Nemzeti Kulturális Alap támogatásával jelenik meg.

TARTALOM

1. Antal Dániel, Lénárt József, Kavecz Máté, Marinkovics Ádám
Plc vezérelt munkadarab adagoló rendszer megvalósítása 3
2. Barna Balázs
Arányos szelep vizsgáló munkahely a szerszámgépek tanzsékén 7
3. Bihari Zoltán, Dr. Sente József
Akusztikai mérőpad koncepcionális tervezése... 11
4. Bihari Zoltán, Dr. Sente József
Görgős szabadonfutók teherbírása..... 15
5. Csáki Tibor, Makó Ildikó, Kiss Dániel
Robotcella fejlesztési koncepciója 19
6. Csire Géza
Kívánt rugalmasságú térbeli felületek közelítése síkok hajtogatásával 23
7. Dömötör Csaba, Dr. Péter József
Természeti elvek az analógia alapú tervezésben 29
8. Ecsedi István, Baksa Attila
Feszültségek és elmozdulások meghatározása üreges piezoelektromos körtárcsákban..... 33
9. Fehér Lajos, Dr. Pere Balázs, Dr. Égert János
Adott geometriájú versenyautó alváz rúd- és héjmodelljének végeelem analízise 37
10. Földesi Bernát, Rádics János Péter, Kotroc Krisztián, Tamás Kornél, Jóri J. István
Diszkrét elemes anyagmodell paramétereinek meghatározása növényolajprés folyamatainak szimulációjához 41
11. Horváth Péter PhD
Elektroaktív polimer fólia modellezése..... 45
12. Jakab Endre
Lineáris előtoló hajtások tervezése..... 49
13. Jászcai Tamás István, Dr. Szabó Tamás
Lineáris hajtás aktív rezgésszigetelése..... 53
14. Kelemen László, Dr. Sente József
Domborított fogfelület előállítás kétparaméteres burkolással..... 57
15. Kiss Dániel, Csáki Tibor, Oláhné Lajtos Julianna
Ipari CNC gépek segítik az oktatást a Miskolci egyetemen 61
16. Kotroc Krisztián, Dr. Kerényi György
Mezőgazdasági talajok szimulációja diszkrét elemes módszer (DEM) segítségével..... 65
17. Lázár András, Collognáth Dezső, Nyitrai Károly, Dr. Horák Péter
Többtengelyes egyedi manipulátor fejlesztése.... 69
18. Lénárt József, Antal Dániel, Kavecz Máté, Marinkovics Ádám
Automata palettázó rendszer megvalósítása intelligens robottal 73
19. Márton Zoltán, Dr. Váradi Károly, Daniel Frölich, Dr. Bernd Sauer
Radiális tengelytömítés érintkezési viselkedése. 77
20. Nagy Lajos
Követőgörgős vezérpályás mechanizmus vizsgálata 81
21. Németh Géza, Dr. Péter József, Dr. habil Döbröczöni Ádám, Németh Nándor
Forgató csavarrugó fejlesztése dörzsbolgóműhöz 85
22. Dr. Péter József
Hajlékony elemes hajtómű elméleti és laboratóriumi vizsgálata 89
23. Dr. Péter József, Németh Géza
Hajlékony elemes hatómű laboratóriumi vizsgálata II..... 94
24. Pintér Ervin, Dr. Kátai László Ph.D, Dr. Szabó István, Dr. Szabó Ervin
Hattengelyes szöghajtómű fejlesztése 99
25. Polyák Dominika, Rádics János Péter, Kerényi György, Bellus Zoltán, Hamar József
Gabona minőségellenőrző műszer fejlesztése, kisüzemi malomipari technológiák minőségbiztosítására 103
26. Porkoláb László, Dr. Pere Balázs, Dr. Égert János
Küllős kialakítású versenyautó keréktárcsa végeelemes analízise..... 107
27. Sarka Ferenc, Tóbis Zsolt
Fogaskerekes hajtóművek akusztikai jellemzőinek elemzése vizsgáló berendezés tervezéséhez..... 111
28. Simon Gábor, Török Tamás
A szíjak nemlineáris paramétereinek meghatározására alkalmas berendezés fejlesztése 117
29. Szabó Ferenc János
Veszélyes hibalehetőségek a végeelemes modellezés és optimalás során II..... 121
30. Szalai Judit, Dr. Váradi Károly
Dinamikusan terhelt cső alakváltozásának végeelemes vizsgálata..... 127
31. Szirbik Sándor
Oszlopos fűrógép rezgéseinek végeelemes vizsgálata 131
32. Dr. Szilágyi Attila, Hegedűs György, Kiss Dániel
Nagyteljesítményű hengerítőgép erő- és teljesítményviszonyainak számítógépes vizsgálata 135
33. Dr. Szilágyi Attila, Kiss Dániel, Nyerges Dávid
Nagyteljesítményű hengerítőgép statikus merevségvizsgálata 139
34. Dr. Szilágyi Attila, Dr. Takács György, Hegedűs György
Trapézmenetes és golyósorsós hajtások egyenértékűségének meghatározása szoftverrel..... 143
35. Szűcs Péter, Dr. Váradi Károly
Hot-spot vándorlás hőtani elemzése 147
36. Velezdi György, Csáki Tibor
Szuperszámítógép a miskolci egyetemen 151
37. Vidovics Balázs
A távoli együttműködésben végzett tervezési tevékenységek hatékonysági kérdései 155
38. Zwierczyk Péter T., Dr. Váradi Károly
Vasúti sín-kerékabroncs kapcsolat súrlódási állapotának végeelemes vizsgálata 159
39. Dombóvári Zoltán, Stépán Gábor
Marószerszámok dinamikai tulajdonságai és azok hatása a megmunkálás stabilitására 163
40. Sarka Ferenc
Fogaskerekes hajtóművek passzív elemeinek hatása a kibocsátott zajra 175
41. Szűcs Renáta, Dr. Kamondi László
Bevezetés a Matlab program alkalmazási lehetőségeibe fogaskerekek vizsgálatához 179

PLC VEZÉRELT MUNKADARAB ADAGOLÓ RENDSZER MEGVALÓSÍTÁSA

IMPLEMENTATION OF A PLC CONTROLLED WORKPIECE FEEDING SYSTEM

*Antal Dániel, egyetemi tanársegéd, Miskolci Egyetem, Robert Bosch Mechatronikai Tanszék
Lénárt József, egyetemi tanársegéd, Miskolci Egyetem, Robert Bosch Mechatronikai Tanszék
Kavecz Máté, BSc hallgató, Miskolci Egyetem, Robert Bosch Mechatronikai Tanszék
Marinkovics Ádám, BSc hallgató, Miskolci Egyetem, Robert Bosch Mechatronikai Tanszék*

ABSTRACT

This paper represents the implementation process of a PLC (Programmable Logic Controller) controlled automated feeding system. The feeding process is used in a picker system built up with a Fanuc LR Mate 200iC robot. Three individual components are used to transfer the workpiece from a container to a transmitting position used by the robot.

1. BEVEZETÉS

A cikk egy PLC vezérelt automata munkadarab adagoló rendszer megvalósítását mutatja be. A munkadarab ellátás egy Fanuc LR Mate 200iC robottal felépített automata válogató, palettázó rendszerhez kapcsolódik, amely a munkadarab azonosítója és anyaga alapján helyezi el a munkadarabot a palettán. A munkadarab adagolása a lineáris NC szán egység befogójába egy ejtőtárból közvetlenül történik. Az ejtőtárból való leválasztást leválasztást adagoló munkahengerrel működtetett toló szerkezet végzi el, majd a lineáris szánra épülő speciális megfogó rögzíti a munkadarabot a további munkafolyamathoz. Az átadási pozícióban megszűnik a munkadarab rögzítése, majd a robot megkezdi a palettázást.

2. MUNKADARAB

A választott munkadarab geometriája egy 27 mm átmérőjű 30 mm magas henger (1. ábra). A munkadarab anyaga: műszaki PVC és 6061-O alumínium. A munkadarabok anyagminőség szerinti szétválogatását a palettázó rendszer robotos egysége induktív érzékelővel végzi el, amelyről egy másik cikk számol be. A választott anyagok és munkadarabok szerszámgépeken jól megmunkálhatók, kis tömegűek, a környezeti hatásokra nem érzékenyek és azokon a megfogó szorítóereje nyomot nem hagy.



1. ábra. PVC munkadarab

3. ADAGOLÓ

Az adagoló a rendszer két fő részből áll, amelyek a:

- munkadarab tároló
- munkadarab leválasztó és adagoló.

Célja a lineáris szánon lévő pneumatikus megfogóba juttatni a munkadarabot.

3.1. Ejtőtároló

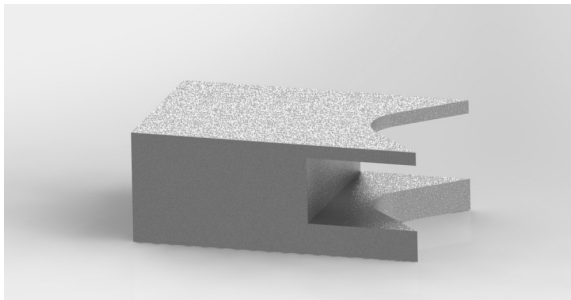
A munkadarabokat egy gravitációs elven működő adagolóba helyezik el. Ezen keresztül jutnak el a munkadarabok a pneumatikus adagoló elé. Az ejtőtár felépítése a 2. ábrán látható.



2. ábra. Ejtőtár felépítése

3.2. Leválasztó és toló szerkezet

A munkadarab méreteiből, dugattyú lökethosszából, az ejtőtár elhelyezéséből és geometriai adataiból meghatározhatók a szerkezet főbb méretei. A pofa munkadarabbal érintkező felületeinek kialakításánál a cél az egyenes vonalú mozgáspálya biztosítása, továbbá kitolt helyzetben a szánon lévő megfogóval való ütközés elkerülése. Ennek megfelelően a kialakítás a 3. ábrán látható, mely biztosítja, hogy a pofák közötti átfogás a másik megfogóba ütközésmentesen történjen.



3. ábra. Toló szerkezet

4. ELŐTOLÓ SZÁN

Az előtoló száncra juttatott munkadarab átadási pozícióba való mozgatására Rexroth eLINE Compact-Module elektromosan vezérelt golyósorsós mozgatású eCKK NC szánt (9. ábra) használunk fel [1]. A szán főbb méretei: hossz: 1500 mm szélesség: 110 mm magasság: 50 mm. Az egység felépítését tekintve négy fő szerkezeti részre tagolható:

- szervomotor,
- fogas-szíjhajtás 1:1 hajtóviszonyal,
- golyósorsó – anya pár,
- szán.

4.1. Szánegység

A lineáris mozgatást golyósorsó-golyósanya párral valósítja meg. A golyósorsós hajtás jó hatásfokú megoldás a forgó-haladó mozgás átalakítók terén. Előfeszített állapotában igen elterjedtek a precíziós hajtásoknál. Nagyobb lökethosszoknál utazóhajtásként alkalmazzák, amikor a szánon csapágyazott anya kap hajtást és az orsó áll. Mivel az orsó és anya között golyós gördülőelemek vannak a hajtásnak nagyobb az élettartama is a sikló orsó-anya hajtáshoz képest

A golyósorsó tulajdonságai az orsó paramétereitől (menetemelkedés, átmérő) függenek. Nagyobb menetemelkedésnél

nagyobb sebességet, gyorsulást és jobb hatásfokot kapunk, kisebb menetemelkedésnél nagyobb pozicionálási pontosság érhető el.

4.2. Meghajtás

Az előtoló szánegységen egy MSK 030C (4. ábra) típusjelzésű 3 fázisú AC szervo motor található. A hajtómotor teljesítményelektronikája a vezérlő egységbe épül.



4. ábra. MSK 030C motor

Az AC szervomotorok jellegzetesen állandó mágnesű szinkron motorok melyeket csak dinamikus üzemben működtetünk. Kialakításuknál arra törekednek, hogy a gyorsítási képesség, a fordulatszám és a nyomaték viszonya az alkalmazott hajtás igényeinek megfeleljen.

A szervomotorok számos olyan tulajdonsággal rendelkeznek amelyek előnyösek pl.:

- széles fordulatszám tartomány,
- az extrém alacsony fordulatszámon való folyamatos működtetést túlmelegedés nélkül bírják,
- a forgásirány változtathatósága,
- álló állapotban is jelentős tartónyomaték,
- rövid ideig képes leadni a névleges nyomatékának többszörösét.

A szervomotorok szabályozásához hozzátartoznak a tengelyükön elhelyezett visszacsatoló berendezések, amelyek pontos információval szolgálnak a vezérlésnek a motor szögsebességéről és a tengely elfordulási szögéről. Ezzel zárt hurkú működés valósítható meg.

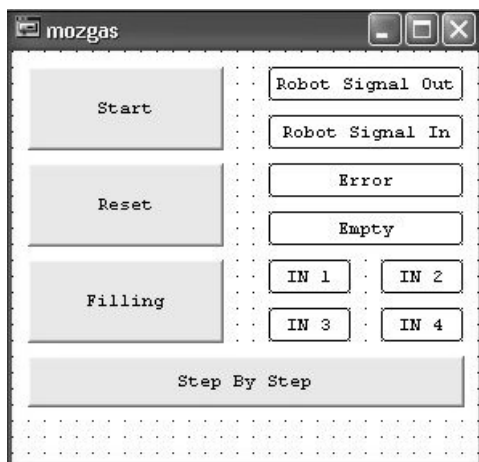
4.3. Adapter a megfogó rögzítéséhez

A rögzítéshez alkalmazott lemez fő feladata, hogy lehetővé tegye a pneumatikus megfogónak a Rexroth eLINE Compact-Module eCKK szánvezeték adapteréhez rögzítését. Az adapter a cég szabványa szerint készült, és kalapács fejű anyával történő rögzítést tesz lehetővé.

4.4. Vezérlő egység

A szánt mozgató motor vezérlésére IndraDrive C HCS02 kompakt modult alkalmazzuk. A modul tartalmaz egy PLC-t, melynek analóg/digitális be/kimeneteivel megvalósítható a szenzorok jeleinek PLC programban való felhasználása, vészstop műveletek és a robottal való kommunikáció. Az egyes portok konfigurálása IndraWorks Engineering programmal lehetséges. A megvásárolt vezérlő egység 7 db bemenetet és 4 db digitális ki/bemenetet tartalmaz. Két digitális bemenet analóg üzembe is konfigurálható. A PLC-vel való kommunikációra soros porton keresztül van lehetőség.

A programozás az IEC 61131-3 szabványban rögzített bármely program nyelvvel lehetséges. A működtetés programja CFC (Continuous Function Chart) és SFC (Sequential Function Chart) programnyelven lett elkészítve a jobb áttekinthetőség érdekében [3]. A mozgatáshoz vizualizáció készült, melyen keresztül virtuális kapcsolók segítségével működtethető a rendszer vagy automata üzemben vagy lépésenkénti üzemben. Az 5. ábra a vizualizáció során megjelenített képernyő felületet mutatja.



5. ábra. Adagoló rendszer működtetése virtuális kezelőfelületen keresztül

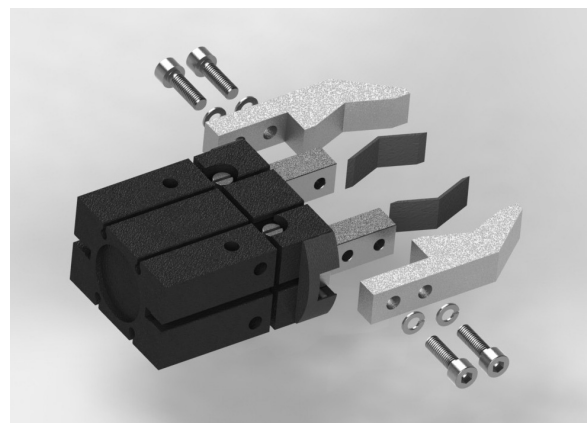
5. PNEUMATIKUS MEGFOGÓ SZERKEZET

Az elektromosan vezérelt előtoló szán működése során a munkadarab rögzítésére a Gimatic® cég által gyártott GS-25 jelzésű pneumatikus megfogó mechanizmust alkalmaztuk. A megfogó szerkezetre megfogó pofa erősítése szükséges. A pneumatikus működtetésű megfogók számos előnyös tulajdonsággal bírnak, mint pl.:

- nagy teljesítménysűrűség,
- erő és sebesség fokozatmentes állíthatók,
- nem terhelhetők túl,
- egyszerű felépítés,
- egyszerű karbantartás,
- külső hatásokra érzéketlen.

5.1 Megfogó pofák

A pneumatikus megfogó szerkezet tervezésekor figyelembe kellett venni a munkadarab 27 mm-es átmérőjét a két pofarögzítő kar geometriai méreteit és távolságát. A pofák a henger palástján fejtik ki a szorító erőt. A pofák homlokfelületére 140° szögnyílású bemunkálást készítettünk amely segítségével pozícionálni lehet a munkadarabot a megfogás alatt, így biztosítva az átadási pozíciót a palettázó robot részére. A pofák belső oldalára egy-egy 2 mm vastag gumilap került felragasztásra, ezzel biztosítva a munkadarabok sérülésmentes megfogását (6. ábra).



6. ábra. Pneumatikus megfogó berendezés kialakítása

6. ÉRZÉKELŐK

A szánvezeték közvetett útmérővel felszerelt, ezért az adagolónál, ill. az átadási pozícióban való helyzet-érzékelés szükségtelen. A szán két darab Reed végállás érzékelői (VÉSZ STOP) túlfutásnál a golyósorsó mozgását azonnal letiltják. Az adagoló munkahenger helyzeteinek érzékelésére két darab Reed érzékelőt alkalmaztunk. A munkadarabok érzékelésére optikai szenzorokat helyeztünk el az ejtőtároló alatt, és a megfogóban is (8. ábra).



8. ábra. Optikai érzékelő elhelyezése a szánon lévő megfogón

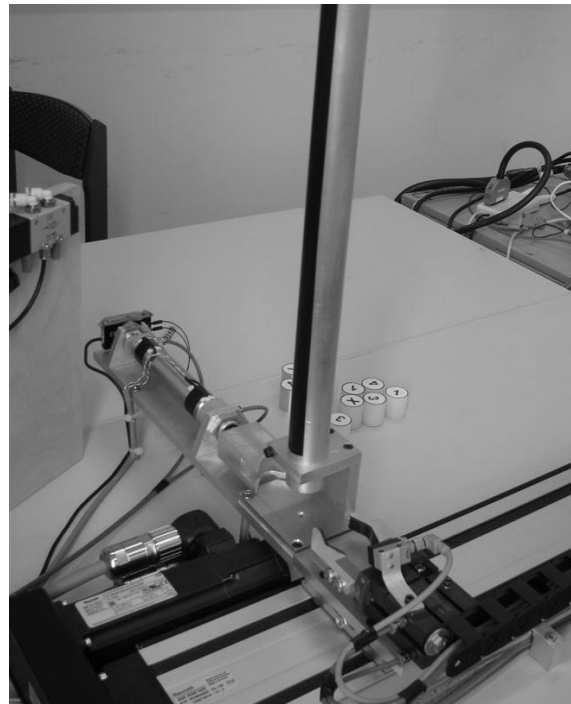
7. ELEKTROPNEUMATIKUS KAPCSOLÁS

A levegőellátást Condor gyártmányú 50/24 típusú kompresszor biztosítja, mely levegőelőkészítő egységen keresztül kapcsolódik a pneumatikus rendszerre. A rendszer 3 bar tápnyomáson üzemel. Az adagoló henger és a pneumatikus megfogók működtetésére elektromosan vezérelt 5/2-es monostabil útváltó szelepeket alkalmaztunk. A szelepeket a PLC digitális kimeneti jelfeszültsége működteti, amely 24V DC jelszintű. A pneumatikus rendszer engedélyezésére elektromos vezérlésű alaphelyzetben zárt, 3/2-es útváltó szelepet építettünk be, amely egy kapcsoló segítségével érvényesíthető.

8. ÖSSZEFOGLALÁS

A cikk bemutatja egy PLC vezérelésű kiszolgáló adagolórendszer gyakorlati megvalósítását, amelyben az egyes elemek tervezési szempontjai a feladathoz kapcsolódóan ismertetésre kerültek. A PLC vezérelésű adagoló rendszer a palettázó válogató rendszer részeként a Fanuc LR Mate

200iC robot kiszolgálásának alkalmazható, amivel egy másik cikk foglalkozik. A megvalósított adagoló-kiszolgáló rendszert a 9. ábra mutatja.



9. ábra. Munkadarab adagoló rendszer

8. KÖSZÖNETNYÍLVÁNÍTÁS

A kutató munka A TÁMOP-4.2.1B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt részeként – az Új Magyarország Fejlesztési terv keretében – az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg.

9. IRODALOM

[1] Kompakt modul CKK. Bosch-Rexroth AG katalógus. R320103982, Németország, 2009

[2] Ing.-Büro J.P.Hasebrink: Pneumatika alapjai, Mannesmann Rexroth GmbH, Budapest, 2005

[3] Ajtonyi István, Gyuricza István: Programozható irányítóberendezések, hálózatok és rendszerek, Műszaki Kvk., Budapest, 2007, ISBN: 978 963 16 1897 6

ARÁNYOS SZELEP VIZSGÁLÓ MUNKAHELY A SZERSZÁMGÉPEK TANSZÉKÉN

PROPORTIONAL VALVES TESTING WORKPLACE AT THE MACHINE TOOLS DEPARTMENT

Barna Balázs*

ABSTRACT

Within the program "Improving the national and international competitiveness of University of Miskolc" (TIOP 1.3.1.-7) a new test equipment was set up at Machine Tools Department, University of Miskolc. This modern equipment is suitable for testing proportional and servo valves furthermore it has high hydraulic performance reserves. The test workplace is made up from a PLC controlled hydraulic test bench and an attached data logger system. In the article the author describes the main units of measurement equipment, the configuration and programming options. He illustrates the test and evaluation steps through a particular measurement process.

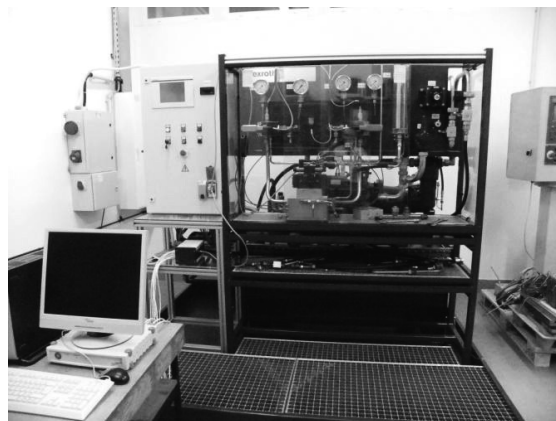
1. BEVEZETÉS

„A Miskolci Egyetem hazai és nemzetközi versenyképességének komplex megújítása” (TIOP 1.3.1.-7) program keretében a Miskolci Egyetem Szerszámgépek Tanszékén egy arányos és szervo szelepek vizsgálatára alkalmas, nagy hidraulikus teljesítmény tartálékokkal rendelkező korszerű mérő berendezés telepítésére került sor. A vizsgáló munkahely egy PLC vezérlésű hidraulikus próbapadból, és egy hozzá csatlakozó mérésadat gyűjtő rendszerből áll. A hidraulikus próbapadot a tanszék által megadott paraméterek és kérések figyelembe vételével a Bosch Rexroth Kft tervezte és gyártotta, a mérésadatgyűjtő már egy korábbi beszerzésből a tanszék rendelkezésére állt.

2. A VIZSGÁLÓ MUNKAHELY BEMUTATÁSA, KEZELÉSE

A próbapad (1. ábra) elsősorban NG6, 10, 16 és 25-ös névleges méretű arányos és szervo szelepek mérésére alkalmas. A különböző típusú szelepek cserélhető, az adott szeleplek megfelelő csatlakoztató felület-

tel ellátott közbetét lapon keresztül csatlakoztathatóak a mérőkörbe. A többcélú felhasználás érdekében - még a körfolyam mérőkör előtti részén - külön kivezetésre került a nyomóág és a tartályág. Ez lehetővé teszi, hogy a próbapad tápegységét olyan nagy nyomást és térfogatáramot igénylő más típusú mérésekhez is felhasználhassuk, melyekre eddig nem volt lehetőségünk.



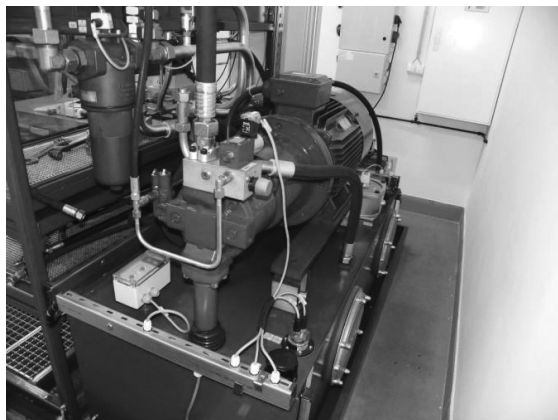
1. ábra
Arányos szelep vizsgáló munkahely

A próbapad tápegysége egy 370 l-es olajtartályra telepített teljesítmény szabályozott szivattyúegységet tartalmaz. Közvetlenül a szivattyú nyomóági csatlakozására került felépítésre a nyomáshatároló vezérlő blokk. A vezérlőblokkra épített nyomáslekapcsoló szeleppel elektromos úton lehet a szivattyú folyadék-szállítását le-, ill. rákapcsolni a rendszerre (2. ábra).

Az olajtartály speciális kivitelű, két részre osztott. A nagyobbik rész (250 l) a „tisza” oldal, a kisebbik (120 l) a „koszos” oldal. Ide a rés és vezérlő ágak, valamint a mérendő szelep alatt elhelyezett, a csepegő olajat felfogó tálca leeresztő ága került visszavezetésre. Ennek a résznek a feladata az olajkondicionálás elvégzése. A „tisza” oldalon van a szivattyú egység, és ide kerül visszavezetésre a főköri olaj. Egy szintkapcsoló ellenőrzi az olajsintet. Amennyiben az olajsint lecsökken 180 l alá, a szintkapcsoló figyelmeztető jelet

* dr. univ., Miskolci Egyetem, Szerszámgépek Tanszéke

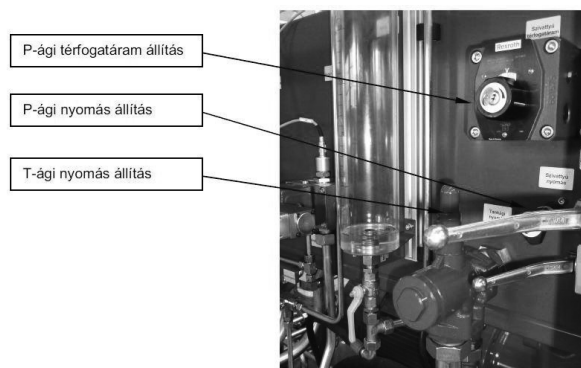
ad a vezérlő szekrénynek, amennyiben 125 l alá csökken az olajsztint, vészjelzés kiadására kerül sor, mely hatására a vezérlés leállítja a szivattyút. A „koszos” oldalon is egy olajsztint távadó ellenőrzi az olajsztintet. Az olaj hűtését a koszos oldalra beépített olaj-levegő hűtő végzi, mely hatékony működéséhez megfelelő mennyiségű friss levegőt kell biztosítani. Az olaj szűrését a hűtőkörbe beépített mellékáramkörü szűrő végzi el. A szűrő-hűtő folyamat működését a tartályban lévő olaj szintje és hőmérséklete vezérli. Ha az olaj hőmérséklet eléri a 45 °C-ot elindul a keringetés, és ezzel az olaj hűtése - szűrése. A keringetés csak 40 °C alatt áll le. Amennyiben a tartályban lévő visszacsurgó olaj eléri a 80 litert, akkor a hőmérséklettől függetlenül is indul a szűrő-hűtő keringető szivattyú, majd ha a szint elérte a beállított maximumot, egy útváltó átkapcsolásával a keringető szivattyú áttemeli az olajt a tiszta oldalra. Az átfertés addig tart, míg a koszos tartályrészben az olajsztint a minimum értékig le nem csökken. Ha valamilyen ok folytán nem lehet az olajt visszaferteni a „tiszta” tartályrészbe (pl. a szelep nem vált át, keringető szivattyú motorvédelem leold, stb.), a maximális olajsztinnél a PLC leállítja a berendezést és hibajelzést ad. Mindkét térrészben a szint és hőmérséklet felügyeletet analóg távadók látják el. A rendszerbe kerülő hidraulika olaj tisztaságát 3 mikronos szűrési finomságú nyomóági szűrő biztosítja. A szűrők kijelzővel ellátottak, 75 %-os eltömődéskor figyelmeztető, 100 %-os eltömődéskor tiltó jelzést adnak a vezérlés felé.



2. ábra
Tápegység

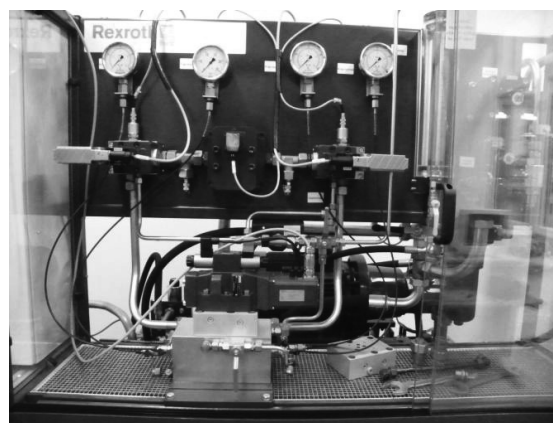
A szivattyú nyomása és térfogatárama a próbapadon található nyomáshatárolóval ill. áramállandósító szeleppel állítható be. A nyomás maximális értéke 280 bar, a térfogatáramé 105 l/min lehet. A szivattyú hajtására egy 22 KW-os aszinkron motor szolgál. A szivattyú teljesítmény-szabályzója nagy nyomások esetén a térfogatáram csökkentésével biztosítja, hogy a motor terhelése a névleges teljesítményt ne haladja meg. A

vizsgált szelep kifolyó ági nyomásának beállítására egy, a tartályágra beépített, nyomáshatároló szelep szolgál.



3. ábra
Nyomás és térfogatáram beállítás eszközei

A próbapad mérőhelyén (4. ábra) lévő alaplapra szerelhető fel közbetétlappal a mérendő szelep. A közbetét lap teszi lehetővé, hogy a különböző típusú és méretű vizsgálandó szelep cseréje gyorsan, kevés szerelési munkával megoldható legyen. A mérendő szelep munkáágában beépített elektronikával rendelkező arányos nyomáshatároló szelep szolgál a valóságban előforduló terhelések szimulálására. Szintén a munkáágban kapott helyet egy nagy felbontású fogaskerekes mérőmotor is a pillanatnyi térfogatáram mérésére.

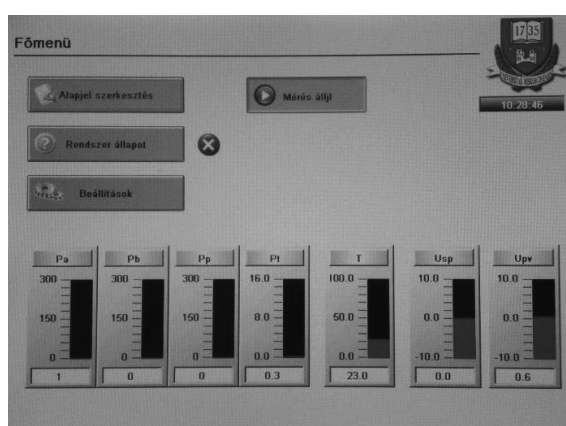


4. ábra
Mérőhely

A mérőhely felett nyomásmérő órák mutatják a nyomóági,- a visszafolyóági,- „A”- ági és a „B”- ági nyomások értékét. A térfogatárammérő kijelzője a vezérlő szekrényen található, innen olvasható le az „A”- ág, ill. „B” ág pillanatnyi térfogatárama. Az alaplapon külön kivezetés szolgál a vizsgált szelep „Y” ági rés- és vezérlő olaj elvezetésére. Egy háromutas elzáró

csap átváltásával ez az ág egy mérőhengerhez csatlakoztatható, így lehetőség van a szelepen átfolyó rész- és vezérlő olaj mennyiségének mérésére is. A vezérlő olaj nélküli „Y” ági részarány méréséhez a vizsgált szelep „X” vezérlőági (elővezérlő szelep nyomóág) vezetékét az alaplapon kívüli elzáró csappal el kell zárni.

A próbapad elektromos vezérlését és a mérési adatok kezelését egy VEP30.3 típusú, beépített PLC-vel rendelkező operátor panel végzi, amely a mérőhely bal oldalán lévő vezérlő szekrénybe került beépítésre. Az operátor panel érintőképernyős, az I/O modulokkal profibus kapcsolaton keresztül kommunikál. Bekapcsolás után a vezérlés a „Főmenü” képernyővel jelentkezik be (5. ábra).



5. ábra
Főmenü képernyő

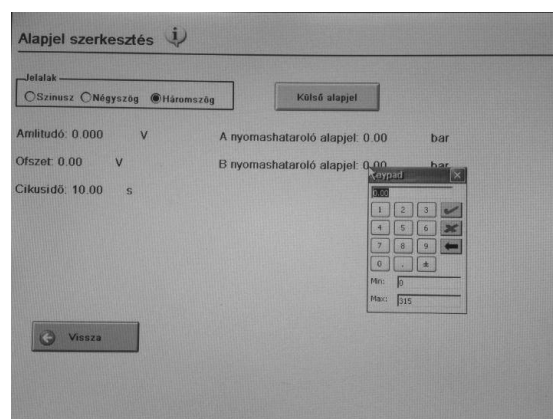
Innen lehet továbblépni a alapjel szerkesztéshez, valamint a rendszerállapot és a beállítások megtekintéséhez. A mérés indítása a „Mérés Start” gomb lenyomásával indul. A mérés elindítása után ennek a gombnak a felirata „Mérés Stop”-ra változik, megnyomásával a mérés leállítható. A mért főbb paraméterek pillanatnyi értéke a képernyő alsó felében lévő oszlop kijelzőkről olvasható le, ill. a grafikonok alján az adatok számkijelzése is megtörténik. Képernyőről leolvasható adatok:

- p_a : „A” ági nyomás
- p_b : „B” ági nyomás
- p_p : nyomóági nyomás
- p_t : tartályági nyomás
- T : nyomóági olaj hőmérséklete
- U_{sp} : mért szelep kitérítése (alapjel)
- U_{pv} : mért szelep kitérése (tolattyú helyzete)

A pillanatnyi térfogatáram a vezérlő szekrényen operátor panel jobboldalán lévő kijelzőn olvasható le.

A mérés indítása előtt be kell állítani a szelep vezérléséhez szükséges adatokat az „Alapjel szerkesztés” képernyőn (6. ábra). Itt meg lehet választani a jelalakot

(szinusz, négyszög vagy háromszög), meg lehet adni az alapjel amplitúdó értékét (max. 10 V), az alapjel eltolási értékét (Ofszet: 0...10 V) és a ciklusidőt (0,5... 30 sec).



6. ábra
Alapjel szerkesztés képernyő

A beállítandó értékre nyomva megjelenik egy keypad, és bevihető a beállítani kívánt adat. Amennyiben a beadott értékek értékhatár feletti alapjelet eredményeznének, pl. 8 V amplitúdó és 5 V eltolás, a 10 V feletti részt levágja a rendszer. Ha 0 V az amplitúdó, az eltolásba írt érték jelenik meg a mérendő szelepen mint vezérlő jel, így tudunk fix alapjelet beállítani.

Ezen a képernyőn lehet beállítani az „A” ági és a „B” ági terhelő arányos nyomáshatárolók alapjelét bar-ban.

Lehetőség van külső jelforrásról tetszőleges, az „Alapjel szerkesztés” panelen nem beállítható alapjellel történő vizsgálatra is. Ehhez a „Külső alapjel” gombot kell megnyomni, ekkor a vezérlő szekrény jobb alsó részén található DSUB25-ös csatlakozón beadott jel mint alapjel kerül a mérendő szelepre.

A rendszerállapot képernyőn tekinthetjük meg a tápegység üzemállapotához tartozó főbb adatokat és hibaüzeneteket (7. ábra). Amennyiben üzemelés közben olyan hiba keletkezik, amely még közvetlenül nem veszélyezteti a tápegység működését, de már intézkedést igényel (pl.: 75%-os szűrő eltömődés, stb.) a főképernyő „Rendszer állapot” nyomógomb mellett megjelenik egy sárga háromszögben egy felkiáltó jel. Erre nyomva a felugró ablakon megjelenik a hiba leírása, ill. hogy mi a további teendő. Ha olyan hiba keletkezik, ami üzemvitelt veszélyeztet (pl.: 100%-os szűrőeltömődés) akkor sárga háromszög helyén egy piros „X” jelenik meg, a vezérlő szekrényen lévő piros lámpa kigyullad és a berendezés leáll.



7. ábra
Rendszerállapot képernyő

A „Beállítások” képernyőn lehetőség van a tápegység fűtés és az olajátételés kézi bekapcsolására.

Az anyagi erőforrások korlátozott volta miatt nem volt lehetőségünk dokumentálási lehetőséget is magában foglaló rendszer vásárlására. A próbapad vezérlése megoldja a vezérlő- és rendszerállapot jelek pillanatnyi értékének kijelzését, az adatok kezelésére és tárolására egy Speider 8 mérésadatgyűjtőt és a hozzá csatlakozó számítógépet használunk. A külső jelfeldolgozáshoz a vezérlőszekrényen lévő 25 pólusú csatlakozón kivezetésre kerültek a „Főmenü” képernyőn megjelenített adatok feszültség jelei.

3. MÉRÉS BEMUTATÁSA

A mérés menete:

1. Ha minden indítási feltétel adott (olajsint, szűrő-kijelző, stb.), a fehér, vezérlés státusz lámpa villog. A kulcsos kapcsolóval a vezérlő feszültséget be kell kapcsolni. Ekkor a fehér lámpa folyamatosan világít.

2. A „főszivattyú be” nyomógombot megnyomásával indítható a tápegység. A főszivattyú hajtás csillagban indul, majd átvált deltába, kicsivel később (automatikusan) átvált a tehermentesítő szelep. Eddig zölden villog a „főszivattyú be” gomb, majd folyamatosan világít.

3. Be kell állítani a tápegységi olajnyomást (tápnomás) és a tápegységi térfogatáramot valamint a tankági előfeszítést a kezelőpanelen (3.ábra).

4. A kezelő panelen be kell állítani a mérési paramétereket.

5. A kezelőpanelen a „Mérés start” nyomógombbal indítható a mérés. A mérendő szelep kitérítése az „Alapjel szerkesztés” menüpont alatt beadott paraméterek szerint elindul.

6. A „Mérés állj!” nyomógomb megnyomására leáll a mérendő szelep kitérítése.

7. A „főszivattyú állj” megnyomására leáll a főszivattyú.

8. A mérés befejeztével a tápnymást és a térfogatáramot állítsuk minimumra.

Mérési eredmény:

Vizsgált szelep típusa: 4WRKE 16 W6-125P-32

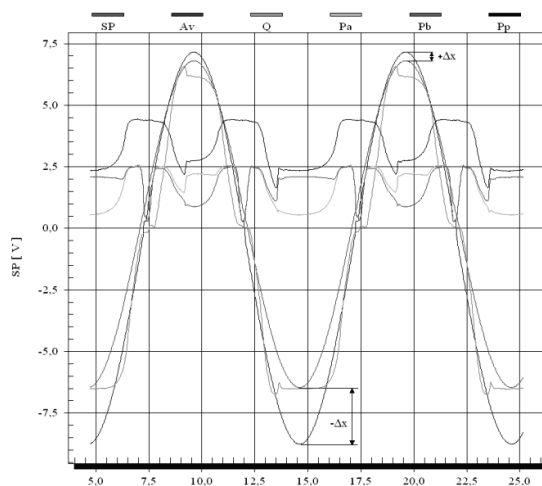
Beállítási paraméterek:

Tápnomás: 150 bar, Térfogatáram: 100 l/min

„A” ági nyomáshatároló beállított értéke: 100 bar

„B” ági nyomáshatároló beállított értéke: 100 bar

Alapjel: U_{sp} : 7 V, alakja: sinus, ciklusidő: 10 sec



8. ábra
Mérési eredmény

A 8. ábrán látható mérési eredmény alapján megállapítható, hogy a vizsgált szelep esetén a szimmetrikus alapjel ellenére a szelep kitérésében asszimetria mutatkozik, negatív irányban jelentős túllendülés tapasztalható. Ez a túllendülés azt is eredményezi, hogy negatív irányban gyorsabb a jelfelfutás, ezért itt az állandósult térfogatáram hosszabb ideig tart.

A bemutatott kutató munka a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt részeként az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg.

4. IRODALOM

- [1] Berkes Norbert: Miskolci Egyetem – Szervo-és arányos szelepvizsgáló próbapad, „drive & control local”, Bosch Rexroth Kft, 01/2012, 5p
- [2] Szervoszelep vizsgáló munkahely, Üzemeltetési dokumentáció, Bosch Rexroth Kft, HS51-E8130-D/2011.07.07.

AKUSZTIKAI MÉRŐPAD KONCEPCIONÁLIS TERVEZÉSE

CONCEPTIONAL DESIGN OF DEVICE FOR ACOUSTICS MEASURING

Bihari Zoltán, Miskolci Egyetem
Dr. Sente József, PhD, Miskolci Egyetem

ABSTRACT

The measurement of a complex equipment is very difficult and expensive. In the most case it is easier to investigate every subassembly separately. We have to build a measuring machine for this work.

In this paper we would like to introduce the steps of the conceptional design of this measuring device.

1. BEVEZETÉS

Az egyes gépelemek, valamint gépelem csoportokból álló részegységek feladata, hogy egy berendezés valamilyen funkcióját ellássák. Ez a funkció gyakran valamilyen mozgás (forgó, alternáló) megvalósítása. A teljes berendezés vizsgálata általában drága mérőgépet igényel, és a vizsgálat kiértékelése is bonyolultabb, viszont az egyes részegységek költség-takarékosabban elemezhetők. Példaként említhető a gépjármű indítómotorokba épített görgős szabadonfutók vizsgálata. A teljes szerkezet rezgésvizsgálatából nehéz lenne a szabadonfutó állapotára vonatkozó következtetéseket levonni. Érdemes tehát a szabadonfutókat önállóan górcső alá venni.

Ez a cikk egy olyan vizsgálópád koncepcionális tervezését tűzte ki célul, amely lehetővé teszi a felújítás előtt álló görgős szabadonfutók roncsolásmentes állapotfelmérését.

A roncsolásmentes vizsgálat elvégzéséhez ezeket a forgásirány-kapcsoló tengelykapcsolókat meg kell forgatni. Ez – funkciójukból adódóan – csak szabadonfutás irányában kivitelezhető. A mozgathoz szükséges nyomaték is tapasztalat szerint különböző. Ebből következik, hogy zaj- illetve rezgés-, valamint nyomatékméréssel a szerkezet elhasználódásának foka detektálható.

Ehhez egy olyan vizsgáló berendezést kell megtervezni és elkészíteni, amely alkalmas a feladat elvégzésére, kiszűrve az egyes, méréshez elengedhetetlen kiegészítő egységek, valamint a környezet saját zaját illetve rezgését.

2. VIZSGÁLÓ LABORATÓRIUM

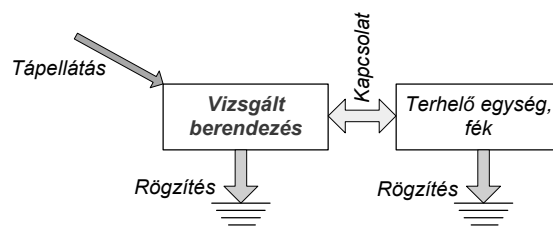
Egy görgős szabadonfutó akusztikai vizsgálatához számos szempontot kell figyelembe venni. A mérőberendezés megtervezése és összeállítása szempontjából lényeges, hogy léghangot (zajt) vagy testhangot (rezgést), esetleg mindkettőt kell-e mérni. A mérést csak abban az esetben tekinthetjük elfogadhatónak, ha olyan feltételeket tudunk létrehozni, amelyek mellett a mérési eredmények reprodukálhatók.

Ez mindenképpen feltételez egy speciális laboratóriumi helyiséget, melyet kialakításától függően süketszobának vagy zengőszobának nevezünk.

A rezgés mérése rezgésérzékelő alkalmazásával történik. Ez a vizsgált eszköz, illetve a kívánt információ alapján lehet rezgéskitérés, rezgéssebesség vagy rezgésgyorsulás érzékelő. Kiválasztásának és felhelyezésének szempontjait a későbbiekben részletezzük.

3. VIZSGÁLANDÓ BERENDEZÉS

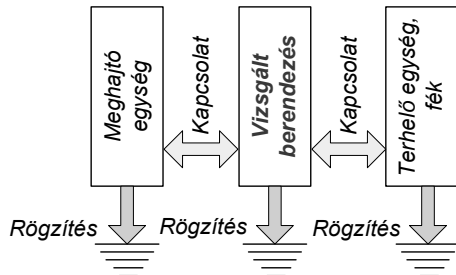
Az akusztikai szempontból vizsgált berendezéseket két csoportra oszthatjuk: aktív és passzív eszközök. **Aktív** eszköznek nevezzük azokat a berendezéseket, melyek önálló meghajtással rendelkeznek (pl.: kézi szerszámgép, porszívó, légtechnikai berendezés), azok egészére irányul a vizsgálat. Ebben az esetben csak az eszköz rögzítéséről és tápellátásáról, esetleg terhelés alatti vizsgálat esetén fékrendszer beépítéséről kell gondoskodni (1. ábra).



1. ábra. Aktív eszköz mérési blokkja

Passzív az eszköz abban az esetben, ha a vizsgálni kívánt részegység önálló mozgásra

nem képes (pl: hajtóművek, görgők, csapágyak akusztikai vizsgálata esetén), annak meghajtásáról egy külső egység alkalmazásával kell gondoskodni ahhoz, hogy a mérés elvégezhető legyen. Ehhez társul az előzőekben ismertetett rögzítési feladat, ill. terhelés alatti vizsgálat esetén a fékrendszer csatlakoztatása (2. ábra).



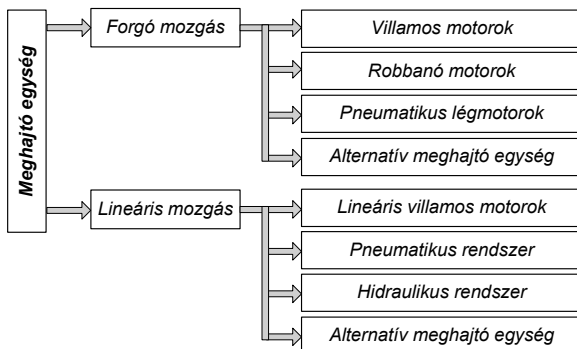
2. ábra. Passzív eszköz mérési blokkja

Jelen esetben a vizsgált egység a passzív eszközök csoportjába sorolható. Ez lényegesen bonyolultabbá teszi a vizsgáló berendezést, hiszen akár léghangot, akár testhangot mérünk, a kiegészítő berendezés saját zaja, ill. rezgése teljes mértékben nem szűrhető ki, így zavaró hatással van a mért eredményre nézve. Ezért a meghajtó egység precíz kiválasztása a legfontosabb mérési eredményt befolyásoló tényező.

4. MEGHAJTÓ EGYSÉG KIVÁLASZTÁSA

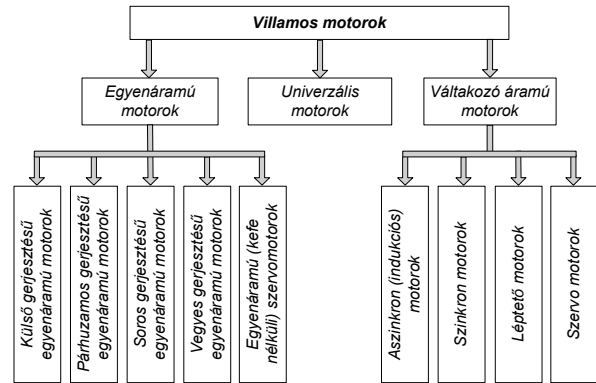
A passzív eszközök meghajtó egységének kiválasztása alapvetően a mozgás típusától függ. A meghajtó egységeket a létrehozott mozgástípus alapján csoportosítva (3. ábra) azt mondhatjuk, hogy a forgó mozgás sokkal inkább előtérbe kerül a mindennapi gyakorlatban.

Kézenfekvő megoldás a villamos motorok alkalmazása, mivel bő típusválaszték áll rendelkezésre, a fordulatszám-változtatás lehetősége akár fokozatmentesen is megvalósítható, valamint a tápellátás széles körben elterjedt, hozzáférhető.



3. ábra. Meghajtó egységek csoportosítása

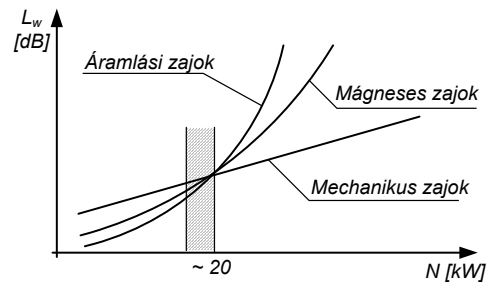
A leggyakrabban alkalmazott villamos motorok csoportosítása a teljeség igénye nélkül az alábbi ábrán látható.



4. ábra. Villamos motorok csoportosítása

A fenti táblázat alapján a rezgésdiagnosztikai mérőpad hajtására az egyenáramú kefe nélküli szervomotor a legmegfelelőbb választás.

A villamos forgógépeknél az eredő zajt az áramlási, a mágneses és a mechanikus zajok, mint összetevők együttesen határozzák meg (5. ábra).



5. ábra. Zaj összetevők villamos forgógépeknél

Amennyiben a meghajtó egységen nem kívánunk konstrukciósan módosítani, az egyetlen lehetőségünk a megfelelő gépalapozás, illetve a rezgés elszigetelése a mérni kívánt passzív egységtől.

5. A REZGÉS ELSZIGETELÉSE

A rezgések egyik testről a másikra való átvitelének megakadályozása, ill. csökkentése a rezgésszigetelés. Ez a két test közé elhelyezett szigetelő réteggel (szerkezettel) valósítható meg, amelynek működése a határfelületeken történő visszaverődésen és a rezgési energiának a belső anyagsúrlódás által vagy alakváltozással történő felemésztésén alapszik.

A gépágyazás kiválasztásánál a gerjesztési frekvenciát, a gerjesztő erőt és a kiegyensúlyozottságot, illetve a szerkezet elhelyezését kell elsősorban figyelembe venni.

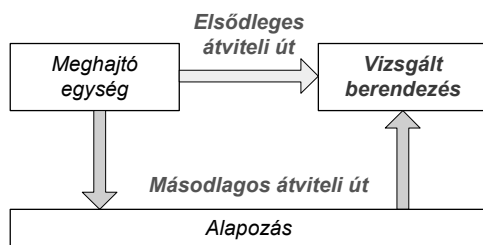
A rezgésszigetelés a rezgés áterjedését kívánja megakadályozni. A gyakorlatban ez azt jelenti, hogy valamilyen szigetelő anyagot helyezünk el a rezgést végző és a védeni kívánt elem közötti átviteli úton.

Rezgés szigetelésére jellemzően rugalmas anyagokat és rugalmas szerkezeteket alkalmaznak. Az előbbieket az ún. anyagrugók (gumi, parafa, nemez stb.), míg az utóbbiak fémes alapanyagú rugók. A legáltalánosabban használt szerkezeti elem rezgésszigetelésre a fémes alapanyagú (acél, bronz, réz) rugó.

Szintén gyakori megoldás a gumirugók alkalmazása. A gumirugók fémből készült alkos elemek közé vulkanizált gumituskók. Anyaguk különböző keménységű természetes vagy mesterséges gumi.

6. TENGYELYKAPCSOLAT LÉTREHOZÁSA

Az előző részben áttekintettük a meghajtó és a vizsgált egység rezgés-szigeteléseinek elvi lehetőségeit a gépalaptól. Ezzel lecsökkenthető a másodlagos átviteli úton átadódó rezgés, amely a két részt az alappal kapcsolatba hozza. Elsődleges átviteli útnak nevezzük azt a kényszerkapcsolatot, amely a meghajtó és a vizsgált egység között a mozgásátvitelt biztosítja (6. ábra).



6. ábra. Elsődleges és másodlagos átviteli út

A forgó mozgás, illetve a nyomaték továbbítására a vizsgált egység felé tengelykapcsolót használnak. A tengelykapcsoló szerepe jelen esetben többrétű. Alkalmazásával biztosítani kell a kényszerkapcsolatot a két egység között, ki kell egyenlíteni a motor és a hajtó tengely közötti relatív helyzethibákat, valamint a villanymotorban és a tengelyek összekapcsolásakor keletkező zavaró rezgéseket hatásosan kell csillapítani. Ezért igen lényeges feladat a legmegfelelőbb tengelykapcsoló kiválasztása.

Ezen követelményeknek a rugalmas elemes tengelykapcsolók, pontosabban a csillagbetétes körmös tengelykapcsoló felel meg. Amennyiben a vizsgálaton a tengelyhiba kiküszöbölhető, esetleg elektromágneses tengelykapcsoló alkalmazása is szóba jöhet.

7. MŰSZER KIVÁLASZTÁSA

A zaj- és rezgésméréshez bő választékban áll rendelkezésre megfelelő műszerkínálat, amelyből minden esetben a feladattól függően kell választani. A műszer kiválasztásakor alapvetően három kérdést kell megvizsgálni:

- Milyen a zaj (vagy rezgés) jellege?
- Mennyire részletes képet szeretnénk kapni a vizsgált berendezésről?
- Mennyi a rendelkezésre álló idő a mérés elvégzéséhez?

A vizsgálat tárgyát képező görgős szabadfutó mérésére a Brüel & Kjaer 2260-as precíziós keskenysávú elemző megfelelő. Előnyei a könnyű kezelhetősége, tercoktávós valós idejű elemző képessége, számítógépes kapcsolat lehetősége mellett a hordozhatósága és kiváló minősége.

8. ÉRZÉKELŐ KIVÁLASZTÁSA

Az előzőekben ismertetett elvek szerint, a passzív eszközök zajmérésekor a megfelelő körülmények biztosítása sokkal körülményesebb, így inkább a rezgésmérés preferált. Ezért ebben a fejezetben az érzékelő választásnál kizárólag a rezgés-érzékelők kiválasztási szempontjait tárgyaljuk.

A rezgésmérés során minden esetben az az alapkérdés, hogy a három jellemző (elmozdulás, sebesség, gyorsulás) közül melyiket alkalmazzuk. Általános gyakorlat, hogy 10 Hz alatt az elmozdulást tekintik mérvadónak, míg 1 kHz fölött a rezgés gyorsulást. A két határérték között a rezgéssebesség a használatos.

A rezgésérzékelők megválasztásánál – túl a már említett szempontokon – a következőket kell figyelembe venni:

A **rezgéskitérés mérőt** többnyire szerzőgépek esetén használják, hiszen a gép által keltett kis frekvenciás rezgések átmásolódhatnak a munkadarabra, annak pontosságát, felületi minőségét rontva. Mechanikai és optikai elven működő típusok ismertek, rögzítésük gyakran nehézkes.

A **rezgéssebesség érzékelők** alkalmazásának fő területe a gépdiagnosztika, illetve az épületdiagnosztika. Ezek az érzékelők általában relatíve nagy méretűek. Léteznek érintkezés nélküli, ún. lézeres – Doppler-elven működő – rezgéssebesség érzékelők is. Előnyük, hogy mivel nincs közvetlen kapcsolat az érzékelő és a darab között, így annak tömege nem befolyásolja a mérés eredményét.

A **rezgésyorsulás érzékelők** piezoelektromos elven működnek. Egyszerű szerkezeti kialakításuknak köszönhetően a méretük kicsi (néhány gramm). Mivel nem tartalmaznak mozgó, kopó alkatrészt, időstabilitásuk nagy. Széles frekvenciatartományuk és dinamikatartományuk miatt a legelterjedtebb érzékelők. A hátrányok között említhető a viszonylag nagy impedancia, melynek következtében csak korlátozott hosszúságú kábelekkel használhatók.

9. ÉRZÉKELŐ FELHELYEZÉSE

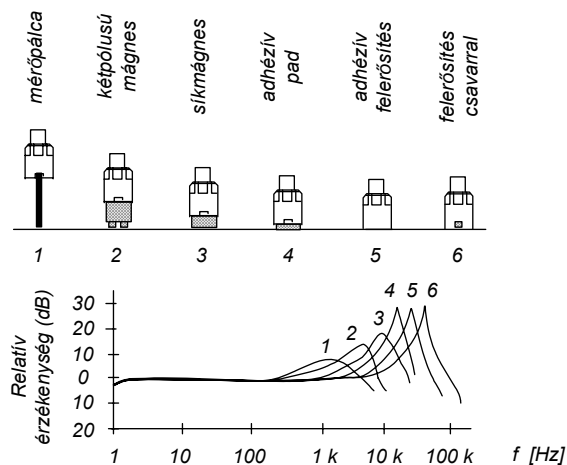
A kiválasztott rezgésérzékelő elhelyezésénél két igen lényeges kérdésre kell egyértelmű választ adni:

- Hová tegyük az érzékelőt?
- Hogyan erősítsük fel a mérendő darabra?

A jól értékelhető mérés érdekében mindkét kérdésre a megfelelő választ kell adni. Esetünkben, amikor is több vizsgálandó egység akusztikai összehasonlítása, illetve minősítése a cél, igen lényeges, hogy az érzékelő minden vizsgált darabnál ugyanarra a helyre, és ugyanolyan minőségű rögzítéssel kerüljön.

A mérési pontokat a vizsgált egységen minden esetben a csapágy környezetében kell kiválasztani. Ennek oka az, hogy a forgórész rezgését a csapágy közvetíti a házra, vagy a szerkezet burkolatára legintenzívebben, tehát a legkisebb jelvesztés ezeken a helyeken lehetséges. Előfordul azonban, hogy erre a szerkezet geometriai kialakítása miatt nincs lehetőség. Ebben az esetben törekedni kell a lehető legmegfelelőbb pont kiválasztására.

Az érzékelő felerősítésére több lehetőség kínálkozik, azok előnyeivel illetve hátrányaival. Itt szinte biztos, hogy kompromisszumot kell kötni. A felerősítés lehetőségeit a teljesség igénye nélkül a 7. ábra tartalmazza.



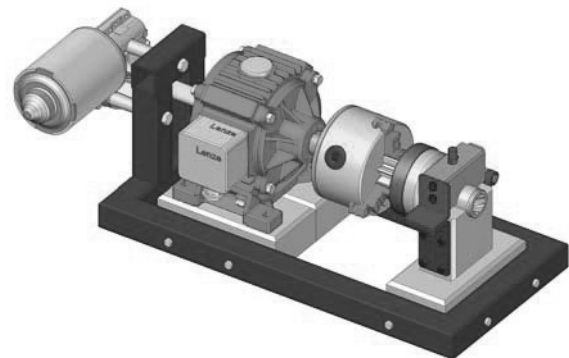
7. ábra. Érzékelők felerősítésének lehetséges megoldásai (Brüel & Kjaer)

A **mérőpálca** alkalmazása kétségkívül a legegyszerűbb megoldás, mivel olcsó, semmilyen maradandó károsodást nem okoz, gyorsan áthelyezhető. Hátránya, hogy az érzékelő és a mérendő felület közötti összeszorító erő hatásával van a mérésre, tehát ezzel a megoldással trendet nem szabad készíteni. A megfelelő mérési hely kiválasztásánál, próbaméréseknél van szerepe.

Az egyik legnépszerűbb megoldás a **mágneses rögzítés**. Tiszta, egyszerű, semmilyen maradandó károsodást nem szenved a berendezés. Hátránya, hogy nem alkalmazható abban az esetben, ha a csapágyház nem ferromágneses anyagból készült. A jó mérés érdekében a festékréteg eltávolítása is szükséges lehet.

Az ideális szerelés síkfelületre kétségkívül a **menetes rögzítés**. Az összefekvő felületek közé – az összecsavarás előtt – vékony zsírreteget vagy viaszt kell kenni, így a rezgés csatolása tökéletesebbé válik.

A koncepcionális tervezést követő konstrukciós tervezés eredményét, az elkészült mérőgépet a 8. ábra mutatja.



8. ábra. A mérőgép 3D-s modellje

IRODALOM

- [1] Beranek, L. L.: Zajcsökkentés, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1967.
- [2] Dömötör F.: Rezgésdiagnosztika I., Dunaújváros, 2007.
- [3] Dömötör F.: Rezgésdiagnosztika II., Dunaújváros, 2010.
- [4] Fábián T.: Műszaki mérések II., Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1993.
- [5] Makhult M.: Gépágyazások rezgéstani mérétezése, Akadémiai Kiadó, Budapest, 1974.

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A bemutatott kutató munka a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt részeként az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg.

GÖRGŐS SZABADONFUTÓK TEHERBÍRÁSA

LOAD CAPACITY OF ROLLER FREEWHEELS

Bihari Zoltán, Miskolci Egyetem
Dr. Sente József, PhD, Miskolci Egyetem

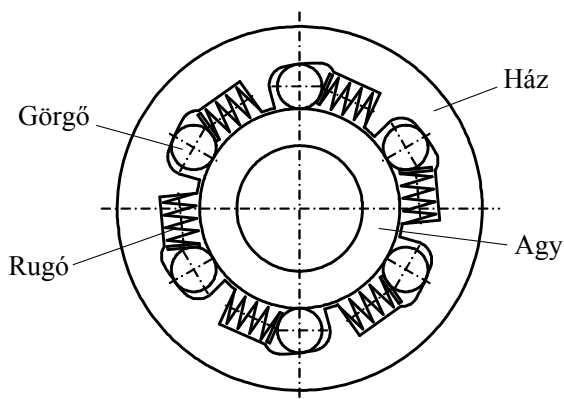
ABSTRACT

The task of the starter motors is to rotate the combustion engines to the necessary rotational speed. An element of the mechanism is a free running clutch. It has two functions. The first one is the torque transmission from the driving member to the driven shaft, and to speed up the combustion engine. The other function is to disconnect the elements, when the combustion engine has been already turned over, and the driven shaft rotates faster than the driver.

The goal of this paper is to investigate those forces, which influence the operation of the mechanism. The paper points out the fact, that there is a critical centrifugal force, which causes the slip of roller freewheels.

1. BEVEZETÉS

A szabadonfutók olyan forgásirány kapcsoló tengelykapcsolók, melyek csak az egyik irányban képesek nyomatékot továbbítani. A széles típusválaszték közül vizsgálataink a görgős szabadonfutókra, azon belül is a külső csillagkeres görgős szabadonfutókra vonatkoznak.



1. ábra. Görgős szabadonfutó

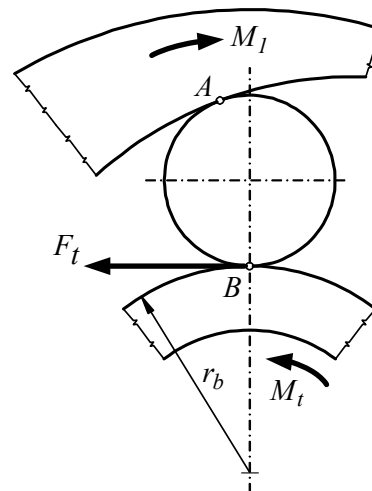
Ennek a típusnak a legismertebb alkalmazási területe a gépjárműipar. A belsőégésű motorok indítását egy villamos motor, nevezetesen az indítómotor végzi. A feladata az, hogy a belsőégésű motort az indításhoz szükséges fordulatszámmal megforgassa. A hajtás egyik eleme a forgásirány-kapcsoló tengelykapcsoló.

Fő funkciója, hogy a belsőégésű motor beindulását követően oldja a kapcsolatot, megvédve az indítómotort a károsodástól. Az 1. ábrán a külső csillagkeres görgős szabadonfutó vázlat látható.

A tengelykapcsoló működését a 2. ábra szemlélteti. Kapcsolás üzemállapotban a ház a hajtó elem, mely az M_I nyomatékkal jelölt irányba forog. Az egyensúlynak megfelelően az agyon a terhelőnyomaték (M_t) ugyancsak M_I nagyságú, de a hajtónyomatékkal ellentétes irányú. M_I az egyetlen görgőt terhelő nyomaték. A görgők között egyenletes teherviselést feltételezve

$$M_I = \frac{M}{z}, \quad (1)$$

ahol M a kapcsoló terhelőnyomatéka, z a görgők száma.



2. ábra. A görgős szabadonfutó működési elve

A nyomatékból az egymással érintkező görgő és agy között F_t kerületi erő (súrlódó erő) keletkezik:

$$F_t = \frac{M_t}{r_b}. \quad (2)$$

A kerületi erő a görgőt a szűkülő részbe szorítja mindaddig, amíg a kerületi erő kisebb, mint a súrlódási ellenállás, azaz

$$F_t < F_s. \quad (3)$$

A kapcsoló működésének feltétele tehát az önzárás. Ha a (3) egyenlőtlenség nem teljesül, vagyis a kapcsoló nem önzáró, akkor az agy a görgőn megcsúszik, és a tengelykapcsoló nem képes teljesíteni a feladatát.

A súrlódási ellenállás

$$F_s = \mu F_n \quad (4)$$

összefüggésből számítható, ahol μ a súrlódási tényező, F_n a felületeket összeszorító erő, a normálerő.

Átalakítva a (3) összefüggést, a működés feltételére az alábbi egyenlőtlenséget kapjuk:

$$\tan \alpha < \mu. \quad (5)$$

Az összefüggésben szereplő α kapcsolószög, illetve a 2α zárószög a geometria egyik legfontosabb paramétere. Zárószögnek nevezük a 2. ábra szerinti „A” és „B” érintkezési pontokba húzható érintők szögét.

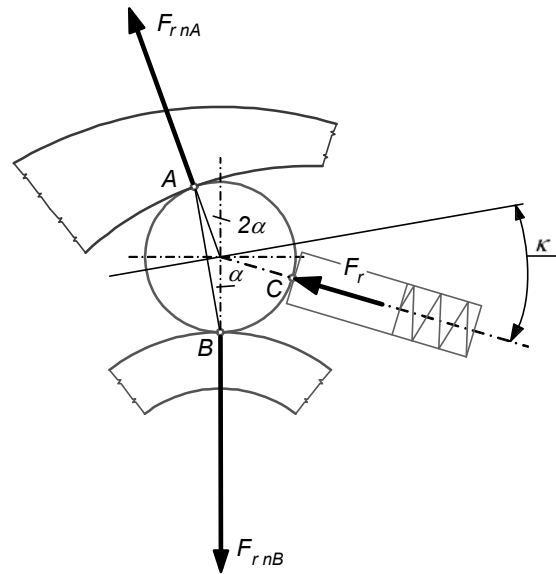
(5) alapján megállapítható, hogy a görgős szabadonfutó kapcsolás üzemmódban való működését csak az α kapcsolószög és a μ súrlódási tényező viszonya határozza meg, a működés független a terhelés nagyságától. Természetesen ez a kijelentés csak üzemszerű körülmények között igaz, a kapcsoló túlterhelése megcsúszáshoz, illetve a szerkezet tönkremeneteléhez vezethet. Hogy ez ne következhesen be, ismernünk kell a biztonságos működéshez tartozó névleges nyomatókot, illetve a szerkezet elemeit terhelő erők nagyságát.

2. ERŐHATÁSOK VIZSGÁLATA

A görgős szabadonfutó elemeire ható súrlódó erő, valamint normálerő nagyságát befolyásolja a szerkezet forgása miatt fellépő centrifugális erő, valamint a beépített rugók által kifejtett rugóerő. Precíz számításokkal kimutatható, hogy bizonyos esetben ezek hatással lehetnek a kapcsoló működésére, így a kapcsoló méretezésekor ezeket minden esetben meg kell vizsgálni.

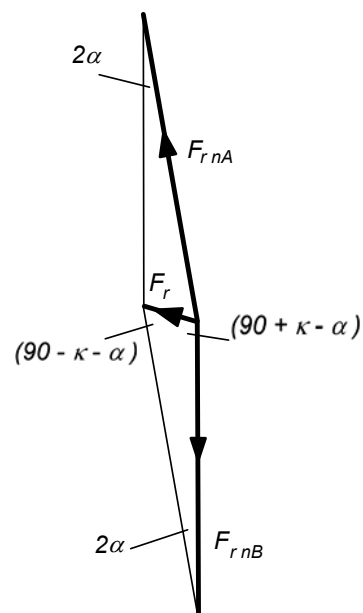
2.1. Rugóerő

A beépített állapotban fellépő rugóerő mérésrel vagy számítással határozható meg. Egy görgő elrendezését és a rugóerő hatásvonalát a következő, 3. ábra mutatja.



3. ábra. A rugóerő hatása

Az ábra szerinti beállításnak megfelelően, a vízszintessel α szöget bezáró hatásvonal lenne erőátadás szempontjából az egyszerűbb, szimmetrikus eset. Ilyenkor ugyanis a rugóerő ugyanolyan mértékben hatna az „A” pontbeli, mint a „B” pontbeli érintkezésre. Ezt a tervezői szemmel ideálisnak tekinthető állapotot azonban csak a szerkezet jelentős méretnövekedése árán lehetne megvalósítani. Ezért az F_r rugóerő hatásvonala ettől az iránytól κ szöggel eltér. Ez a szög a geometriáról szintén elfogadható pontossággal lemérhető.



4. ábra. Rugóerő erőegyensúlya

Az így felvett erőábra szerint a rugóerő különböző mértékben terheli az „A” és „B”

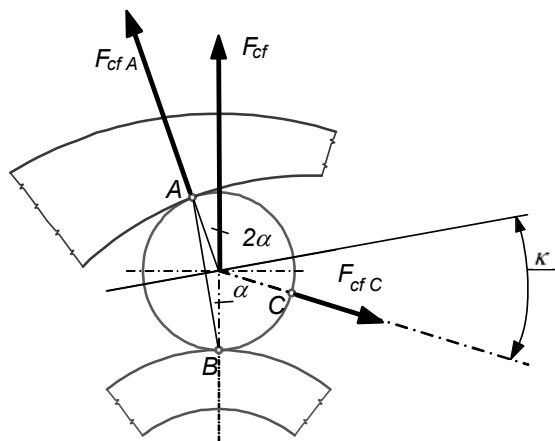
pontokat. A 4. ábra erőegyensúlyára alkalmazva a szinusz-tételt, az „A” és „B” pontban ható normális irányú erő-növekmény az alábbi összefüggéssel határozható meg:

$$F_{r_{nA}} = F_r \cdot \frac{\cos(\kappa - \alpha)}{\sin 2\alpha}, \quad (6)$$

$$F_{r_{nB}} = F_r \cdot \frac{\cos(\kappa + \alpha)}{\sin 2\alpha}. \quad (7)$$

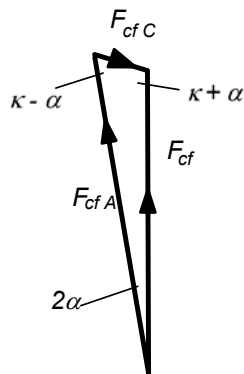
2.2. Centrifugális erő

A forgást végző szabadonfutóban elhelyezett görgőkre a fordulatszám négyzetével arányos centrifugális erő hat. Ez az erő próbálja a görgőt egyrészt kifelé röpíteni, ezzel a csillagkerékhez szorítva és növelve a felületek közötti összeszorító erőt, másrészt csökkenteni a rugóerő hatását.



5. ábra. A centrifugális erő hatása

A centrifugális erőt, illetve annak komponenseit az 5. ábra szemlélteti. E szerint a centrifugális erő – a rugóerőhöz hasonlóan – az „A” pontban ébredő normál irányú erőt egy F_{cfA} komponenssel növeli, az F_{cfC} komponens pedig a rugóerővel ellentétesen hat.



6. ábra. Centrifugális erő erőegyensúlya

A 6. ábra erőegyensúlya alapján a felbontott centrifugális erő két összetevője felírható:

$$F_{cfA} = F_{cf} \cdot \frac{\cos(\kappa - \alpha)}{\cos(\kappa + \alpha)}, \quad (8)$$

$$F_{cfC} = F_{cf} \cdot \frac{\sin 2\alpha}{\cos(\kappa + \alpha)}. \quad (9)$$

Az F_{cf} centrifugális erő az alábbiak szerint számítható:

$$F_{cf} = m_g \cdot (r_b + r_g) \cdot \left[\frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \right]^2. \quad (10)$$

A már ismertetett jelöléseken túl a fenti összefüggésben az m_g a görgő tömege *kg* egységben, az r_b az agy sugara *m*-ben, az r_g a görgő sugara ugyancsak *m*-ben, az n pedig a fordulatszám *1/min* mértékegységben.

3. MŰKÖDÉSI FELTÉTEL

A megfelelő működés [1] szerint csak akkor garantált, ha az F_r rugóerő minden esetben nagyobb, mint a centrifugális erő rugóerő irányú (F_{cfC}) komponense. Ez azt jelenti, hogy létezik egy határ fordulatszám, amelyet a kifogástalan működés érdekében egy konkrét konstrukció esetén nem szabad meghaladni. Amennyiben az

$$F_{cfC} \leq F_r \quad (11)$$

feltétel forgás közben nem teljesül, a centrifugális erő az „A” pont körül a görgőt kiforgatja a szűkülő résből. Ekkor a „B” pontbeli görgő-agy érintkezés megszűnik, amely a szabadonfutó megsúszását eredményezi. Ekkor az ún. stick-slip jelenség játszódik le. Az $F_{cfC} > F_r$ miatt a görgő összenyomja a rugót. A rugóerő megnő, és visszatéríti a görgőt eredeti helyzetébe. Mivel közben a rugóerő lecsökken, a jelenség ismétlődik.

A centrifugális erő és a rugóerő felhasználásával, a jelzett pontokban ható tényleges nyomóerők:

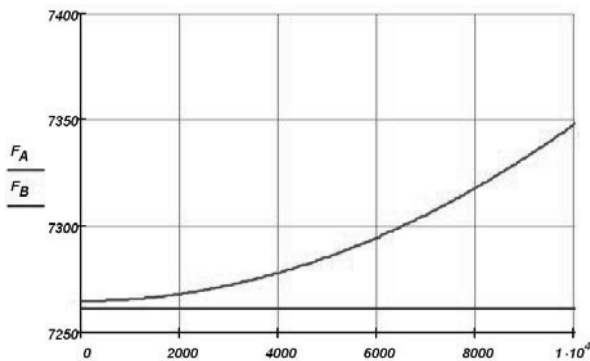
$$F_A = F_n + F_{r_{nA}} + F_{cfA}. \quad (12)$$

$$F_B = F_n + F_{r_{nB}}. \quad (13)$$

$$F_C = F_r + F_{cfC}. \quad (14)$$

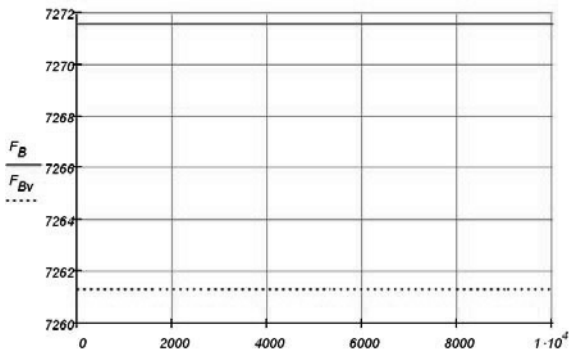
Az összefüggésekben szereplő F_n normál erő, a működésből adódó és M terhelőnyomaték alapján számítható, felületeket összeszorító nyomóerő.

Egy konkrét szabadonfutó esetében a számítást elvégezve a jelzett pontokon a fordulatszám függvényében a tényleges, felületeket összeszerítő erő ábrázolható.



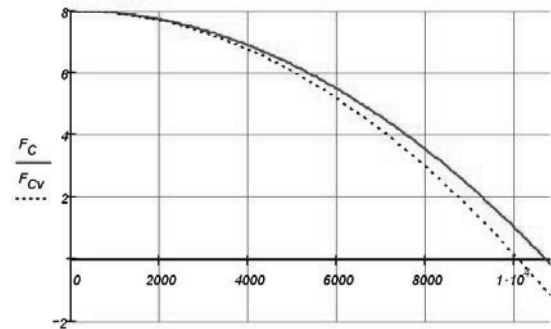
7. ábra. Az „A” pontra ható normálerő változása a fordulatszám függvényében

A 7. ábra az „A” pontra ható F_A nyomóerőt mutatja az n fordulatszám függvényében. A fordulatszámot l/min , az erőt N egységben adtuk meg. Eszerint a rugóerő, valamint a centrifugális erő növeli az eredeti normál irányú erőt. Nagyságrendje viszont olyan, hogy gépjármű indítómotorok esetén hatása elhanyagolható. A „B” pontban ható normálerő esetén hasonló megállapítást tehetünk, azzal a megjegyzéssel, hogy a „B” pontra a centrifugális erőnek, így a fordulatszám változásának hatása nincs.



8. ábra. A „B” pontra ható normálerő változása a fordulatszám függvényében

A „C” pontban ható normálerő változásnak egy bizonyos fordulatszám felett van jelentősége, ahol a centrifugális erő rugóerő irányú komponense (F_{cf}) kompenzálja a rugóerő (F_r) hatását. Ez a fordulatszám az ábráról leolvasható, értéke $n = 10080 [l/min]$. Ezen fordulatszám felett várható az előzőekben említett stick-slip jelenség. Ez nem tekinthető üzemszerű állapotnak, a tengelykapcsoló ekkor már nem képes ellátni a feladatát.



9. ábra. A „C” pontra ható normálerő változása a fordulatszám függvényében

4. ÖSSZEGZÉS

Megvizsgáltuk a gépjármű indítómotorokban alkalmazott külső csillagkeres görgős szabadonfutók erőjátékát. Ennek eredményeképpen megállapítást nyert, hogy konkrét geometriai és terhelési adatok ismeretében meghatározható egy olyan kritikus fordulatszám, amely felett a centrifugális erő kompenzálja a rugóerő hatását. Ilyen esetben a szabadonfutóba épített görgőket a rugók már nem képesek kapcsolódási pozícióban tartani, a szerkezet megcsúszik.

A vizsgálatot gépjármű indítómotorok szabadonfutóira kiterjesztve megállapítást nyert, hogy azok fordulatszáma minden esetben ezen kritikus fordulatszám érték alatt marad. Ezért az indítómotorokba épített görgős szabadonfutók esetében a centrifugális erő, valamint a rugóerő nagyságának a működésre nincs számottevő hatása.

IRODALOM

- [1] Stölzle, K. – Hart, S.: Freilaufkupplungen. Springer Verlag. Berlin, 1961.
- [2] Terplán, Z. – Nagy, G. – Herczeg, I.: Különleges tengelykapcsolók. Műszaki Könyvkiadó. Budapest, 1971. p. 689-709.
- [3] Szente J. – Bihari Z.: Szabadonfutó tengelykapcsolók vizsgálata. Gép, LVI évfolyam, 11-12. szám, 2005. p. 161-166.
- [4] Niemann, G. – Winter, H.: Maschinen-elemente. Band III. Springer Verlag. 1983. p. 270-290.

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A bemutatott kutató munka a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt részeként az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg.

ROBOTCELLA FEJLESZTÉSI KONCEPCIÓJA

DEVELOPMENT PLAN OF A ROBOTIC CELL

Csáki Tibor*, Makó Ildikó*, Kiss Dániel**

ABSTRACT

At the Department of Machine Tools we have practice in teaching of programming and using automated machine tools, robots and other equipment. We are dealing with manual and computer aided programming of CNC machine tools and robots. Our laboratories have up-to-date instruments by means of which we can fulfil some reverse engineering tasks. In this article the conception of developing of the robotic laboratory is described.

1. BEVEZETÉS

A Miskolci Egyetem Szerszámgépek Tanszékén hosszú időre visszatekintő hagyománya van a különféle számirányítású berendezések használatának, és oktatásba való bevezetésüknek. Ennek kertében foglalkozunk a robottechnikával, robotok programozásával, és felhasználásával, NC gépek számítógéppel segített programozásának módszereivel és eszközeivel, számítógéppel segített tervezéssel, szerszámgépek karbantartásával, reverse engineering módszerekkel, mind kutatási, mind pedig oktatási szinten. Az elmúlt években, főként a TIOP-1.3.1-107/1-2F-2008-0005 projekt segítségével olyan korszerű berendezések, szoftverek beszerzése valósult meg, amelyek az említett területen történő továbblépést tették lehetővé.

A továbbiakban a robottechnika laboratórium fejlesztési koncepciójának főbb elemeit ismertetjük.

2. CÉLKITŰZÉS

A Miskolci Egyetem hagyományosan gyakorlatorientált képzést folytat, ezért a számirányítású eszközök oktatása terén is azt szeretnénk elérni, hogy a hallgatók által megírt programok lehetőleg „élőben” is fuszanak, azaz a programok eredménye legalább szimuláció szintjén megtekinthető legyen. Ez azt jelenti, hogy az NC programok eredménye legalább a vezérlés

képernyőjén megjelenik, a robot pedig valós mozgásokat végez.

A robotok programozásánál nagyon fontos a környezet, illetve a társberendezések figyelembe vétele, ezért az olyan programozási eszközök, amelyek modellezni képesek a környezetet is, nagyon hasznos segítséget jelentenek. Robotos megmunkálásoknál főleg az autópári alkalmazások területén összetett, bonyolult mozgások programozására lehet szükség, ahol a munkadarab alakját valamilyen CAD rendszerből származó fájlból vagy reverse engineering módszerrel előállítható fájlból kapjuk. Robotos oktató laboratóriumunkban az ilyen alkalmazások feltételeit kívánjuk megteremteni.

3. ESZKÖZÖK

Egy robotos oktató laboratórium egyik legfontosabb eszköze maga a robot. Tanszékünkön évek óta üzemel egy KUKA KR15/2* robot, amit eddig főleg kézi programozással programoztunk.

Bonyolult pályák mentén történő mozgások programozása általában valamilyen számítógépes segítséget igényel, bár egyszerűbb esetekben a helyszíni betanítás is megoldás lehet. Tanszékünknek sikerült az elmúlt években megvásárolnia a MASTERCAM† program oktatási verzióját. CNC gépeink programozása mellett ez a program alkalmas arra is, hogy a Robotmaster‡ nevű programmal együttműködve a robotok programozásának oktatásába is be tudjuk vonni, így didaktikai szempontból hasznos hallgatói feladatok elkészítésére, és szimulációjára nyílt lehetőség.

A MASTERCAM/Robotmaster rendszer gyakorlatilag az összes használatos CAD rendszertől képes CAD modellt átvenni valamilyen formátumban, ezért ha egy alkatrészt megtervezünk (vagy megterveztetünk a hallgatóinkkal), a kívánt megmunkáláshoz tartozó pályák meghatározhatók a programok segítségével, és a megfelelő robotprogramot a rendszer generálja. Ezt a programot azután számítógépes hálózaton a robot vezérlőjébe juttatva, és lefuttatva a megoldás jósága közvetlenül ellenőrizhető.

* PhD, egyetemi docens, Miskolci Egyetem, Szerszámgépek Tanszéke

** doktorandusz hallgató, Miskolci Egyetem, Szerszámgépek Tanszéke

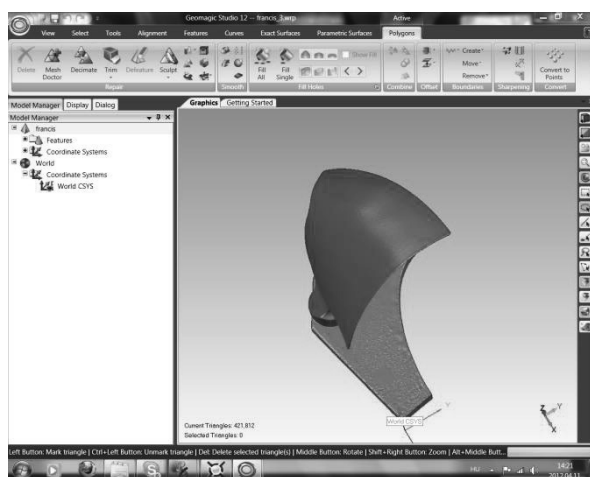
* A KUKA Robotics terméke

† A CNC Software Inc. terméke

‡ A Jabez Technologies Inc. terméke

Lehetőségünk van reverse engineering feladatok bemutatására is, vagyis arra, hogy ha nem áll rendelkezésre CAD fájl egy munkadarabról, a számítógépes programozási segítséget akkor is igénybe lehet venni. Tanszékünk rendelkezik egy Breuckmann smartScan^{3D} HE[§] szkennelőrrel (és természetesen a hozzá tartozó meghajtó és feldolgozó szoftverrel), amelynek segítségével a munkadarab modellje előállítható olyan formában, amit a MASTERCAM/Robotmaster programok fogadni és kezelni tudnak.

A továbbiakban egy elvégzett mintafeladat megvalósítását mutatjuk be. A beszkenelt alkatrészt az Optocat szoftver egy STL formátumú fájlba készíti, amelynek további feldolgozása a Geomagic Studio^{**} program segítségével történik (1. ábra), melynek segítségével a szkennelés hibái javíthatók, a modell módosítható, koordináta-rendszer rendelhető hozzá, és további szerkesztések is elvégezhetők.



1. ábra. Geomagic Studio a modell feldolgozásához.

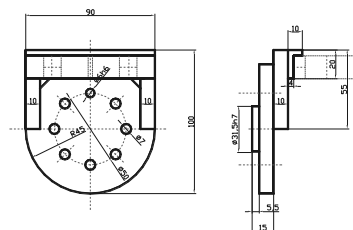
Tapasztalataink szerint a szkennelés után a leggyakrabban végrehajtás esetén is szükséges ez az utólagos feldolgozás, mert az Optocat program által adott STL formátumú fájlban a 2-5 millió háromszög közül mindig akad hibás, rosszul illesztett, önmetsző felület adó, vagy egyéb okból nem megfelelő. Ezeket a Geomagic Studio Mesh doctor funkciójával javítani lehet. A program robotprogramozás szempontjából fontos funkciója az, hogy a beszkenelt alkatrészt koordináta-rendszer köthető, és ehhez a koordináta-rendszerhez képest az alkatrészt tetszőlegesen eltolható és elforgatható. A Robotmaster program az alkatrészt ezzel a koordináta-rendszerrel együtt kapja meg, így a

[§] A Breuckmann GmbH terméke

^{**} A Geomagic cég terméke

már csak a munkadarab helyzetét kell megadni, további transzformációkra nincs szükség.

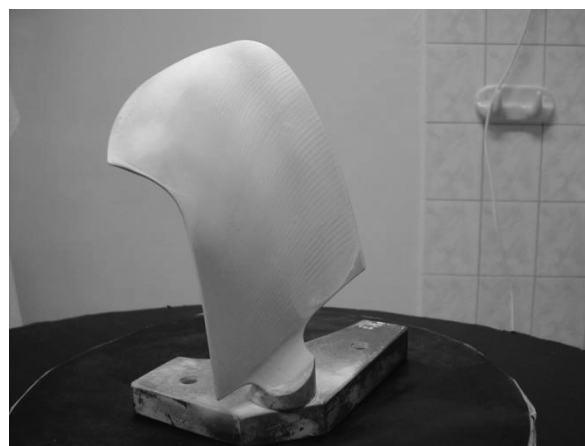
Robotos megmunkáláshoz a roboton és az elkészült programon kívül szükségünk van a robot által kezelt szerszámokra is. A robotot eddig főként „pick and place” feladatokra használtuk, ezért ha megmunkálási feladatokra akarjuk használni, gondoskodni kell a szerszámozásról is. Első lépésben azt tervezzük, hogy sorjázási és polírozási feladatokra tesszük alkalmassá a rendszert, ezért ilyen szerszámokat, és a szerszámokat a robothoz illesztő rögzítő elemeket kell terveznünk (2. ábra) és legyártanunk. Ennek segítségével egy, a Tanszék tulajdonában lévő marógépség alkalmazható a robot felfogó felületére.



2. ábra. Sorjázó szerszám illesztő eleme.

4. PÉLDA

Terveink szerint az első példa megmunkálás egy Francis turbina lapát sorjázása és polírozása lesz. A lapát (3. ábra) egy Francis turbina modell járókerekeknek egy lapátja. Ez a lapát több éve készült el a tanszékünkön, és kellően bonyolult térbeli felület ahhoz, hogy demonstrálni lehessen rajta, hogy a robot programozásához ilyen esetekben gyakorlatilag csak a számítógépes megoldások jöhetnek szóba.



3. ábra. Turbina lapát.

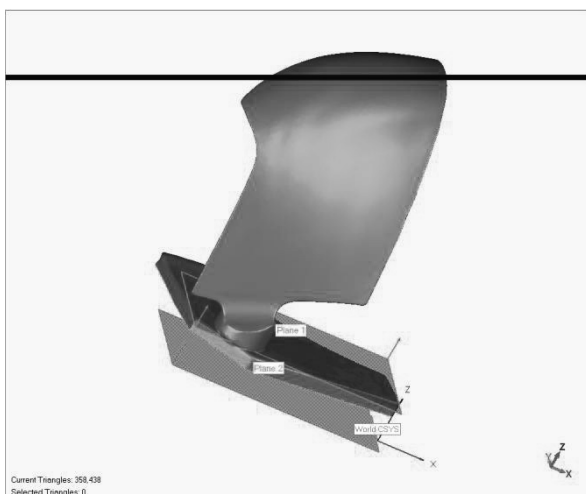
A lapátról, amelyet egy korábbi kutatás céljára az akkori lehetőségek felhasználásával készítettünk el, és forgácsoltunk le, nincs CAD modell, ezért szkenneléssel kell előállítani azt a fájlt, amit a Mastercam/Robotmaster használni tud. Mivel a Francis turbina lapátja kellően szabad térbeli felület, ez viszonylag kevés felvétellel megoldható. A „nyers” szkennelt kép a 4. ábrán látható.



4. ábra. A szkennelt lapát.

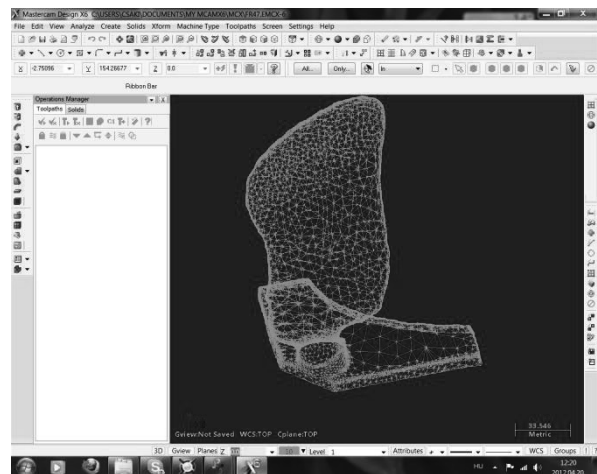
Mint az látható, a szkennelésből származó „nyers fájlban” a lapát élei hiányosak, és sok egyéb hibás elem is van még a felületeken, amiket érdemes kijavítani.

A Geomagic Studio programmal való feldolgozás és javítások után az 5. ábrán látható modellt kapjuk, amiből ismét STL fájl készítve már alkalmas arra, hogy a Mastercam/Robotmaster programmal a megfelelő robotpályákat és a robotprogramokat elkészítsük.



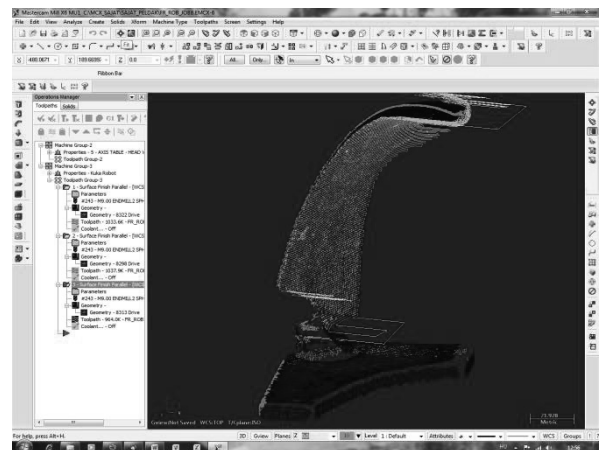
5. ábra. A javított modell.

A MASTERCAM által fogadott kép a 6. ábrán látható.



6. ábra. A MASTERCAM-be beolvasott lapátfelület.

A beolvasott felület már alkalmas arra, hogy a MASTERCAM alkalmas megmunkálási stratégia segítségével szerszám pályát generáljon a lapát felületeinek megmunkálására, mint azt a 7. ábrán láthatjuk.

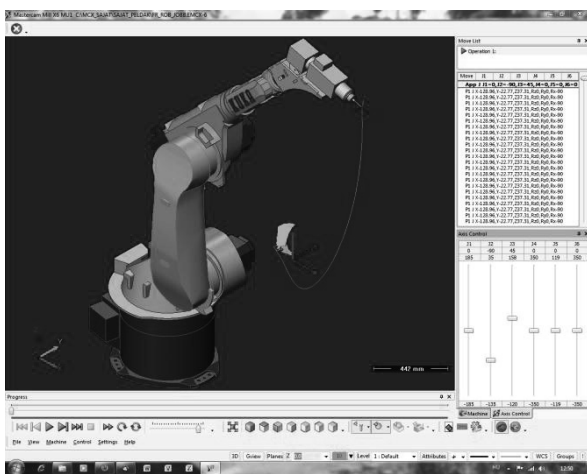


7. ábra. A MASTERCAM által generált szerszám pálya.

Amennyiben az elkészült szerszám pályát megfelelőnek tekintjük, és elfogadjuk, elvégezhetjük a megmunkálás szimulációját. Itt kiderülnek az esetleges ütközések, és egyéb elrendezésbeli problémák is, valamint nyomon követhetjük, és szükség esetén módosíthatjuk a robot, illetve szerszám megközelítő, és eltávolodó mozgásait is (8. és 9. ábrák).



8. ábra. A megmunkálás szimulációja.



9. ábra. A robot mozgásának megjelenítése.

A későbbiekben megoldandó feladat a Mastercam/Robotmaster rendszerben a tanszéki robot, a robotra szerelhető szerszám (vagy szerszámok) modellezése, a megfelelő műveletek kiválasztása, a műveletekhez a geometriai elemek (egyenesek, görbék, szplájnok, felületek) megadása, a kiválasztott elemek mentén a szerszám pályák generálása, a program letöltése a robotvezérlőbe és a robotprogram futtatása. Ezt a feladatot bemutató jelleggel tervezzük, de természetesen a továbbiakban hallgatói feladatok hasonló megoldása is szándékunk.

5. ÖSSZEFOGLALÁS

A jelenleg rendelkezésre álló (Breuckmann smartScan^{3D} HE szkennerek, Geomagic Studio szoftver, KUKA KR15/2 robot, Mastercam X6 szoftver) és a közeljövőben fejlesztésre kerülő (Robotmaster v6, illetve saját fejlesztésű illesztő hardver) eszközök segítségével a Robottechnikai oktató laboratóriumun-

kat szeretnénk olyanná fejleszteni, ami hallgatóink érdeklődését felkeltve bonyolult feladatok, bonyolult térbeli mozgások programozásának oktatását teszi lehetővé. Egy ilyen laboratórium maximálisan támogatja az elvárt gyakorlatorientált képzést, és korszerű ismeretek megszerzéséhez segíti hallgatóinkat.

Az oktatható és bemutatható feladatok összetettségét növelni, ha sikerülne egy külső mozgató egységet is beszerezni a laboratóriumba, mert így be lehetne mutatni, hogy a 7. forgó koordináta mennyivel javítja a robot munkavégző képességét, a megoldható feladatok skáláját. Ezen egység integrálása a robothoz a robot jelenlegi vezérlésének cseréjét igényelné, aminek költsége meghaladja a tanszék jelenlegi anyagi lehetőségeit, de a probléma fontossága miatt különböző pályázatok keretében célba vettük ennek a fejlesztésnek a megvalósítását.

Ugyanakkor ez a laboratórium, mint korszerű eszközök bemutatására szolgáló referenciahely, egyéb célokat is szolgálhat. Későbbi terveink között szerepel az oktató laboratórium szolgáltatásainak hasznosítása a környékbeli és esetleg távolabbi ipari vállalatok számára a robottechnika elterjesztésében, népszerűsítésében, a programozás oktatásában.

Ilyen vállalatok lehetnek például a Sanmina, Sanofi Aventis, Betatherm, Exir Hungária. Ha a tervezett fejlesztéseket sikerül megvalósítanunk, akkor autópári cégek számára is érdekes lehet a labor oktatási, programozási lehetősége.

6. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

Jelen publikáció a TÁMOP 4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt részeként az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósult meg.

IRODALOM

- [1] Mastercam X6 ismertető. Letöltés dátuma: 2012.02.02. <http://www.mastercam.com>
- [2] Robotmaster ismertető. Letöltés dátuma: 2012.03.05. <http://www.robotmaster.com>
- [3] Geomagic ismertető. Letöltés dátuma: 2011.05.03. <http://geomagic.com/en>
- [4] Breuckmann smartScan^{3D} HE szkennerek ismertetője. Letöltés dátuma: 2012.04.12. <http://www.breuckmann.com/en/industry-technology/products/smartsan.html>
- [5] Optocat ismertető. Letöltés dátuma: 2012.04.23. <http://www.exactmetrology.com/products/breuckmann/optocat/>

KÍVÁNT RUGALMASSÁGÚ TÉRBELI FELÜLETEK KÖZELÍTÉSE SÍKOK HAJTOGATÁSÁVAL

APPROXIMATION OF SURFACES WITH DESIRED FLEXIBILITY BY FOLDING A PLANAR LAYER OF MATERIALS

Csire Géza, Doktorandusz

ÖSSZEFOGLALÁS (ABSTRACT)

In this paper I lay down the basic considerations of a method which makes it possible to approximate any three dimensional surface with desired flexibility by folding a planar configuration of material layers. The layers are the results of planar manufacturing processes.

1. BEVEZETÉS

A legtöbb ember amennyiben nem szorul rá nem szívesen alakítja át a bútorait. Mivel a bútorok átalakításának a legfőbb oka a helytakarékosság, a leggyakoribb az összecusukható vagy lapra szerelhető átalakítható bútor. A helytakarékosság általában a szállításnál fontos igény. Ezen felül a gyorsan összecusukható, vagy átalakítható szerkezetű tárgyak funkciói közül általában valamelyik ideiglenes.

1.1. Lapra szerelt bútorok

A legtöbb lapra szerelt bútor egyszeri átalakításra lett kitalálva. A legkisebb lapos bútor-elemeket szorosan pakolva szállítják és a megfelelő helyen a felhasználónál egyszer össze-szerelik, majd használják. Ezek után a legtöbb esetben még újabb szállításhoz sem szerelik lapra az adott bútort. Léteznek tárolási, gyártási vagy egyéb okokból lapra csukható bútorok is.

1.2. Jelenleg fellelhető típusok

Három a felhasználók szemszögéből jelentős fő szempont alapján kategorizálom a jelenleg elérhető lapra szerelhető termékeket: ár, szere-

lés és formai minőség. A legjobbakat és legnépszerűbbeket vizsgáltam és ebből három fő esetet határoztam meg:

- A termék jól néz ki és megfizethető, azonban a szerelést a felhasználónak kell végeznie és az gyakran időigényes és frusztráló.
- A termék jól néz ki és könnyű szerelni, átalakítani, azonban drága ezzel elvesztve azokat a felhasználókat, akiknek a leginkább szükségük lenne a helytakarékosságra.
- A terméket könnyű szerelni és megfizethető, azonban ez látszik rajta. Mivel hatásában is az olcsó és ideiglenes érzetet sugallja, csak bizonyos életvitelhez passzol. A formai minőség csökken.

A több tényezőben is rosszul teljesítő típusokkal nem foglalkozunk. A formai minőség meghatározásának módjára a Rolf Reber cikkében [3] vázolt szépség fogalmat használtam. Ez alapján az indokolatlan bonyolítása bármely formának (különösen az olyan archetípus fogalmak körében, mint például: "szék"), a szemlélő számára nehezebben értelmezhetővé és ezzel kevésbé vonzóvá teszi azt. A legtöbb síkából összetoldott termék illesztéseinek az adott tárgy formai szempontból indokolatlanul bonyolódik. Ezeket formai minőség csökkenésnek számítottam.

1.3. A típusok kialakulásának okai

A tervezés bonyolultságában lehet keresni a típusok kialakulásának okát. Egy bútorban több szinten fellelhetőek közismert régi fogalmak, mint például: "háttámla", "láb", stb. A lapra szerelhető bútoroknál és általában minden több mint egy állapottal rendelkező tárgynál ezeket a klasszikus fogalmakat újra kell értelmezni. A leggyakoribb és szinte kizárólagos jellegzetesség, hogy a legkisebb laposhoz közeli fogalmakra bontanak föl egy-egy bútort, ezzel elérve a lapra szerelhetőséget. Léteznek más úton elért lapra szerelhető bútorok is, azonban ezek mindig egyedi kreatív gondolatokon alapulnak, ritkák és tervezésük egy komplikált folyamat eredménye. A fogalmak szerinti felbontás ugyan a legtermészetesebb a gondolkodás módunknak, azonban legtöbbször valamilyen kompromisszumra kényszeríti a tervet, az ár, a szerelés, vagy a kinézet területén. Ezen a fogalmakon a funkcionális kötöttségnek nevezett kognitív beállítottság miatt nehéz felülkerekedni. Ezt a fogalmat Karl Dunken definiálta: "mentális gát, amely akadályozza egy tárgy olyan új módon történő használatát, ami egy probléma megoldásához szükséges." [4]. A bútorok esetében az önálló elnevezéssel rendelkező fogalmakat a tervezők csak ritkán merik megbontani, inkább a termék más tulajdonságát változtatják meg.

2. SÍKBÓL TÉRALKOTÁS

2.1. Alapgondolat

Nem a kívánt funkcióból érdemes kiindulni, hanem a preferált síkszerű gyártási lehetőségekhez találni olyan tér alkotó módszert, amellyel létrehozható valamely kívánt téralkotó test. Olyan formai sajátosságokkal, amelyekhez adott ismert funkciók rendelhetőek, ezzel létrehozva a kívánt tárgyat, amely tervezői szándék szerint vagy reflektál valamely létező tárgy archetípusára, vagy új struktúrát alkot.

2.2. Módszerek, eljárások

A használható módszerek és eljárások felkutatásánál nem a mindenképp síkszerű alapokból indultam ki, hanem az adott eljárás építő ele-

meinek dimenzióit vizsgáltam azzal, hogy legalább egy de legfeljebb két dimenziója jelentősen eltérjen a többitől, tehát sík-, vagy rúdszerű. Három kézenfekvő téralkotó módszert vizsgálok:

- A klasszikus módszerben a külön álló síkok először a síkszerű funkcionális elemekké lesznek szerelve például háttámla, vagy ülőlap. Ez után az elemeket kell összeszerelni a teret foglaló tárggyá.
- Az origami jellemzően egyetlen rugalmasan hajtható anyagból (leggyakrabban papír) hajtásokkal alkot teret.
- A tensegrity elnevezésű konstrukció sajátossága, hogy minden eleme csak húzás vagy nyomás jellegű terhelést kaphat. Anthony Pugh a következő definíciót adja: "Egy tensegrity rendszert kapunk, ha a nem folytonos elemek kizárólag nyomás alatt álló csoportja a folytonos elemek csak húzásnak kitett csoportjával kapcsolódva egy stabil térfogatot alkot." [5]

2.3. Összehasonlítás

A klasszikus módszer nehézségeit az 1.3 fejezetben tárgyaltuk. Legfőbb nehézsége a funkcionális kötöttségeken átlépni. Az egyszerű gyártás többnyire komplikált szereléshez vagy formai minőségsökkenéshez vezet. Az origami egyetlen felületből C^0 görbületű nem deriválható folytonos felületeket alkot. Speciális esetében az úgynevezett rigid origamiban merevsíkok kapcsolódnak csuklókkal. Ez merev anyagokkal is kivitelezhető konstrukciókat tesz lehetővé. A tensegrity csak rudakat és huzalokat használ. Jól számolható a viselkedése különböző terhelések alatt, azonban a formakeresési eljárásai nem a befoglaló forma alakjából indulnak ki [6] és utómunkával jár a funkcionális síkok kialakítása a szerkezet megtalálása után.

Az origami elvekből kiinduló eljárásokkal közelítjük a formákat, mivel az origami forma-

keresési eljárások között több ismert módszer is a kívánt vizuális megjelenésből kiindulva hoz létre síkká teríthető hajtásokat. Az így létrejövő rendszerek anyag hatékonyságát és szerkezeti stabilitását a tensegrity rendszerekből megismert kedvező térfogat-anyag arányú szerkezetekkel javíthatjuk.

2.4. Origami formakeresés

Mivel sík gyártásból indulunk ki, ezért a rigid origamin belül is egy speciális esetet a síkra hajtható origami változatokat vizsgálom először. Tehát a síkból egyenesek mentén hajtható formaalkotó eljárást keresünk. A későbbiek során a rugalmas anyagokat is számításba veszem nem egyenes hajtásokkal. A síkra hajtható origami jellemzője, hogy egy hajtott állapotban minden pontja egy síkon helyezkedik el. A hajtás minta egy kétdimenziós egyszerű egyenesekből álló gráf egy síkon. Amelyben minden vonal domború vagy homorú hajtást reprezentál. A hajtás minta hajtássorrendje ugyan nem triviális probléma, azonban léteznek eljárások, amelyekkel több kisebb alapvető megoldott hajtásra, úgynevezett molekulára vezethető vissza egy adott hajtás probléma. Ezekről bővebben Tomohiro Tachi ír [7]. Tachi algoritmusával a kívánt vizuális módon kereshető hajtásminta adott formákhoz. A Tachi cikk jó összefoglalást ad egyéb formakereső eljárásokról is. Megtalálása előtt a híres TreeMaker algoritmust vizsgáltam Robert Langtól [8]. Ebben az eljárásban egy kétdimenziós pálcika figurát (a kívánt hajtogatás elágazásait reprezentáló gráf-fát) lehet meghatározni. Az elágazások száma és az ágak hossza szabályozható a kívánt módon. A TreeMaker algoritmus ebből készít egy bázis hajtogatás elemet, amiből kiindulva egy tapasztalt hajtogató létre tudja hozni a kívánt formát. Ez az eljárás, azonban gyárthatósági és szerelési szempontokból túl komplikált eredményre vezet. Már egy egyszerű széket reprezentáló ötágú fánál is, a hajtások nagy száma és a hajtott egy síkba eső lapok nagy száma is problémát okoz.

2.5. Tachi módszer

A Tachi módszer poligonokból állórendszereket bont föl olyan módon, hogy az általa javasolt lineáris és pontszerű behajtó molekulákat [9] illeszt a poligonok közé. A nyitott molekulák és a poligonok együttesen síkká teríthetőek. A molekulák behajtásával a poligonok megfelelő élei egymás mellé kerülnek és ezzel a kívánt térbeli állapotot veszik föl. A következő fejezet

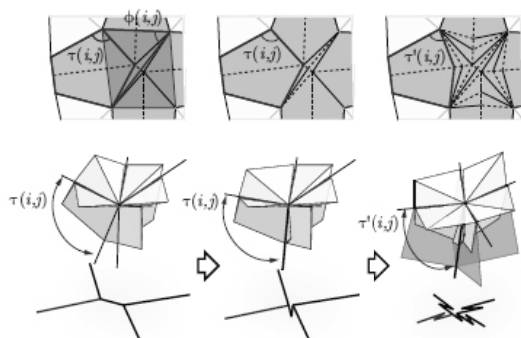
2.6. A Tachi módszer alakítása gyártási szempontok alapján

Anyaghatékonyság, egyszerű kezelhetőség és a merev lapok jelentős vastagsága miatt az átfedő lapok maximális számát kétféleképpen határozom meg. A Tachi módszer algoritmusáig mindig szimmetrikus lineáris molekulákat készít. Tehát a közös poligon élek között egy homorú hajtással lehet a molekulát összecsucni. Ez két egymás melletti lapot eredményez a poligonok között, ami mindig kielégíti az iménti feltételt. A pont molekulák legalább három poligon találkozásánál vannak. Általános esetben ez több, mint 2 átfedő lapot eredményezne, ezért a pontszerű molekulák helyén réseket hagyunk a merev lemezben. Az így keletkező hajtási határozatlanság nincs befolyással a termékre, amennyiben a használati végállapotában fixálható. A lapra szerelt állapotban megengedett több szabadságfok.

2.7. Formai határozottság

Az összehajtott molekulák irányát mindig befelé a felületektől elfelé határozza meg az algoritmus. A vonalszerű molekulák találkozási határozza meg minden esetben egyértelműen a környező poligonok által bezárt szöveget. A következő összefüggés adja a pontszerű molekulákban az adott vonalszerű molekulák melletti felhajtások lehetséges szögeit, ahol $\tau'(i,j)$ a felhajtás szöge i és j pont közötti vonalmolekula i pontjánál:

$$\phi(i,j) - \frac{1}{2}\theta(i,j) \leq \pi - \tau'(i,j) \quad (1)$$



1. ábra: Poligonok szögeit meghatározó elrendezések a Tachi módszerben

Az egyenlőtlenség szélső értékében a vonal molekulák egy egyenes mentén összeérnek az adott pontban. Részletes definíció: [7]-ben a 4.2.2-es fejezetnél. A vonal molekulák hajtott szélének találkozása határozottá teszi a szerkezetet, az irányuk pedig a poligonoktól elfelé áll így egyben merevítőként is funkcionálhatnak. A pont molekulák helyén találkozó élek rögzítése és oldása határozottá vagy határozatlanná (síkra hajtható) teszi a lapot.

2.8. Szélső hozzáadott élek

Az algoritmus a szélekhez plusz éleket és molekulákat generál, hogy a teljes befoglaló forma ne legyen konvex. A szélső pont molekulák miatt a szélső vonal molekulák függetlenné és ezzel fölöslegesé válnak. A befoglaló molekulákat a teríték készítésénél nem vesszük figyelembe.

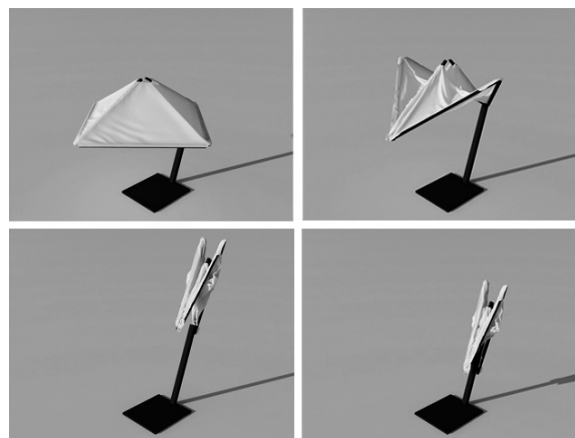
3. MEGVALÓSÍTÁS KÉRDÉSEI

3.1. Csuklók

Anyaghatékonysági megfontolások alapján a csuklást lehetővé tevő részelemek további funkciókat is el kell, hogy lássanak. Kézenfekvő megfontolás a korábbi munkáimban használt szövetsukló elve.

A Korábbi kutatásaimban a Bennett mechanizmust [10] használó napernyő terve nem használt a tartó elemek közötti csuklókat. A tartóelemek helyzetét az ernyő szövete határozta meg. Ez a szerkezet felfogható

tensegrityi jellegűnek. A csuklást az ernyő rugalmassága és a tartók elrendezése tette lehetővé.



2. ábra: Csire Géza: Napernyő a Bennett mechanizmus és Tensegrity megfontolások alapján

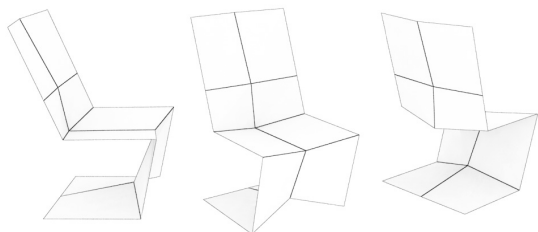
Elsősorban lapra szerelhető bútorok sík gyártási eljárását vizsgálom. A bútorokra jellemző szövet borítás használatánál a szövet csuklóként is működhet. Több réteg használatával az origami megközelítésnél komplikáltabb elrendezések is elérhetővé válnak, azonban ezek megalkotása komplikált folyamat eredménye, ezért vizsgálatukra későbbi írásban kerül sok. Inspirációként érdemes áttekinteni a Whitney és társai által kidolgozott eljárást [11]. Csak sík gyártási eljárások alkalmazásával és különböző anyagminőségű síkok rétegzésével hoztak létre komplex téralkotó struktúrákká egy egyszerű mozdulattal hajtható szerkezeteket. Nagyobb léptékben a rétegzés és a rétegek pozicionálásának kérdései komplikálttá teszik az eljárást, azonban bizonyos elemei hasznosak lehetnek.

3.2. Alak rögzítés

A pont molekulák helyén lehet egyszerre a legtöbb él egymáshoz viszonyított helyzetét irányítani, mivel itt találkoznak az élek. Nincs egyértelmű kézenfekvő rögzítési mód, egy hatékony és egyszerű eljárás még kikísérletezésre vár. Addig a pont molekulákban összefutó él molekulák magasságának bizonyos pontjait rögzítjük egymáshoz a lehető legkisebb

köztük lévő távolsággal. Ennek a módszernek a hátránya, hogy minden egyes pont molekulánál rögzíteni kell a szerkezetet a fix állapot eléréséhez.

3.3. Kísérlet - szabadfelület

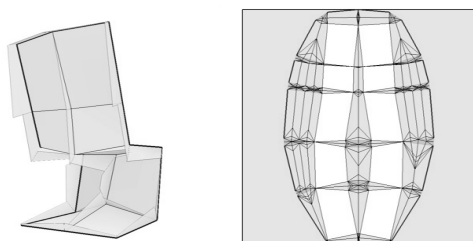


4. ábra: Csire Géza: kevés poligonszámú szék

Egy a híres Pantone szék strukturáltságát idéző alapforma alacsony poligonszámú változatával kezdünk. Az így létrehozott alapja a szabadfelületnek a termék váza lesz összehajtáskor. Az eljárásunk végén ehhez hasonló formájú alapot kell kapnunk, amely: lapra szerelhető, hátoldalán megerősített, első oldalán azonos. Ezt az alapot fejlesztjük tovább székké.

3.4. Teríték generálás

A Tachi algoritmussal terítéket generálunk a kívánt formához. Ezt a terítéket a gyártási megfontolások alapján a korábban részletezett módon átalakítjuk. Eredményeképpen poligonokban és pont molekulákban végződő konkáv vagy konvex alakzatot kapunk, amely az eredeti teríték pont molekuláinak a helyén lyukas. Az így kapott teríték adja a lapra szerelhető bútorunk merev részeinek alapját képező rajzot. Ebben minden él a merev sík egy vágását reprezentálja, amely vágások a szövet hozzá-



5. ábra: Tartól és teríték a Tachi módszerrel

adásával csuklók szerepét fogják betölteni.

3.5. Tapasztalatok, további megfontolások

A gyártáshoz alakított terítéket papír hajtással ellenőriztem. A kívánt megfontolások működtek azonban további vizsgálatok szükségesek. A Tachi féle eljárás legnagyobb hátránya, hogy folyamatos felületekből folyamatos felületeket képez. Ez nem minden esetben szükségszerű a bútorok készítésében, itt nem muszáj a klasszikus origami szabályokat követni. A hajtott vonal molekulák mérete a kívánt formai sajátosságoktól függenek, önmagukban nem befolyásolhatóak. Ez a kapott formai minőség rovására mehet. Összetett terítékek esetében nem szükséges minden vonal molekula által adott hajtás, mint merevítés. Ez az összeállítás bo-



3. ábra: Gyártáshoz alakított teríték és papírmmodellje

nyolódásához vezet.

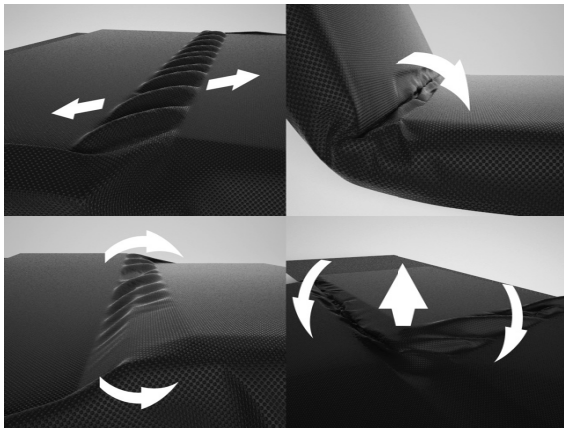
4. EREDMÉNYEK

A bútorok tulajdonságait meghatározó szabványok az ISO 9241 és a ANSI/BIFMA X5.1-2011 jól alkalmazható eredményeket adnak ülőbútorok minőségének mérésekor: Háttámlájának 68 kg terhelést kell bírnia; Bármely pontját terhelve az stabil marad; Minden lába legalább 34 kg terhelést kell elviseljen 25 mm-re a végétől; Ülése 102 kg terhelést kell kibírjon 150 mm magasból ejtve; Élettartama alatt legalább 100000-szer el kell viselnie 57 kg terhelést 50 mm magasból ejtve. [1]

4.1. Előzetes jellegzetesség keresés

Az origami jellegnek köszönhetően az eredeti struktúra lapjai egymáshoz képesti elmozdulása az őket összetartó szövetben jellegzetes mintákat alakít ki. A szövet kizárólag húzást a

merev lapok többnyire nyomást vesznek föl. A négy legalapvetőbb eset: Húzás: két szövetvel egymáshoz rögzített szomszédos lap egymáshoz legközelebbi éle távolodik. Hajlítás: két szövetvel egymáshoz rögzített szomszédos lap legközelebbi élük mentén egymáshoz képest elfordulnak. Csavarás: két szövetvel egymáshoz rögzített szomszédos lap egymáshoz legközelebbi éle kitér. Vegyes: több hatás találkozása. Főleg azokon a pontokon jellemző ahol több lap éle egy pontban találkozik. Előreláthatólag ezek a pontok mindig kritikus pontok lesznek. A szövet legkönnyebben a pontszerű terhelésektől megy tönkre. Folyamatos húzásnak kitett feszülő részekben felléphet a szövetben relaxáció, vagy nyúlás, ami a forma és a teherbírás megváltozásával járhat. A csavarás



6. ábra: Előzetes Jellegzetességek: húzás, hajlítás, csavarás és mindegyik egyszerre

és vegyes jellegű terheléseknél a szövetben nem egyenletes feszültség ébred. Amennyiben a kísérletek, vagy az elméleti modell megköveteli, ezeket a pontokat érdemes megerősíteni nagyobb teherbírású szövettel, vagy puha töltőanyaggal eloszlatni a pontszerű terhet. A merevlapok tönkremenetelének legvalószínűbb az éles sarkok letörése, valamint különleges terhelési esetekben kaphatnak hajlítást is.

5. JÖVŐKÉP

Eredménye egy tervezés segítő szoftver, amely a lapra szerelhető bútorok kialakításakor a tervezést nehezítő funkcionális kötöttségektől mentesen síkokra bontja a kívánt térbeli formát, olyan módon hogy a kapott síkok rétegei

ismert gyártási eljárásokra vannak optimalizálva és a lehető legjobb anyaghatékonyságot biztosítja az ökológikus gyárthatóság érdekében. A rétegekből álló sík összehajtható és rögzíthető egyszerű módon a kívánt térformában. Ezzel a szoftverrel a síkban szállítható bútorok tervezésében nagyobb hangsúlyt kaphat a formai és pszichológiai oldal, amely hosszútávon a vizuális kultúra fejlődését eredményezheti.

6. IRODALOMJEGYZÉK

- [1] ANSI/BIFMA, X5.1, 2011, "Chairs" fejezet részlete.
- [2] Julian M. Allwood, Michael F. Ashby, Gutowsky G. Timothy, and Worrel Ernst, "Material efficiency: A white paper," *Resources, Conservation and Recycling*, vol. 55, pp. 362-381, 2011.
- [3] Rolf Reber, Norbert Schwarz, and Piotr Winkielman, "Processing Fluency and Aesthetic Pleasure: Is Beauty in the Perceiver's Processing Experience?," vol. 4, no. 8, pp. 364-382, 2004.
- [4] Karl Duncker and Lynne S. Lees, "On problem-solving," *Psychological Monographs*, vol. 58, no. 5, pp. i-113, 1945.
- [5] Anthony Pugh, *An Introduction to Tensegrity*. USA: University of California Press, 1976.
- [6] Gunnar Tibert, *Deployable Tensegrity Structures for Space Application*, 2002.
- [7] Tomohiro Tachi, "Origamizing Polyhedral Surfaces," , vol. 16(2), 2010, pp. 298-311.
- [8] Robert J. Lang, "A computational algorithm for origami design," , 1996, pp. 98-105.
- [9] Tomohiro Tachi, "3D origami design based on tucking molecule," , 2009, pp. 259-272.
- [10] Geoffrey Thomas Bennett, "A new mechanism," *Engineering* 76, pp. 777-778, 1903.
- [11] J. P. Whitney, K. Y. Ma Sreetharan, and R. J. Wood, "Pop-up book MEMS," *JOURNAL OF MICROMECHANICS AND MICROENGINEERING*, vol. Volume 21, no. 11, 2011.

TERMÉSZETI ELVEK AZ ANALÓGIA ALAPÚ TERVEZÉSBEN

NATURE PRINCIPLES IN ANALOGICAL DESIGN

*Dömötör Csaba, adjunktus; Dr. Péter József, egyetemi docens, CSc
Miskolci Egyetem, Gép- és Terméktervezési Tanszék*

ABSTRACT Analogical design is one of several design methods. In this paper I define connects between design practice and nature structures. For example the problem of aerodynamic drag has solved in nature too. Drop shape means the best solution of this technical task, so engineers used this know-how to develop a streamlined helmet.

1. BEVEZETÉS

Egy termék fejlesztésekor a formavilág meghatározása a tervezési folyamat egyre fontosabb részévé válik. A profitorientált cégek elsődleges célja, hogy a fogyasztói igényeket kielégítő –vagy ezt ígérő– és ezáltal eladható termékek kidolgozásával nyereséget termeljenek. A folyamatos bevétel eléréséhez viszont legalább fenn kell tartani az újdonság látszatát. Ezt legtöbb esetben nem a műszaki tartalommal bíró funkciók továbbfejlesztésével érik el, hanem egyszerűen csak egy új formavilággal.

2. IDŐTLEN FORMÁK

Egy termék formatervének kialakításakor stílusirányzattól függetlenül szinte minden esetben jó választás a „mindig divatos természet” valamilyen mértékű felidézése. Lehet ez egy egyszerű mintázat vagy színekombináció, jellegzetes formai elem vagy egyszerűen csak egy jól bevált arány átmenelése. Az ily módon megtervezett termékek sikeressége abban rejlik, hogy a vásárlók tudatában (vagy tudatalattijában) ezek a természeti formaalkotó elemek, mint jól bevált forma- és funkcióhordozók a megbízhatóságot és tartósságot képviselik. Mivel ezek olyan értékek, amit legtöbb felhasználó keres egy-egy termék megvásárlásakor, érdemes élni a természettől való tanulás illetve a természetről való másolás lehetőségével.

Erre a másolásra pedig nem szabad úgy tekinteni, mint a vevő becsapására. A termékek

használati értékének elemzésénél elfogadott és alapvető, hogy figyelembe vesszük a felhasználók igényeit, testfelépítését vagy éppen a funkciók működtetéséhez szükséges mozdulatokat. Egy jobb kezes szerszámot vagy eszközt például a felhasználói csoport jobb kezének átlagos méreteihez és lehetséges mozdulataihoz igazítjuk (1. ábra).



1. ábra.

„Handshoe” - jobbkezes ergonomikus egér

Ehhez hasonlóan lélektani szempontból is meg lehet közelíteni egy célcsoportot azáltal, hogy a terméket olyanná formáljuk, amivel a felhasználója akár már az első pillanatban azonosulni tud. Egy pozitív érzelmi reakciókat kiváltani képes terméket a vevő örömmel vásárol meg és vesz használatba, ami később akár a termék műszaki funkcióinak vagy esetleges hiányosságainak könnyebb elfogadásához is vezet.

A 2. ábrán bemutatott virágot formázó asztal anyagában és színeiben is a természetet idézi. Egyszerű organikus formái képesek elnyerni az innovatív tárgyakra fogékony célközönség többségének tetszését. Az asztal további különlegessége, hogy öt egyforma elemből álló, bármiféle ragasztó vagy rögzítő elem nélkül összeillesztett fa tartószerkezete alkotja egy egyszerű üveg teherhordó felület alátámasztási pontjait.



2. ábra.

Üveg és fa asztal (Shige Hasegawa design)

Bizonyos esetekben a tervező nem csupán inspirációt merít a természetből, hanem annak pontos leutánzására törekszik. Ilyenkor szimpla formai elemek helyett összetett alakzatok vagy élőlények komplex felépítését mintázza meg, ügyelve annak minél részletesebb megjelenítésére. A 3. ábrán bemutatott oroszánt formázó varrógép használaton kívül igazi szoborként díszíti a szobát, de néhány mozdulattal könnyen munkára fogható. Ebben az esetben persze már inkább beszélhetünk iparművészetről, mintsem organikus designról.



3. ábra.

“Lion Singer” varrógép
(Kimball and Morton Company, 1868)

3. A DESIGN, MINT INFORMÁCIÓ

Mivel egy termékkel kapcsolatba kerülve a felhasználó először a külső megjelenéssel szembesül, nagyon fontos hogy milyen első benyomást kelt benne a forma- és színterv, mert ez később a termék funkciójáról alkotott képét is befolyásolhatja.

Formatervezési elvek felhasználásával elérhető például, hogy a különböző kezelőgombok alakjából és barázdáltságából következtetni lehessen a használathoz szükséges mozdulatokra. Fontos információk ezek, melyek tényleg jó, ha a használat során a termékleírástól függetlenül mindvégig rendelkezésre állnak.

4. A SZÍNEK HATÁSA

A forma mellett a színterv is a design része, amivel a tervező ugyanúgy képes információt kifejezni, hiszen a színeknek kiemelkedően fontos jelző és figyelemfelkeltő hatásuk van. Az emberben az ezzel kapcsolatos képzetársítások ösztönszerűek, mert igen mélyen kódoltak.

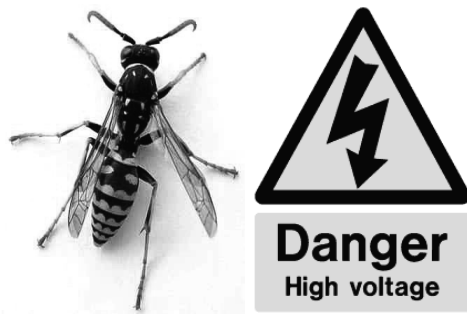
A tűz fogalmának említése esetén például legtöbb embernek a szénben gazdag anyagok tökéletlen égésekor keletkező, úgynevezett világító láng jut az eszébe, amelynek narancsvörös színárnyalatai a láng oxigén-, szén- és hidrogéntartalmának arányától függően, de viszonylag szűk színtartományon belül változnak.

Ezzel ellentétben a jég, mint legtermészetesebb hideg közeg, gyakran kékes árnyalatokban jelenik meg. A vörös árnyalatokat ezért minden esetben melegnek, míg a kékes színeket hidegnek érzékeljük. Ezen a tényen még az sem változtat, hogy napjainkban jóval gyakrabban találkozunk a gázkészülékekben megfigyelhető kékes színű szúrólánggal, mely a metángáz tökéletes égésekor alakul ki.

Ennek megfelelően amennyiben egy felület forró, vagy annak akarjuk láttatni, erre legalkalmasabb a vörös árnyalatok alkalmazása. De a színdinamika alapelveit felhasználva még az ember hangulatát is befolyásolhatjuk, sőt akár a különböző környezeti hatásokra kialakuló hő-, zaj- és szagérzeteken is tudunk kompenzálni. Így például a megfelelő színválasztással a kialakuló hőérzet akár néhány Celsius fokkal módosítható.

A telített színek használata dinamizmust vagy éppen játékosságot sugall. Telítetlen tartományba eső, akár szürke árnyalatúba hajló színekkel felépített színtervben az élénk árnyalatokkal könnyedén kiemelhetők a fontosabb funkciók de általános figyelemfelkeltésre az egyik legalkalmasabb választás a sárga-fekete párosítása. Mivel kiemelkedő szíkontrasztja miatt az élővilág is gyakran felhasználja ezt, mint óvatosságra intő jelzést, ezért alkalmas egy mesterségesen

létrehozott mérnöki műtárgy esetén is az emberek figyelmének felkeltésére. (4. ábra.)



4. ábra.

Figyelmeztető fekete-sárga szinkontraszt

Az eltérő színek kontrasztjának vizsgálatakor nem feledkezhetünk meg a szimultán kontraszthatás jelenségéről sem, mely Leonardo da Vinci színelméleti munkásságának egyik fontos megfigyelése volt. Lényege, hogy „egyforma világos tárgyak közül az látszik kevésbé világosnak, amelynek a legfehérebb a környezete és az tűnik a legfehérebbnek, amelynek sötétebb a háttere.” Mindezt a teljes spektrumra értelmezve elmondható, hogy a valóságban minden színt valami másnak tartunk a háttere miatt.

5. A DESIGN, MINT MARKETING

A designban rejtőző információ-csomag fontos jellemzője, hogy *nonverbális* úton jut el a felhasználóig, aki így ezt sokkal hitelesebbnek éli meg, mivel nem a termék leírásában lévő népszerűsítő szövegben olvassa, hanem maga állapítja meg. A termékleírás tehát bizonyos adatait tekintve csak a forma- és színterv által közvetített benyomások megerősítésére szolgál. Éppen ezért törekedni kell a funkciók és design összhangjára, mert ezt figyelmen kívül hagyva olyan termék születhet, ami formatervével mást ígér, mint amit a felhasználójának nyújtani tud.

A terméktervezés során nagy hangsúlyt kap, hogy a design által közvetített jelzések a legszélesebb felhasználói kört tekintve is egyértelműek legyenek. Fontos, hogy az információhordozó formaelemek értelmezhetősége minél kevésbé függjön a felhasználók nemétől, korától, képzettségétől, társadalmi-, kulturális- vagy éppen földrajzi hovatartozásától. Nem kétséges, hogy az ilyen tervezői feladatokra is biztos megoldást kínál, ha a természet által kódolt és így az emberben ösztönszerűen kialakuló benyomásokból indulunk ki.

Az 5. ábrán látható, a lehulló vízcsepp alakját formázó bukósisak például nem csak áramvonalas, de kiegészítő formai elemei és dinamikus festése miatt annak is látszik. Ezt az aerodinamikailag tökéletes formát a természet ihlette, hiszen kifejlesztői a légellenállási együttható minimumfüggvényének megoldását a levegőben zuhanó képlékeny folyadékcsepp közegellenállás hatására dinamikusan deformálódó alakjában találták meg.



5. ábra.

„Las Crono 2011” csepp alakú bukósisak

6. FORMAALKOTÓ ELEMEEK

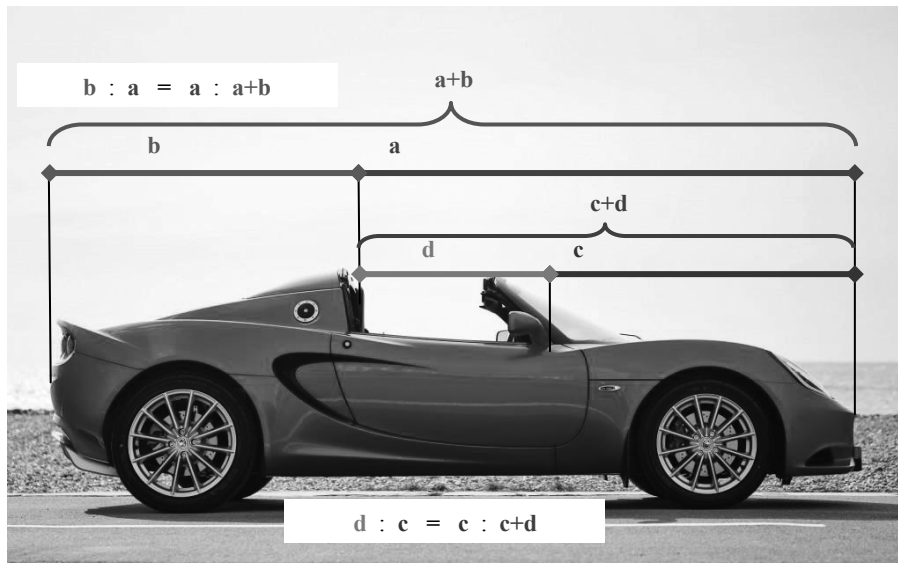
A formák legtöbbször alapvető geometriai alakzatokból épülnek fel: *pont, egyenes, sík, kör, négyzet, kocka, hasáb, gúla, kúp, gömb, henger, stb.* Ezek mindegyike jól értelmezhető, szabályossága lévén megbízhatóságot sugalló formát eredményez. Mégis gyakran visszatérő motívumok az *amorf*, bonyolult alakzatok, amelyekkel a tervező mozgalmasságot, kreativitást, könnyedséget vagy éppen természetességet sugallhat, hiszen az élővilágban ritkák a tisztán mértani formák. Ugyanakkor az alapvető geometriai elemek is hatásosan alkalmazhatók, ha nem feledkezünk meg az *arány, ritmus, szimmetria, aszimmetria, irányultság, tagolás* vagy a *formakontrasztok* által közvetíthető üzenetekről sem.

Az élőlények testfelépítése, arányai, méretei vagy akár színei minden esetben a létfenntartáshoz szükséges funkcionalitásnak vannak alárendelve. De az alapfunkciók teljesítése mellett sokszor az anyag- és energiafelhasználás minimalizálása is fontos részfeladatként jelenik meg. Az élővilághoz hasonlóan a célszerűség a használati tárgyak esetén is elsődleges szempont, így az alapvető arányokat szintén a funkciók határozzák meg. Ezen belül a tervezőnek még van mozgástere arra, hogy a termék végleges formáit a szemnek tetsző arányokkal építse fel.

Az ókor tudósai a szépség okát az emberi test arányaiban, vagyis az aranymetszésben vélték felfedezni, amiben a rövidebb és a

hosszabb rész viszonya megegyezik a hosszabb rész és az egész viszonyával. Egy ilyen elvek alapján felépített tárgy a természetből visszaköszönő arányai miatt a

szemléltetőben az időtálló szépség és megbízhatóság érzetét kelti. A 6. ábra a Lotus Elise sportkocsi karosszériájának aranymetszés szabályai szerint felépülő arányait mutatja be.



6.ábra.

Lotus Elise és az aranymetszés arányai

Egy másik a természetben és műszaki gyakorlatban is gyakran előforduló alapelem a hatszög. Mivel ezen síkidomok holtér nélkül optimálisan egymás mellé sorolhatók, így a síkban maximális helyhasználás mellett minimalizálható a cellákat körülvevő falak területegységre vetített hossza. A méheknél és darazsaknál megfigyelhető méhsejt-szerkezet tehát tökéletesen példázza az élővilág anyag- és energiaminimum elvére való törekvését.



7.ábra.

Méhsejt struktúra és moduláris fényorgona

Ezen építési mód további előnye a vékony falak ellenére is nagy merevséggel bíró szerkezet, mely egyben a mérnöki feladatok egyik fontos visszatérő feltétele. (7.ábra.)

7. KÖVETKEZTETÉSEK

Belátható hogy emberiség nagyságrendekkel több időt töltött a természet közelében, mint attól eltávolodva. Az új impulzusok, társadalmi hatások vagy megváltozott viselkedésmódok ellenére ezért mindenképpen ösztönszerűen a felszínre kerülnek az őseink által korábban megszerzett tapasztalatok. A formatervezés szubjektív tudományában pedig érdemes olyan stabil támpontokat keresni, amelyek ezekhez a mindannyiunk tudatába kódolt képzetársításokhoz kapcsolódnak, hiszen ezáltal mind szélesebb körben elfogadott designnal rendelkező termékeket fejleszthetünk.

8. IRODALOMJEGYZÉK

- [1] Péter, J., Dömötör, Cs.: Principles of the design theory and the nature, XXVI. MicroCAD International Scientific Conference, Miskolc, 2012. March 29-30.
- [2] Péter, J., Dömötör, Cs.: Industrial design in development, Miskolc-Egyetemváros, 2011.
- [3] Szentpéteri Tibor 1983: Design fogalom meghatározások. Zsennye, 27. old.

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A bemutatott kutatómunka a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt részeként az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg.

FESZÜLTSÉGEK ÉS ELMOZDULÁSOK MEGHATÁROZÁSA ÜREGES PIEZOELEKTROMOS KÖRTÁRCSÁKBAN

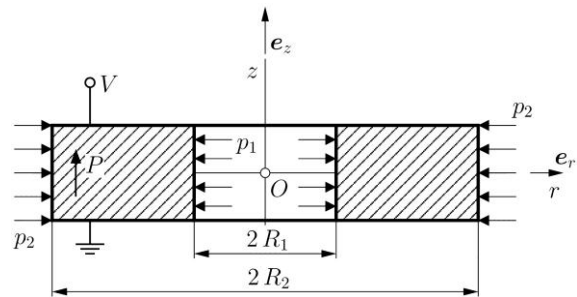
DETERMINATION OF STRESSES AND DISPLACEMENTS IN A PIEZOELECTRIC HOLLOW CIRCULAR DISK

Ecsedi István, egyetemi tanár, dr. habil, Miskolci Egyetem, Mechanikai Tanszék
Baksa Attila, egyetemi docens, PhD, Miskolci Egyetem, Mechanikai Tanszék

ÖSSZEFOGLALÁS (ABSTRACT). The static and dynamic linear responses of a hollow circular disk of a piezoelectric ceramic poled in thickness direction are treated. The applied mechanical loads are uniform pressures acting on the inner and outer curved boundary surfaces. Upper and lower faces are traction-free and are electroded with a driving voltage across the thickness. Under the conditions of plane-stress state an analytical solution is presented to determine the static and dynamic responses of the thickness polarized hollow circular disk made of PZT4 ceramic.

1. BEVEZETÉS

A PZT kerámiák a microtechnológiák legfontosabb szerkezeti komponenseiként nyernek alkalmazást. Használjuk szenzorok és actuátorok kialakítására kedvező piezoelektromos tulajdonságaik és nagy dielektromos állandójuk miatt. Az elmúlt években a piezoelektromos anyagok alkalmazási területe jelentősen kibővült az intelligens (smart, adaptive) struktúrákkal, ahol kiemelt szerkezeti anyagként különböző piezoelektromos kerámiák nyernek alkalmazást. E dolgozat tárgyát vékony vastagságú, üreges körhenger alakú síkfeszültségi állapotban lévő piezokerámiák statikai és dinamikai feladatainak analitikus megoldása alkotja. A feladat megoldása döntően a lineáris piezoelektromosságtan alapvető mezőegyenleteinek felhasználására épül. A vonatkozó peremérték feladatok megfogalmazására az $Or\varphi z$ henger-koordinátarendszer használatát. A vékony falvastagságú üreges körtárcsa axiálisan (z irányban) polarizált. A vizsgált tárcsa meridián metszetét az 1. ábra szemlélteti az alkalmazott mechanikai és villamos terhelésekkel együtt. A felső és alsó lap ($z = t/2$ és $z = -t/2$) elhanyagolható vastagságú elektródákat tartalmaz úgy, hogy a $z = t/2$ és a $z = -t/2$ lapokon a villamos potenciál szűkségképpen állandó [1, 2].



1. ábra. Körgyűrű alakú piezoelektromos kerámia.

A vizsgált feladat tengelyszimmetrikus és az általunk tanulmányozott dinamikai feladatban a

$$\begin{aligned} \bar{p}_i(\tau) &= p_i \cos \omega \tau, \quad (i=1,2) \\ \bar{U} &= U \cos \omega \tau \end{aligned} \quad (1)$$

időben harmonikus mechanikai és villamos terhelésekhez tartozó állandósult elmozdulásokat és feszültségeket határozzuk meg, ahol \bar{p}_i, p_i nyomást, nyomás amplitúdót ($i=1,2$), \bar{U}, U az alkalmazott villamos feszültséget, illetve a villamos feszültség amplitúdóját jelöli, továbbá τ az időkoordináta, ω pedig az előírt, időben harmonikus függvényvel jellemzett terhelések (mechanikai és villamos) körfrekvenciáját jelöli.

A tengelyszimmetrikus feladat megoldásához az alábbi egyenleteket használjuk [1, 2]:

$$\varepsilon_r = \frac{\partial u}{\partial r}, \quad \varepsilon_\varphi = \frac{u}{r}, \quad (2)$$

$$\frac{\partial \sigma_r}{\partial r} + \frac{\sigma_r - \sigma_\varphi}{r} + \rho \omega^2 u = 0, \quad (3)$$

$$\sigma_r = C_{11} \varepsilon_r + C_{12} \varepsilon_\varphi - E_{31} E_3, \quad (4)$$

$$\sigma_\varphi = C_{12} \varepsilon_r + C_{11} \varepsilon_\varphi - E_{31} E_3, \quad (5)$$

$$D_z = E_{31} \varepsilon_r + E_{31} \varepsilon_\varphi + \kappa_{33} E_3, \quad (6)$$

$$D_r = \kappa_{11} E_1, \quad E_1 = -\frac{\partial \phi}{\partial r}, \quad E_3 = -\frac{\partial \phi}{\partial z}, \quad (7)$$

$$\frac{\partial}{\partial r}(r D_r) + \frac{\partial}{\partial z}(r D_z) = 0. \quad (8)$$

A (2-8) egyenletekhez tartozó peremfeltételek

$$\phi(r, -t/2) = 0, \quad \phi(r, t/2) = U \quad (9)$$

$$R_1 \leq r \leq R_2,$$

$$D_r(R_1, z) = D_r(R_2, z) = 0 \quad |z| \leq t/2, \quad (10)$$

$$\sigma_r(R_1, z) = -p_1, \quad \sigma_r(R_2, z) = -p_2 \quad (11)$$

$$|z| \leq t/2.$$

A fenti egyenletekben $u(r)$ a radiális elmozdulás amplitúdója; σ_r, σ_ϕ a normál feszültségek amplitúdói; $\varepsilon_r, \varepsilon_\phi$ az alakváltozási amplitúdók; $\mathbf{E} = E_1 \mathbf{e}_r + E_3 \mathbf{e}_z$ a villamos térerősség amplitúdója; ϕ az elektromos potenciál amplitúdója, $\mathbf{D} = D_r \mathbf{e}_r + D_z \mathbf{e}_z$ a villamos eltolási vektor amplitúdója. Az anyagegyenletekben szereplő állandókat tekintettel a síkfeszültségi állapottal kapcsolatos $\sigma_z = 0$ egyenletre a következő módon nyerjük a piezokerámiákhoz tartozó $c_{11} = c_{22}, c_{33}, c_{12}, c_{13}$ merevségi együtthatókból és az e_{31}, e_{33} piezoelektromos állandókból:

$$C_{11} = c_{11} - \frac{c_{13}^2}{c_{33}}, \quad C_{12} = c_{12} - \frac{c_{13}^2}{c_{33}}, \quad (12)$$

$$E_{31} = e_{31} - \frac{c_{13}}{c_{33}} e_{33}. \quad (13)$$

A (6), (7) egyenletekben κ_{11}, κ_{33} az alkalmazott kerámia dielektromos állandóit jelöli [1, 2]. A (2-8) egyenletek felírásánál felhasználtuk, hogy a γ_{rz} nyírési alakváltozás elhanyagolható az $\varepsilon_r, \varepsilon_\phi$ fajlagos nyúlásokhoz képest, mely felvetés összhangban van a síkfeszültségi állapot előírásaival. A (9) peremfeltételi előírások által vezetve a villamos potenciál kifejezésére az alábbi függvényt használjuk:

$$\phi = U \left(0, 5 + \frac{z}{t} \right). \quad (14)$$

A (14) egyenletnek megfelelően

$$D_r = 0, \quad E_3 = -\frac{U}{t} = \text{állandó}. \quad (15)$$

A (2), (4) és (5) egyenletekből az következik, hogy

$$\sigma_r = C_{11} \frac{\partial u}{\partial r} + C_{12} \frac{u}{r} + E_{31} \frac{U}{t}, \quad (16)$$

$$\sigma_\phi = C_{12} \frac{\partial u}{\partial r} + C_{11} \frac{u}{r} + E_{31} \frac{U}{t}. \quad (17)$$

A (3) és (16), (17) egyenletek kombinálása a következő differenciálegyenletet adja az $u = u(r)$ elmozdulási amplitúdóra:

$$r^2 \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + r \frac{\partial u}{\partial r} + \left(r^2 \frac{\rho \omega^2}{C_{11}} - 1 \right) u = 0. \quad (18)$$

A (6) egyenletből azt kapjuk, hogy

$$D_z = E_{31} \left(\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{u}{r} \right) - \kappa_{33} \frac{U}{t}. \quad (19)$$

Evidens, hogy a (15)₁ és a (19) egyenletek által definiált komponensekkel rendelkező villamos eltolási vektor kielégíti a (8) Gauss egyenletet, hiszen az u radiális elmozdulási amplitúdó csak az r koordináta függvénye. A (11) feszültségi peremfeltételek kielégítése révén nyerjük az értékét a (18) homogén, másodrendű, közönséges differenciál-egyenletben szereplő két integrációs állandónak.

2. STATIKAI FELADAT

A statikai feladat megoldását a (16-19) egyenletek felhasználásával kapjuk az $\omega = 0$ helyettesítéssel. Könnyen ellenőrizhető, hogy

$$u(r) = k_1 r + k_2 r^{-1}, \quad (20)$$

$$\sigma_r(r) = (C_{11} + C_{12}) k_1 + (-C_{11} + C_{12}) k_2 r^{-2} + E_{31} \frac{U}{t}, \quad (21)$$

$$\sigma_\phi(r) = (C_{11} + C_{12}) k_1 + (-C_{12} + C_{11}) k_2 r^{-2} + E_{31} \frac{U}{t}, \quad (22)$$

$$D_z = 2k_1 E_{31} - \kappa_{33} \frac{U}{t}, \quad (23)$$

ahol

$$k_1 = \frac{1}{(C_{11} + C_{12})(R_2^2 - R_1^2)} \left[R_1^2 \left(p_1 + E_{31} \frac{U}{t} \right) - R_2^2 \left(p_2 + E_{31} \frac{U}{t} \right) \right], \quad (24)$$

$$k_2 = \frac{p_1 - p_2}{C_{11} - C_{12}} \frac{R_2^2 R_1^2}{R_1^2 - R_2^2}. \quad (25)$$

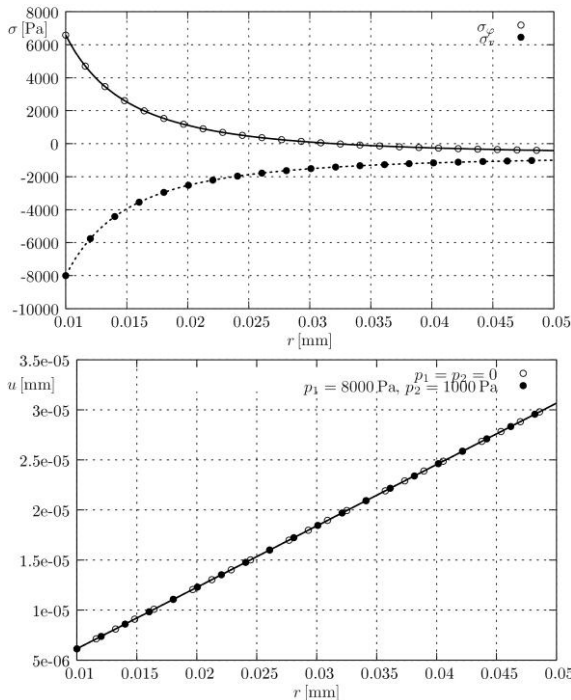
Abban a különleges esetben, mikor is $p_1 = p_2 = 0$, azt kapjuk, hogy

$$u(r) = \frac{E_{31}}{(C_{11} + C_{12})t} r, \quad \sigma_r = \sigma_\varphi = 0, \quad (26)$$

$$D_z = \left(\frac{2E_{31}^2}{(C_{11} + C_{12})t} - \frac{\kappa_{33}}{t} \right) U. \quad (27)$$

A 2. ábra egy numerikus példa eredményeit tünteti fel, amely a következő adatokkal lett kiszámolva (PZT4):

$$\begin{aligned} c_{11} = c_{22} &= 13,9 \cdot 10^{10} \text{ Pa}, & c_{12} &= 7,78 \cdot 10^{10} \text{ Pa}, \\ c_{13} &= 7,4 \cdot 10^{10} \text{ Pa}, & c_{33} &= 11,5 \cdot 10^{10} \text{ Pa}, & e_{31} &= -5,2 \frac{\text{C}}{\text{m}^2}, \\ e_{33} &= 15,1 \frac{\text{C}}{\text{m}^2}, & \kappa_{11} &= 0,646 \cdot 10^{-8} \frac{\text{C}}{\text{Vm}}, \\ \kappa_{22} &= 0,562 \cdot 10^{-8} \frac{\text{C}}{\text{Vm}}, & t &= 1 \text{ mm}, & R_1 &= 10 \text{ mm}, \\ R_2 &= 50 \text{ mm}, & U &= 500 \text{ V}, \\ p_1 &= 8000 \text{ Pa}, & p_2 &= 1000 \text{ Pa}. \end{aligned}$$



2. ábra. Feszültségek és elmozdulások szemléltetése $\omega = 0$ esetre.

A vizsgált feladatban az előírt $p_1 = 8000 \text{ Pa}$, $p_2 = 1000 \text{ Pa}$ és $V = 0$ terhelés esetén fellépő radiális elmozdulás 10^{-9} nagyságrendű, ez magyarázza a 2. ábrában az elmozdulások kicsiny eltérését. E példában a radiális elmozdulások döntően az alkalmazott villamos terhelésből származnak.

3. DINAMIKAI FELADAT

A (18) homogén, közönséges, másodrendű differenciál-egyenlet általános megoldása $\omega \neq 0$ esetben elsőrendű első és másodfajú Bessel függvények lineáris kombinációjaként adható meg [3]:

$$u(r, \omega) = K_1 f_1(r) + K_2 f_2(r), \quad (28)$$

ahol

$$f_1(r) = J_1 \left(\frac{\rho \omega^2}{C_{11}} r \right), \quad f_2(r) = Y_1 \left(\frac{\rho \omega^2}{C_{11}} r \right). \quad (29)$$

A (11) feszültségi peremfeltételekből a K_1 és K_2 állandókra az alábbi képleteket tudjuk levezetni:

$$K_1 = \frac{p_2 a_{12} - p_1 a_{11} + (a_{11} - a_{12}) E_{31} U / t}{a_{11} a_{22} - a_{12} a_{21}}, \quad (30)$$

$$K_2 = \frac{p_1 a_{21} - p_2 a_{22} + (a_{21} - a_{22}) E_{31} U / t}{a_{11} a_{22} - a_{12} a_{21}}, \quad (31)$$

ahol

$$a_{11} = C_{11} g_1(R_1) + C_{12} \frac{f_1(R_1)}{R_1}, \quad (32)$$

$$a_{12} = C_{11} g_2(R_1) + C_{12} \frac{f_2(R_1)}{R_1}, \quad (33)$$

$$a_{21} = C_{11} g_1(R_2) + C_{12} \frac{f_1(R_2)}{R_2}, \quad (34)$$

$$a_{22} = C_{11} g_2(R_2) + C_{12} \frac{f_2(R_2)}{R_2}, \quad (35)$$

$$g_1(r) = \frac{\partial f_1}{\partial r}, \quad g_2(r) = \frac{\partial f_2}{\partial r}. \quad (36)$$

A normál feszültségek számítása a (16) és (17) képletek, valamint a (28) egyenlet kombinálásával levezetett összefüggések alapján történik:

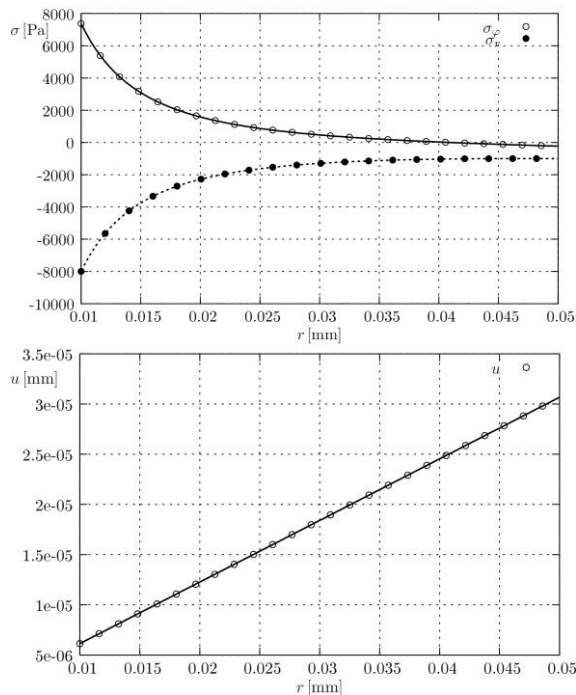
$$\begin{aligned} \sigma_r(r, \omega) &= K_1 \left[C_{11} g_1(r) + C_{12} \frac{f_1(r)}{r} \right] + \\ &K_2 \left[C_{11} g_2(r) + C_{12} \frac{f_2(r)}{r} \right] + E_{31} \frac{U}{t}, \end{aligned} \quad (37)$$

$$\sigma_{\varphi}(r, \omega) = K_1 \left[C_{12} g_1(r) + C_{11} \frac{f_1(r)}{r} \right] + K_2 \left[C_{12} g_2(r) + C_{11} \frac{f_2(r)}{r} \right] + E_{31} \frac{U}{t}. \quad (38)$$

A villamos eltolási vektor axiális komponensének a számítására a (19) egyenletből következő alábbi képlet használható:

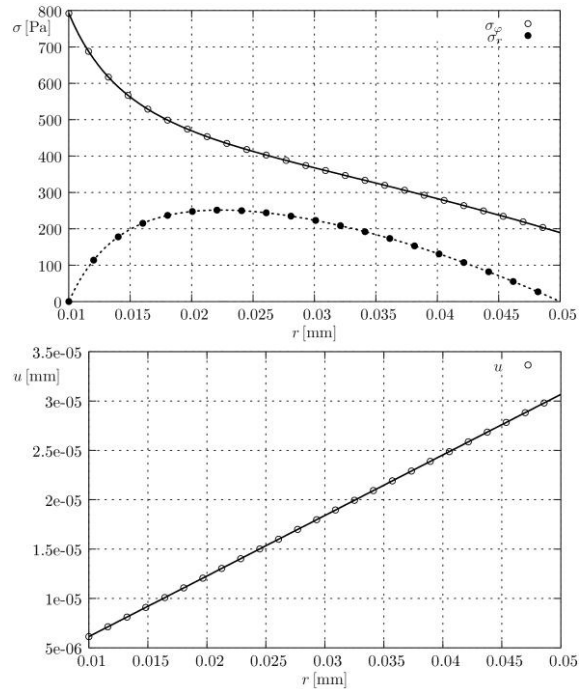
$$D_z = E_{31} \left[K_1 \left(g_1(r) + \frac{f_1(r)}{r} \right) + K_2 \left(g_2(r) + \frac{f_2(r)}{r} \right) \right] - \kappa_{33} \frac{U}{t}. \quad (39)$$

A 3. ábra egy olyan numerikus példa számítási eredményeit szemlélteti, amikor $\omega = 1000 \text{ rad/s}$, $p_1 = 8000 \text{ Pa}$, $p_2 = 1000 \text{ Pa}$ és $U = 500 \text{ V}$, vagyis az üreges körtárcsa egyidejűleg dinamikus mechanikai és villamos terhelések hatása alatt áll. A példában használt geometriai méretek és anyagállandók a statikai problémához tartozó feladatból származnak.



3. ábra. Feszültségek és elmozdulások egyidejűleg működő mechanikai és villamos terhelés esetén $\omega = 1000 \text{ rad/s}$

A 4. ábra pusztán dinamikus villamos terhelésnek kitett fentiekben vizsgált üreges kör alakú tárcsa feszültségeit és radiális elmozdulását szemlélteti.



4. ábra. Feszültségek és elmozdulások $p_1 = p_2 = 0$, $\omega = 1000 \text{ rad/s}$ és $U = 500 \text{ V}$ esetén.

4. KÖVETKEZTETÉSEK

A tanulmány üreges, vékony vastagságú piezoelektromos körtárcsák statikai és dinamikai feladatának megoldására egy analitikus módszert ismertet. A lineáris piezoelektromosság síkfelületi állapotához tartozó egyenletei nyervek alkalmazást a vonatkozó peremérték feladatok megfogalmazásánál. Az analitikus módszer által nyert eredmények közvetlenül használhatók piezoelektromos kerámiák szilárdságtani problémáinak megoldására szolgáló különböző numerikus eljárások pontosságának az ellenőrzésére.

Köszönetnyilvánítás.

A tanulmány elkészítését az OTKA K67825 és a TÁMOP 4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 programok támogatták.

6. IRODALOM

- [1] J.S. Yang, An Introduction to the Theory of Piezoelectricity, Springer, New York, 2005.
- [2] J.S. Yang, The Mechanics of Piezoelectric Structures, Word Scientific, London, 2006.
- [3] Bronstejn-Musiol-Mühlig-Szemengyajev, Matematikai Kézikönyv, Typotex, Budapest, 2006.

ADOTT GEOMETRIÁJÚ VERSENYAUTÓ ALVÁZ RÚD- ÉS HÉJMODELLJÉNEK VÉGESELEM ANALÍZISE

FINITE ELEMENT ANALYSIS OF A RACING CAR CHASSIS WITH GIVEN GEOMETRY BY BEAM AND SHELL MODELING

Fehér Lajos*
MSc hallgató

Dr. Pere Balázs*
egyetemi docens

Dr. Égert János*
egyetemi tanár

*Széchenyi István Egyetem, Alkalmazott Mechanika Tanszék, H-9026 Győr, Egyetem tér 1.
E-mail: feherlb@freemail.hu perebal@sze.hu egert@sze.hu

ABSTRACT

The aim is to design an ultralight chassis for a racing car which is a very complex engineering problem. This can be prepared by a series of finite element (FE) analyses using different mechanical models. The paper shows numerical results for beam and shell modeling concerning a given racing car structure.

1. BEVEZETÉS

Járműszerkezeteknél a szerkezet tömegének minimalizálása kiemelt mérnöki feladat. Ennek egyik oka a tömegcsökkentéshez kapcsolódó súlycsökkenés, amivel a jármű mozgásához szükséges energiafelhasználás javítható. A másik ok az, hogy a tömegcsökkentéssel a hirtelen sebességváltozásoknál, azaz nagy gyorsulásoknál (fékezés, gyorsítás, kanyarodás) csökkennek a tömegek és így kisebb lesz a járműszerkezet terhelése és mechanikai igénybevétele.

A minimális tömegű, lehetőleg egyenszilárdságú alváz kialakítás eléréséhez alapos és részletes mechanikai (szilárdságtani) vizsgálatok szükségesek. Ezeket a szerzők rúd és héjmodelleket felhasználó végeelem analízissel végezték el. A cikk a numerikus vizsgálatok eredményeiből mutat be kiragadott szemelvényeket.

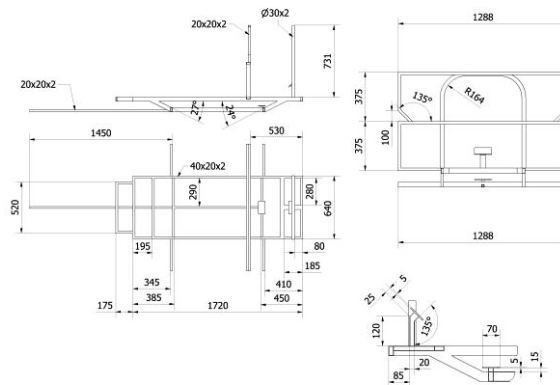
2. A FELADAT KITŰZÉSE

A mechanikai modellek kialakításához rendelkezésre álltak a versenyautó alvázának geometriai kialakítása és méretei. Az 1. ábrán látható geometria az alváz befoglaló méreteit és falvastagságát tartalmazza. Az alváz zárt szelvényű rudakból épül fel, amelyek megadott pontokban, kis felületeken kapcsolódnak a jármű más szerkezeti elemeihez.

A kitűzött feladatot többszintű mechanikai geometriai modellezéssel oldottuk meg:

1. modell: Végeelemes rúdmodell.
2. modell: Végeelemes héjmodell.

A második modell alkalmazása azt jelenti, hogy a héjmodell kevesebb egyszerűsítést, elhanyagolást tartalmaz a szerkezet geometriájára, anyagára és terhelésére vonatkozóan, mint a rúdmodell. Azaz a héj modell a szerkezet valóságos szilárdságtani viselkedését várhatóan jobb pontossággal és részletességgel írja le.



1. ábra. Az alváz geometriája

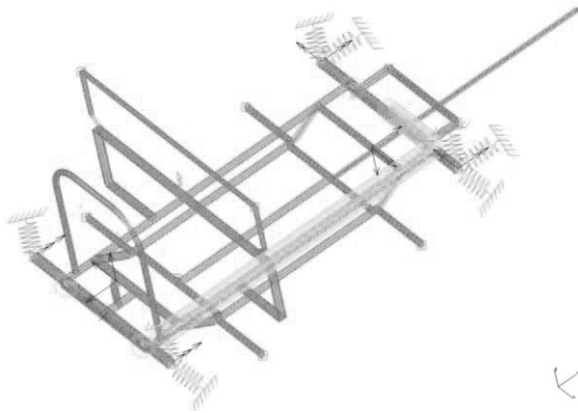
Az adott geometria esetén az alváz tömege acél anyagra $m_{St}=55,6$ kg, ötvözött alumínium anyagra $m_{Al}=19,19$ kg és szénszál, vagy szénszálzövet erősítésű epoxi műanyagra $m_{Ce}=11,67$ kg. Látható, hogy a szerkezeti anyag megváltoztatásával már változatlan geometria mellett jelentős tömegcsökkentés érhető el. Kérdés, hogy az anyagváltoztatás nem okoz-e szilárdságtani problémát.

3. AZ ALKALMAZOTT MECHANIKAI MODELLEK

3.1. Az alváz rúdmodellje

Rúdmodell esetén a rudakat a középvonalukkal helyettesítjük és a valóságos térbeli rúd mechanikai viselkedését jellemző mennyiségeket a középvonalhoz kötjük. A rúd keresztmetszetek alakját és méreteit a keresztmetszeti jellemzők (a keresztmetszet A területe, I_{ξ} , I_{η} súlyponti

tengelyekre számított másodrendű nyomatéka és I_c csavarási másodrendű nyomatéka) tartalmazzák. Az alváz rúdmodelljének végeelem hálója és a modell (rugalmas) megtámasztásai a 2. ábrán láthatók.



2. ábra. A rúdmodell végeelem hálója

Az ábrán látható végeelem háló 2571 db rúdelemet és 2543 db csomópontot tartalmaz. A végeelemes felosztáson minden rúdelemre a hozzá tartozó keresztmetszet is fel van rajzolva.

Rúdmodellzés esetén a végeelem számításnál elsődleges ismeretlenként a középvonal elmozdulásait és a keresztmetszetek szögelfordulásait határozzuk meg (ezek a csomóponti paraméterek) és ezekből számítjuk ki elemszinten az igénybevételeket, továbbá keresztmetszenként a feszültségeket (feszültség koordinátákat), illetve a feszültségekből a keresztmetszet veszélyes pontjában a *Huber-Mises-Hencky*-féle redukált feszültséget:

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{1}{2} \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2) \right]}$$

Rúdmodellrel csak az izotróp anyagú (acél, alumíniumötvözet) szerkezeteket tudunk kezelni, azonban alkalmazása előzetes információ adhat a szerkezet veszélyes helyeinek feltárására.

3.2. Az alváz héjmodellje

Héjmodell esetén a rudakat a rúdszelvény középfelületével helyettesítjük és a valóságos térbeli héj mechanikai viselkedését jellemző mennyiségeket ehhez a középfelülethez kötjük. A héj 3D geometriáját a középfelület és a héj vastagsági mérete (a szelvény falvastagsága) határozza meg.

Héjmodellzés esetén a végeelem számításnál elsődleges ismeretlenként a középvonal elmozdulásait és szögelfordulásait határozzuk meg és ezekből számítjuk ki elemszinten az élerőket, élnyomatékokat, továbbá a feszültsé-

geket (feszültség koordinátákat) és izotróp anyag esetén a *Huber-Mises-Hencky*-féle redukált feszültséget a közép- és a két határoló felületen.

A héjmodell esetén a középfelülethez egy vagy több rétegű, rétegenként eltérő ortotróp anyagi tulajdonságú anyag is rendelhető. A héjmodell ezért az izotróp anyagú acél, vagy alumínium ötvözet és a rétegelt szálerősített kompozit anyag kezelésére is alkalmas. Rétegelt szálerősített kompozitok esetén a rétegenként kiszámított feszültségkoordinátákból leggyakrabban a *Tsai-Wu* tönkremeneteli kritérium alkalmazásával szokás ellenőrizni, hogy a szerkezet szilárdságtani szempontból megfelelő-e. Mi is ezt használtuk a számításoknál.

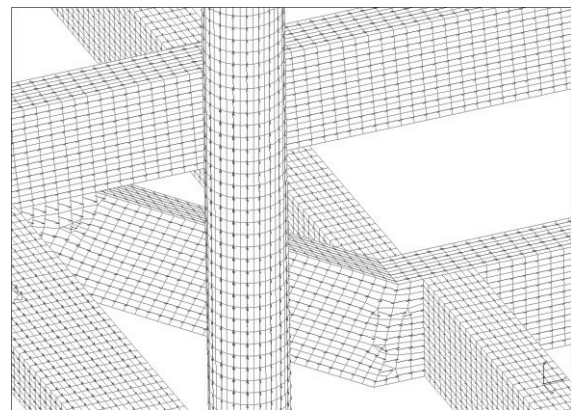
A *Tsai-Wu* kritérium:

$$F_1\sigma_1 + F_2\sigma_2 + F_{11}\sigma_1^2 + F_{22}\sigma_2^2 + F_{66}\tau_{12}^2 + 2F_{12}\sigma_1\sigma_2 = K_{TW} \leq 1,$$

ahol: $F_1 = \frac{1}{X_T} - \frac{1}{X_C}, F_2 = \frac{1}{Y_T} - \frac{1}{Y_C},$

$$F_{11} = \frac{1}{X_T X_C}, F_{22} = \frac{1}{Y_T Y_C}, F_{66} = \frac{1}{S^2},$$

$$F_{12} = \frac{1 - F_1\sigma_1 - F_2\sigma_2 - F_{11}\sigma_1^2 - F_{22}\sigma_2^2}{2\sigma_1\sigma_2}.$$



3. ábra. Az alváz héjmodelljének részlete

A héjmodell végeelemes felosztásának egy részlete látható az 3. ábrán. A végeelem háló 5 mm-es „vegyes” végeelemekből (háromszög és négyszög) áll és az egész alvázmodell összesen 110 097 db héjelemet és 109 262 db csomópontot tartalmaz.

3.3. A modellek terhelései

A modellezési részletkérdéseket, illetve a kritikusnak ítélt terhelések leírását a [4] közlemény tartalmazza.

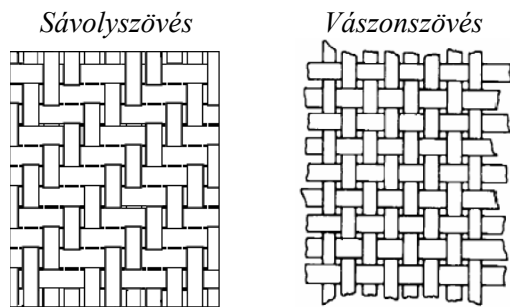
A végeelem analízist az alábbi kritikus terhelésekre végeztük el:

1. kritikus terhelés (KR1): véselfékezés – megcsúszási határeset.
2. kritikus terhelés (KR2): kanyarodás nagy sebességgel – kicsúszási határeset.
3. kritikus terhelés (KR3): véselfékezés nagy sebességgel történő kanyarodás közben – megcsúszási és kicsúszási határeset.

3.4. A felhasznált anyagok jellemzői

A végeelem számításoknál felhasznált anyagok jellemzői az 1. és 2. táblázatban találhatók.

Rétegelt kompozit anyagok viselkedése az egyes rétegek ortotróp anyagjellemzőivel adható meg, amit nemcsak az ebben az esetben alkalmazott szénszálak, illetve epoxi anyagjellemzői, hanem a szövés típusa is befolyásol. A rétegelt héjszerkezet anyagtulajdonságai ezen kívül még az egyes rétegek szálirányának változtatásával is módosíthatók.



4. ábra. Az alkalmazott szövési típusok

Az anyagjellemzőket a 4. ábrán látható szövési típusú szénszálzövettel erősített kompozit rétegre kísérleti úton határoztuk meg.

1. táblázat. Az izotróp anyagok jellemzői

	E [MPa]	ν [1]	G [MPa]	ρ [kg/m ³]
Al	72000	0,2963	27771,3	2700
Acél	206800	0,29	80155	7820

2. táblázat. A kompozitréteg anyagjellemzői

	Sávolszövés	Vászonszövés
$E_1=E_2$ [MPa]	35734	45514
$\nu_{12}=\nu_{21}$	0,07	0,06
G_{12} [MPa]	2115	2722
$X_T=Y_T$ [MPa]	321	562
$X_C=Y_C$ [MPa]	521	580
S [MPa]	23	26,3
ρ [kg/m ³]	1190	1230

Az 1., 2. táblázatban E a Young-féle, G a csúsztató rugalmassági moduluszt, ν a Poisson-

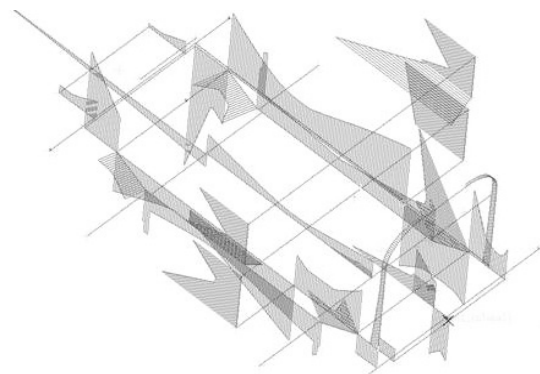
tényezőt, X_T a húzó-, X_C a nyomó-, és S a nyírószilárdságot, ρ pedig a tömegsűrűséget jelöli. Látható, hogy a két közel azonos tömegsűrűségű szénszövet erősítésű kompozit réteg közül a vászonszövésű lényegesen jobb anyag- és szilárdsági tulajdonságokkal rendelkezik.

4. A VÉGESELEM ANALÍZIS EREDMÉNYEI

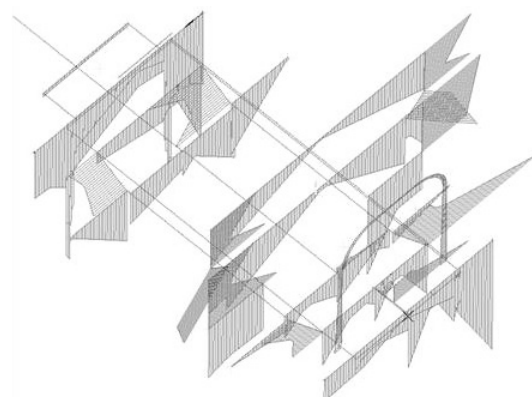
A numerikus vizsgálatokat acél és alumínium anyagot feltételezve mindkét mechanikai modell, rétegelt kompozit anyag esetén pedig a héjmodell felhasználásával végeztük el. Egyenszilárdságú szerkezethez úgy jutottunk, hogy a rétegelt kompozit héjmodellnél a rétegszámot és a rétegenkénti szálirányt módosítottuk több lépésben.

4.1. A rúdmodell számítási eredményei

A redukált feszültségmaximumok eloszlásának jellege alumíniumra és acélra nagyon hasonló. A feszültség értékek azonban acél esetén kb. 20%-kal nagyobbak az alumíniumra kapottaknál. Ez részben a nagyobb tömegsűrűségből adódóan fellépő nagyobb tömegezőrk, illetve az acél nagyobb rugalmassági modulusának következménye.

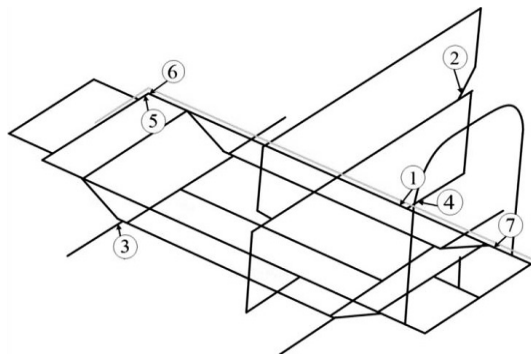


5. ábra. Redukált feszültség eloszlás a hossz- és függőleges tartókban a KR3 terhelésnél



6. ábra. Redukált feszültség eloszlás a kereszt tartókban a KR3 terhelésnél

Az 5. és 6. ábrán a maximális redukált feszültségek eloszlása látható.

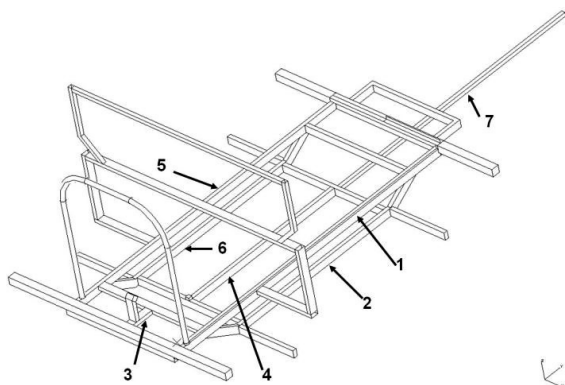


7. ábra. Az alváz veszélyes keresztmetszetei a KR3 terhelésnél

Az alvázban acél, illetve alumínium anyag esetén a KR3 terhelési esetben a 7. ábrán látható veszélyes keresztmetszetek közül az 5 és 6 jelűben lép fel a legnagyobb redukált feszültség.

4.2. A héjmodell számítási eredményei

A héjmodellel végzett végeelem számítások eredményei közül néhány, az alváz hossztartóira vonatkozó számértéket mutatunk be. A kompozit anyag alkalmazásánál első lépésben 8 rétegű (2 mm vastagságú), minden rétegben a tartók középvonalával párhuzamos szálrendezésű sávoly, illetve vászon szövésű szén-szál-erősítést alkalmaztunk.



8. ábra. Az alváz hossztartóinak néhány kijelölt keresztmetszete

A 3. táblázat a 8. ábrán bejelölt helyeken mutatja be alumínium anyagra a maximális redukált feszültségek értékét.

3. táblázat. Redukált feszültség alumíniumra

Hely	1	2	3	4	5	6	7
Terh.	$\sigma_{red\ max}$ [MPa]						
KR1	869	111	55	50	750	110	18
KR2	301	104	99	39	169	71	16
KR3	757	149	130	21	863	95	16

A 4., 5. táblázat a Tsai-Wu tényezőket tartalmazza a 8. ábrán bejelölt helyeken:

4. táblázat. A Tsai-Wu tényezők sávoly szövésre

Hely	1	2	3	4	5	6	7
Terh.	K_{TW} [1]						
KR1	1,39	2,2	0,68	0,02	1,35	2,35	0,04
KR2	1,87	1,11	0,87	0,03	0,8	0,85	0,07
KR3	2,13	1,47	1,51	0,03	1,74		

5. táblázat. A Tsai-Wu tényezők vászon szövésre

Hely	1	2	3	4	5	6	7
Terh.	K_{TW} [1]						
KR1	1,02	1,83	0,54	0,01	0,91	1,88	0,01
KR2	1,32	0,85	0,75	0,01	0,76	0,70	0,01
KR3	1,64	1,15	1,27	0,01	1,58	1,16	0,01

A táblázatokból az látszik, hogy az adott kritikus terheléseknél mindhárom anyag esetén tönkremenetel következik be. A 4. és 5. táblázatból az látszik, hogy a vászonszövésű szén-szál erősítés szilárdságtani szempontból kedvezőbb, mint a sávoly szövésű.

A kompozit alváz további számításainál a szerkezetet úgy módosítottuk, hogy a kevésbé igénybevett tartóknál a rétegszámot csökkentettük, az erősen igénybevett tartószakaszokon pedig a rétegszámot növeltük, illetve azoknál a rudaknál, ahol a csavarás a domináns igénybevétel, a két szélső rétegben 45°-os szálirányítást iktattunk be.

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

Kutatásainkat és e publikáció megjelenését a "TAMOP-4.2.1/B-09/1/KONV-2010-0003: Mobilitás és környezet: Járműipari, energetikai és környezeti kutatások a Közép- és Nyugat-Dunántúli Régióban" projekt támogatása tette lehetővé.

5. IRODALOM

- [1] M Csizmadia B., Nándori E.: Modellalkotás, Mechanika mérnököknek, Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest, 2003.
- [2] L.P. Kollár, G.S. Springer: Mechanics of composite structures, Cambridge University Press, 2003
- [3] H. Altenbach, J. Altenbach, R. Rikards: Einführung in die Mechanik der Laminat- und Sandwichtragwerke, Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Stuttgart, 1996.
- [4] Égert J., Aczél Á., Fehér L., Körmendy Á.: Versenyautó alváz mechanikai modellezési lehetőségei és kritikus terhelései, Gép, 2011. 7.-8. sz. 43-48 old.

Diszkrét elemes anyagmodell paramétereinek meghatározása növényolajprés folyamatainak szimulációjához

Determination of discrete element material model parameters for simulating the process of vegetable oil press

*Földesi Bernát, Rádics János Péter, Kotroczi Krisztián, Tamás Kornél, Jóri J. István
BME, Gép- és Terméktervezés Tanszék
H-1111 Budapest, Bertalan Lajos u. 1.*

ABSTRACT: During the process of plant oil extraction major part of the power input transforms into thermal energy caused by friction. The evolved heat has a very significant effect on the quality of the oil. With the support of discrete element method we can approach the mechanical and thermal phenomenon. It helps to identify and avoid disadvantageous designs of the press. In the present stage of our research we set up the mechanical model of the material according to the results of odometer tests.

1. BEVEZETÉS

A növényolaj-préselés rossz hatásfokánál fogva nagy energia igényű folyamat. A súrlódás révén jelentős mennyiségű hő szabadul fel. A hőterhelés befolyásolja a préstérben lévő, magban vagy már abból kipréselt olaj hőmérsékletét és ezzel együtt annak minőségét is. Repceolaj előállítás során, ha a préselés alatt túl magas hőmérsékletre hevül fel az olaj, a megnövekedett foszfortartalom miatt a bioüzemanyag célú felhasználást megelőzően minőségjavító eljárás szükséges. A kutatás alapvető célja, hogy a diszkrét elemes (DE) szimulációk segítségével megvalósuljon a présben lejátszódó folyamatok megfelelő szintű közelítése, hogy megállapítható legyen az olaj hőmérsékletének a folyamat közbeni változása. Ugyanakkor a DE szimulációk mérnöki alkalmazása még nem annyira kiforrott, hogy azt az egyes problémákra rutinszerűen lehessen használni. Ezért a kutatás rész célját képezi a témára vonatkozó általánosan használható metódus kidolgozása.

2. KUTATÁSI MÓDSZEREK

2.1 DEM

A **diszkrét elemek módszere** (DEM) egy numerikus eljárás, mely a szemcsehalmozatokból felépülő anyagok mechanikai viselkedését írja le [1]. Minden DE modell különálló (diszkrét)

elemekből épül fel és az elemek érintkezésével létrejövő kapcsolatból áll. Az elemek önálló elfordulási és elmozdulási szabadságfokokkal rendelkeznek. Az elemek közötti kapcsolatok megszűnhetnek és újak jöhetnek létre. A vizsgálat tárgyát képező repcemag szemcsés tulajdonságú, ezért indokolt, hogy az analízist DE szimuláció segítségével végezzük. Az alkalmazott diszkrét elemes szoftver végtelenül merev elemeket használ. A DE szimulációs modell alapvetően az anyagot alkotó szemcsékből és a velük kölcsönhatásba lépő határfelületekből, más néven fal-elemekből áll. Az anyag makromechanikai viselkedését közvetve a beállított mikromechanikai paraméterek kölcsönzik.

2.2 Anyagjellemzők mérése

A megfelelő anyagmodell létrehozásához szükséges az anyag mind fizikai paramétereinek, mind mechanikai viselkedésének a mérése. A szakirodalomban megtalálhatóak a repcemag tulajdonságait tárgyaló publikációk [2][3][4], ám a különböző mérések számottevő eltéréseket mutatnak. A mezőgazdasági anyagok tulajdonságait számtalan hatás befolyásolja, így az alapvető paraméterek mérése minden különböző származású magmintánál indokolt. Ennek megfelelően a magminta fizikai tulajdonságainak a megállapításához megmértük a térfogatsűrűséget és a nedvességtartalmat. A szemcseméret eloszlás is fontos jellemzője a magmennyiségnek, viszont a jelenleg használt egyszerűsített anyagmodellben a szemcsék jellemző mérete a valós méret többszöröse és egyben mellőzi a szemcsék méreteloszlását. A térfogatsűrűség értéke alapján közvetve lehet beállítani a modell szemcséinek sűrűségét. A repcemag nedvességtartalma számottevően befolyásolja a fizikai és mechanikai tulajdonságokat [4]. Így a megállapított értékkel

jól jellemezhető a magminta, továbbá a szakirodalmi eredmények jó alapot adnak a mérési eredmények helyességének konstatálására.

A szemcsés anyag makromechanikai viselkedését a mikromechanikai tulajdonságai kölcsönzik. A DE modellbe mikromechanikai paramétereket kell megadni. Viszont az anyag mikromechanikai paramétereinek körülményes mérése nem volna célravezető, mivel a szemcsés anyagot természetes jellege miatt jellemzi az inhomogenitás, továbbá az így beállított anyagmodell az egyszerűsítésekből adódóan eltérő makromechanikai viselkedést mutatna. Ezért a DE anyagmodellt **kalibrációs** eljárással érdemes közelíteni a valós anyaghoz, mely során a cél egy ismert makromechanikai viselkedés szimulációval való fokozatos közelítése az anyagi paraméterek finomhangolásával.

Ennek értelmében a mechanikai viselkedés megállapítására ödométeres és nyíródobozos méréseket végeztünk. Az ödométeres vizsgálat során az anyagot egy Ø100x80-as tömörítőhengerbe helyezük, majd egy dugattyúval állandó axiális sebességgel komprimáljuk. A mérés során egységnyi időközönként rögzítésre kerül a dugattyúra ható erő és annak elmozdulása. Az különböző sebességű kompressziókból kapott nemlineáris növekvő grafikon az anyag egyes sebességekhez tartozó kompressziós görbét adja eredményül.

A nyíródobozos mérés során az anyag direkt nyírással szembeni ellenállását vizsgáljuk a nyírási síkra kifejtett terhelés mellett. A nyírókészülék egy felső rögzített és egy alsó elhúzható félből áll. A felső fél fedlapja helyén egy függőlegesen mozgatható, terhelt tömörítőlap van. Az alsó rész állandó sebességű elhúzásával megállapítható az összeállítás adott terheléshez tartozó nyírási ellenállása. A nyírókészülékkel mért adatok feldolgozása és szimulálása még folyamatban van, így jelen cikkben ezzel kapcsolatos eredmények nem szerepelnek.

A mérések terén szükségszerű elhanyagolásokat tettünk egyes fizikai illetve mechanikai jellemzők esetében. Ennek értelmében a repcemag-fal súrlódási együtthatókat nem mértük le az egyes készülékek belső falán, hanem a szakirodalomban fellelhető mérési eredmények alapján határoztuk meg [2][3][4]. Az ödométeres vizsgálatok során nem került sor ismételt kompresszióra a rugalmas és maradó alakváltozás tanulmányozásához, mivel a létrehozandó egyszerűsített anyagmodellhez ezen értékek nem szükségszerűek. Továbbá a termikus jellemzők mérésétől is eltekintettünk.

2.3 Ödométeres mérés szimulációja

A szimuláció célja megtalálni azon mikromechanikai beállításokat, melyekkel jól közelíthető a mérés során lejátszódó makromechanikai jelenség. Ehhez először létre kell hozni egy kiindulási modellt. A hatásfelületeket a tömörítőhenger Ø100x80-as belső hengerfelülete és alsó síklapja, továbbá a dugattyú nyomófelülete alkotja.

Az anyagmodell alapvetően az egyes részecskék érintkezésénél, azok relatív elmozdulása és az ébredő erő közötti összefüggést adja meg. Így meghatározható lineárisan rugalmas Coulomb-súrlódásos, de akár speciális képlékeny, illetve egyedi anyagmodell is. A nagy elemszámú DE szimulációknál a futtatási hosszt fokozottan befolyásolja az alkalmazott kapcsolati modell komplexitása. Fontos, hogy az alkalmazandó anyagmodellt a kiválasztott jelenség szimulációjának jellege alapján kell létrehozni. Jelen esetben a csigás présmodell viszonylag alacsony sebességű kompressziójához. A kezdeti kalibrációs szimulációkban a fokozatos közelítés érdekében először **lineáris anyagmodellel** lett közelítve a makromechanikai viselkedés. Ebben az esetben a kapcsolati modellt a normál és nyíró irányú merevségek és a részecskék közötti súrlódási együttható határozza meg. Mint az az alábbiakban kiderül, a kompressziós görbéjének megfelelő közelítéséhez végül nem volt szükség bonyolultabb kapcsolati modell alkalmazására.

Az egyszerű lineáris kapcsolatmodellel rendelkező kezdeti anyagmodell esetében egyenlőre nincs kitüntetett szerepe az anyag különböző kompressziós sebességekre való eltérő viselkedésének. Ezért a szimulációk csak a mért legnagyobb, 500 mm/min kompressziós sebességre lettek elvégezve.

2.4 Kalibráció

Előre feltételezhető, hogy az ödométeres mérés szimulációjánál az ellenállás legnagyobb része az elemek érintkezésénél a normálirányban ébredő erőből származik. Így vélhetőleg ezzel a szimulációval elsősorban a normálmerevséget lehet kalibrálni. Míg a nyíródobozos szimulációnál az elemek egymáson való elcsúszása miatt valószínűsíthetően az ellenállás legjelentősebb részét a nyírómerevség és a részecskék közötti súrlódási együttható adja, így ezen értékek kalibrálása is elvégezhető lesz.

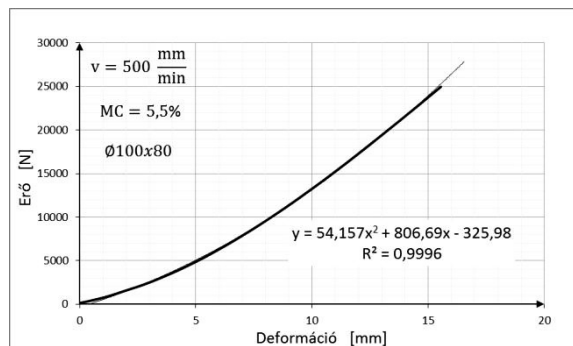
1. táblázat. Kezdeti anyagjellemzők és globális paraméterek

Paraméter	Érték
Normálmerevség	200 kN/m
Nyírómerevség	200 kN/m
Szemcseátmérő	7 mm
Szemcsesűrűség	1250 kg/m ³
Szemcse-szemcse sűrűlési együttható	0,2
Szemcse-fal sűrűlési együttható	0,2
Csillapítási együttható	0,7
Gravitációs gyorsulás	9,81 m/s ²

Az ödométeres szimulációnál a feltételezés felülvizsgálása érdekében két anyagi paraméter került változtatásra; a normálmerevség és a nyírómerevség. Így a futtatások eredményének a kiértékelésével megállapítható e két mennyiség és a kompressziós görbe alakulása közötti összefüggés. A szimulációval számított és a mérésrel kapott görbe összevetésének a legkézenfekvőbb módja az őket közelítő polinomok összehasonlítása. A mérési grafikon jól közelíthető egy másodfokú polinommal és ugyan ez megtehető a szimulált görbével is. Így tehát a kalibráció közvetlen célja a változó szimulációs paraméterek olyan kombinációjának megtalálása, melyek által produkált kompressziós görbének a közelítő másodfokú polinomja minél jobban közelíti a mért görbe másodfokú polinomját. A másodfokú polinom esetében a függvény értéke legjobban a négyzetes tag együtthatójától függ. Ennek értelmében a kalibráció során elsősorban a közelítő függvények másodfokú tagjának együtthatóival kell közelíteni a mérési görbe polinomjának másodfokú tagjához tartozó együtthatóját. A másik két együttható kisebb jelentősége miatt nem a legkisebb négyzetek módszerén alapszik a szimulációval kapott görbe közelítő függvényének és a mérési görbének az összehasonlítása. A kalibráció során a kezdeti normálmerevséget 100 kN/m-es egységenként változtatva került fokozatos közelítésre a keresett optimális érték. Majd a helyes tartomány megtalálása után, fokozatosan a tartomány felének megfelelő értékre lett állítva a normálmerevség. A szimulációk minden egyes beállított normálmerevségnél három különböző; 100, 200 és 300 kN/m-es nyírómerevségekkel lettek lefuttatva. Végül 18 futtatásra került sor.

3. EREDMÉNYEK

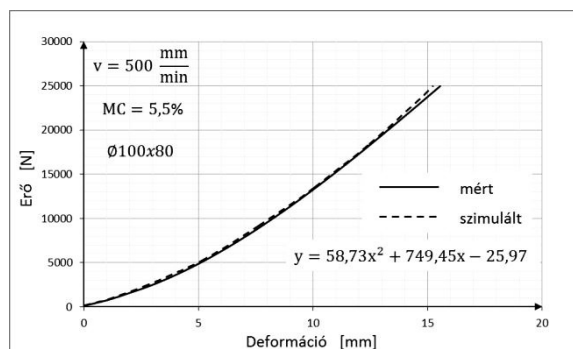
A kompressziós mérés átlagolt eredménye és a görbe másodfokú polinom közelítő függvénye az 1. ábrán látható. Az R² egyhez közeli értéke is mutatja, hogy a függvény jól közelíti a mérési görbét. Tehát magasabb fokú polinom alkalmazása nem indokolt.



1. ábra. Repcemag erő-deformáció diagramja tömörítőhengerben végzett kompressziósnál

A kapott görbét leginkább jellemző érték a másodfokú tag együtthatója, az 53,157 érték. A többi együttható kevésbé befolyásolja a függvényértékeket. A negatív konstans érték nullától való eltérését is elhanyagoljuk.

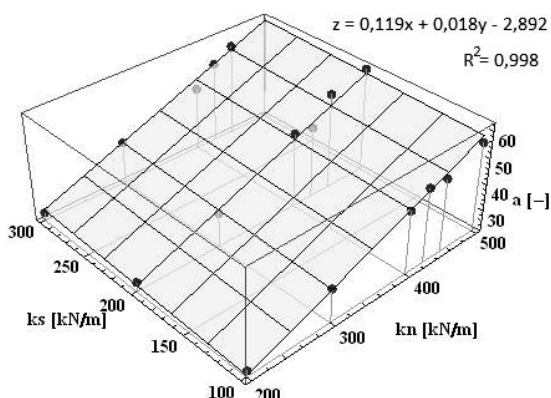
A kalibráció során a fokozatos közelítés érdekében a következő sorrendben lettek megadva a normálmerevség értékek: 200, 300, 400, 500, 450, 425 kN/m. A manuálisan kiválasztott legmegfelelőbbnek ítélt közelítést a kn=450 kN/m és ks=200 kN/m beállítás adta, melyet a 2. ábra mutat.



2. ábra. A manuális kalibráció eredményeként kiválasztott szimulációs görbe és a közelítő polinomjának egyenlete, illetve a mért görbe

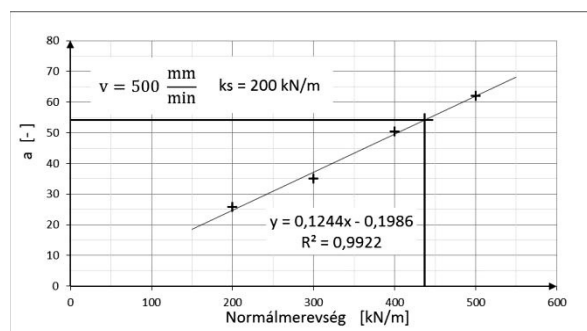
Az egyes normál- („kn”) és nyírómerevség („ks”) értékek kombinációival elvégzett szimulációkból kapott görbék másodfokú közelítéséből adódó négyzetes tagok együtthatóit („a”) háromtengelyű koordináarendszerben lehetett ábrázolni.

Kivehető volt az együttható és a merevségi értékek közötti lineáris összefüggés, így egy síkfelület függvényével közelítettük a kapott ponthalmazt, melyet a 3. ábra mutat.



3. ábra. A szimulált kompressziós görbét közelítő másodfokú polinomok négyzetes tagjainak együtthatói (a) a normál- (kn) és nyírómerevségek (ks) függvényében

A függvény jól mutatja, hogy a nyírómerevség értékétől csekély mértékben függ a vizsgált együttható. Tehát a közelítés megvalósítható olyan függvénnyel is ahol az együttható értékét függetlenítjük a nyírómerevségtől. Így valójában már elegendő a kéttengelyű koordináta-rendszerben való ábrázolás. Ez alapján bizonyosságot nyer, hogy az ödométeres kalibrációs futtatásokat elég egy kiválasztott nyírómerevségi érték mellett (200 kN/m), csupán a normálmerevséget változtatva elvégezni. Elegendő lett volna 200, 300, 400, 500 kN/m-es normálmerevségekkel elvégezni a szimulációkat, amik alapján közelítő függvény segítségével kiszámítható, hogy a másodfokú polinom négyzetes tagjának együtthatója alapján milyen normálmerevség mellett kapjuk meg legvalószínűbben a kívánt kompressziós görbét (4. ábra).



4. ábra. A szimulációs kompressziós görbét közelítő másodfokú polinomok négyzetes tagjainak együtthatói (a) a normálmerevségek függvényében, állandó nyírómerevség mellett

Tehát a diagram alapján a mérési görbét közelítő másodfokú polinom $a=53,157$ -es értékhez tartozó normálmerevség $kn=437$ kN/m.

4. KÖVETKEZTETÉSEK

A DEM használatával, kalibrációs szimulációk segítségével sikerült olyan DE anyagmodellt létrehozni, mely jól közelíti az ödométeres kompresszió során tapasztalt mechanikai viselkedést. Bebizonyosodott, hogy a kompressziós vizsgálat szimulációja során az ellenállást legnagyobb mértékben az egyes elemek kapcsolatánál létrejövő normálerők határozzák meg a nyíróerőkkel ellentétben. Ennek értelmében a vizsgálat szimulációja alkalmas a normál irányú kapcsolat kalibrációjára. A létrehozott anyagmodell további pontosításához a nyíródobozos mérés kalibrációs szimulációinak a futtatása szükséges, mely során a nyírómerevséget és az elemek közötti súrlódási együtthatót is be lehet állítani.

5. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A szerzők köszönetüket fejezik ki a mérésekhez szükséges eszközök biztosításáért a gödöllői VM Mezőgazdasági Gépesítési Intézetnek és a szoftveres támogatásért a BME Tartószerkezetek Mechanikája Tanszéknek.

6. IRODALOM

- [1] Cundall P.A., Strack O.D.L., A discrete numerical model for granular assemblies. *Geotechnique*, 29 (1), 47-65, 1979.
- [2] Izli N., Unal H., Sincik M., Physical and mechanical properties of rapeseed at different moisture content, *International Agrophysics*, 23 (2), 137-145, 2009.
- [3] Calisir S., Marakoglu T., Ogut H., Ozturk O., Physical properties of rapeseed (*Brassica napus oleifera* L.), *Journal of Food Engineering*, 69 (1), 61-66, 2005.
- [4] Boac J.M., Casada M.E., Maghirang R.G., Harner J.P. III, Material and interaction properties of selected grains and oilseeds for modeling discrete particles, *Transactions of the ASABE*, 53 (4), 1201-1216, 2010.
- [5] Sitkei György, A mezőgazdasági anyagok mechanikája, Akadémiai Kiadó, Budapest, 1981.

ELEKTROAKTÍV POLIMER FÓLIA MODELLEZÉSE

MODELING ELECTROACTIVE POLIMER FOIL

Horváth Péter PhD

ABSTRACT

Electroactive polymers (EAPs) belong to smart materials that can be used to create novel sensors and actuators. Unfortunately just incomplete data of EAP foil are available. This paper derives expressions calculated from diagrams of EAP foil manufacturer to make possible analytical design of EAP actuators.

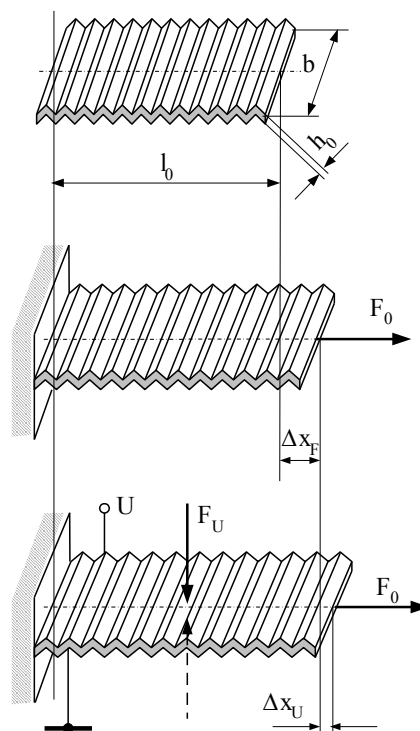
1. BEVEZETÉS

Az elektroaktív polimerok az intelligens anyagok körébe sorolható eszközök, melyekből újszerű szenzorok és aktuátorok készíthetők. Tulajdonképpen egy rugalmas dielektrikumú síkkondenzátornak tekinthető, melyben a rákapcsolt több ezer volt nagyságrendű feszültség hatására az elektrosztatikus erők összenyomják a dielektrikumot, ami a másik irányokban kitágul. Ez a hosszváltozás jelenti az EAP aktuátorok („műizmok”) mozgástartományát. A mozgások és erők nem számottevőek, de a súlyegységre vonatkoztatott értékük jelentős lehet. Bizonyos alkalmazásokban (pl. fényképezőgép lencsemozgató rendszere, inzulinpumpa, stb.) már alkalmazást nyert egyszerű és könnyű kivitele következtében. Reménytelen kísérletek folynak vele mechanikus energia közvetlen villamos energiává alakítása területén is. Az elektroaktív polimerrel működő szenzorok és aktuátorok aktív eleme az EAP fólia, melyet a dán Danfoss cégtől lehet beszerezni. Sajnálatosan a cég csak néhány diagramot közöl, melyek alapján első közelítésben nem lehetséges aktuátort tervezni. A cikk célja a rendelkezésre álló adatok alapján a fólia viselkedésének mérnöki szemléletű leírására alkalmas elemi összefüggések kidolgozása, melyek lehetővé teszik a Danfoss fóliával működő EAP aktuátorok tervezését. Nem célja a tanulmánynak az anyag anizotróp viselkedésének teljes körű leírása, mely főként az ismeretlen mértékű és szemmel láthatatlan redőzöttségből fakad, csupán a hosszváltozás, erő és gerjesztő feszültség közötti analitikus kapcsolat megállapítása. A célul tűzött összefüggések a gyártó által közölt görbeseregek egyenleteit adják, melyek levezetése nem egyszerű görbeillesztéssel történik, hanem elemi fizikai törvényszerűségek felhasználásával.

2. AZ EAP FÓLIA MŰKÖDÉSE

Az EAP fólia alkalmazásakor minden esetben a fólia aktív, x irányú hosszváltozása játssza a fő szerepet. A hosszváltozás két ok miatt következhet be: F_0 erővel való nyújtás (előfeszítés), valamint az azt követő U feszültséggel történő gerjesztés következtében [2].

A működés az 1. ábrán követhető nyomon. A mindkét oldalán fémbevonattal ellátott fólia kiindulási állapotában l_0 hosszúságú és h_0 vastagságú, rugalmas dielektrikumú síkkondenzátornak tekinthető. Mivel a fólia statikai értelemben véve kötélnek minősül, ezért csak húzóerő felvételére alkalmas, tehát hosszirányú előfeszítése (előnyújtása) szükséges. F_0 előfeszítő erő hatására a fólia Δx_F mértékben megnyúlik. A működtetés a fólia szemközti homlokfelületeire kapcsolt U feszültséggel történik: az F_U elektrosztatikus nyomóerők következtében a fólia vastagsága csökken, a térfogatállandóság és a redőzöttség következtében hosszirányban Δx_U mértékkel tovább megnyúlik, miközben szélessége nem változik jelentősen. A Δx_U járulékos nyúlást az



1. ábra. Az EAP fólia működése aktuátor mozgástartományának tekinthetjük. A járulékos nyúlás miatt az előfeszítő rugó kissé

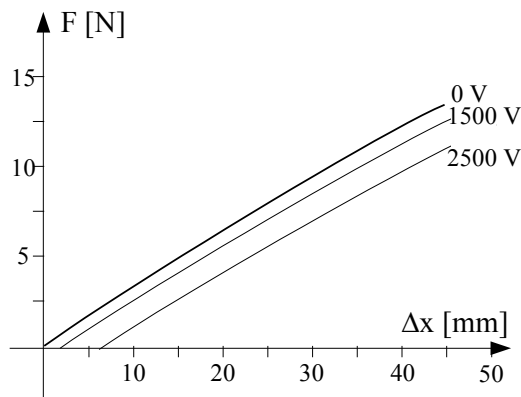
elernyed, benne az előfeszítés F_0' értékre csökken. A villamos feszültséget megszüntetve az aktuátor igyekszik visszanyerni eredeti hosszát. Ha ebben valami megakadályozza, akkor az aktuátor az akadályra ható F_{sz} szorító erő kifejtésére lesz képes (gátolt alakváltozás).

3. Az EAP FÓLIA RENDELKEZÉSRE ÁLLÓ ADATAI

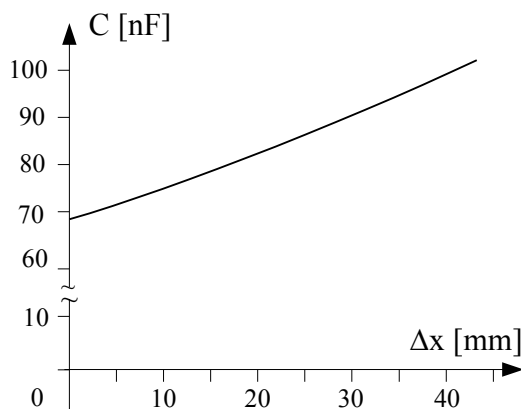
A gyártó cég néhány anyagjellemzőt megad, ezek a következők [3]:

Rugalmassági modulusz:	$E=1,1\text{MPa}$
Relatív dielektromos állandó.	$\epsilon_r=3,1$
Szakítószilárdság x irányban	$\sigma=2\text{MPa}$
Maximális nyúlás x irányban	30%

További három diagram áll rendelkezésre a leíró függvények megalkotásához. A 2. ábrán az EAP fólia erő-megnyúlás jelleggörbéje látható $l_0=200$ mm kezdeti fóliahosszra vonatkoztatva, $b=1$ m széles fóliaacsík esetén, különböző villamos gerjesztés esetén.



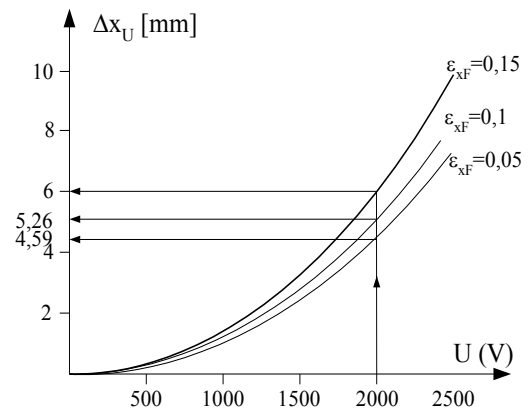
2. ábra. Danfoss EAP fólia erő-megnyúlás jelleggörbéje



3. ábra. Danfoss EAP fólia kapacitás-megnyúlás jelleggörbéje

A fólia kapacitásának változása a megnyúlás függvényében a 3. ábrán látható. A 4. ábrán

különböző mechanikus előnyújtások esetén láthatjuk a villamos gerjesztés hatására bekövetkező járulékos nyúlást

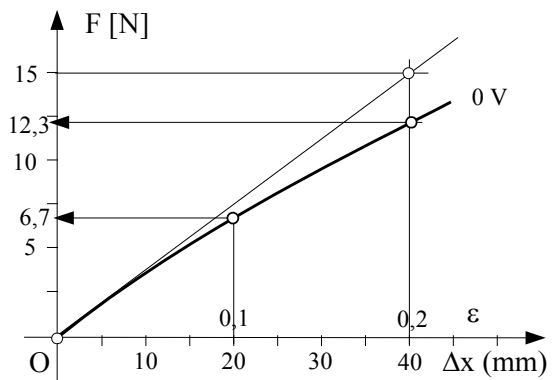


4. ábra. Danfoss EAP fólia megnyúlás-feszültség jelleggörbéje villamos gerjesztés hatására, különböző mechanikai előnyújtások esetén

4. AZ ADATOK FELDOLGOZÁSA

4.1. Erő-megnyúlás diagram

Az $U=0\text{V}$ görbe alkalmas a tisztán mechanikai jellemzők ellenőrzésére, illetve a viselkedésre vonatkozó következtetések levonására.



5. ábra. Differenciális rugalmassági modulus értelmezése

Rögtön megállapítható, hogy a differenciális rugalmassági modulus $A_0=bh_0$ húzott keresztmetszet esetében

$$E = \frac{dF}{d(\Delta x)} \cdot \frac{l_0}{A_0} \quad (1)$$

értelmezése szerint a rugalmassági modulus értéke nem állandó, hiszen a görbe érintőjének a meredeksége változik. A rugalmassági modulus kezdeti, kis alakváltozásokra érvényes értékét a görbéhez húzott érintő megszerkesztésével kapjuk, értéke

$$E_O = \frac{15}{0,04} \cdot \frac{0,2}{0,00008} = 9,375 \cdot 10^5 \text{ MPa} \quad (2)$$

Megállapíthatjuk, hogy a cég által közölt értéktől kb. 15 százalékkal eltér a diagram alapján meghatározható rugalmassági modulus. Feltehetően az eltérés oka a fólia redőzöttségében keresendő, mely rugalmasabbá teszi a fóliát hosszirányban. A továbbiakban $E=937500$ MPa állandó értékkel számolunk.

Még magyarázatot kell találnunk arra is, hogy miért változik az $F-\Delta x$ görbe meredeksége? A rugalmassági modulus értéke változik, vagy esetleg egyszerűbb magyarázat is adható a változás okára? Szembetűnő, hogy fémekhez képest igen jelentős a fólia fajlagos nyúlása. A nagy alakváltozás következtében a kiindulási geometriai adatok jelentősen megváltoznak, így például a térfogat állandósága következtében a fólia vastagsága $h = \frac{h_0}{1 + \varepsilon_{xF}}$ értékre változik, a húzott keresztmetszet pedig $A = \frac{A_0}{1 + \varepsilon_{xF}}$ lesz. Ha a Hooke-törvényt az alakváltozás végállapotában mért értékekkel írjuk fel, akkor

$$E = \frac{F(1 + \varepsilon_{xF})}{A_0 \varepsilon_{xF}} \quad (3)$$

lesz. Innen a fajlagos nyúlást kifejezve

$$\varepsilon_{xF} = \frac{\Delta x_F}{l_0} = \frac{F}{A_0 E - F} \quad (4)$$

nemlineáris összefüggést nyerjük. Ellenőrzésképpen kiszámítottuk $F=6,7$ N és $12,3$ N erőkre a megnyúlást és nagyon jó egyezést találtunk a diagramon közölt értékekkel. Levonhatjuk tehát a következtetést, hogy számolhatunk állandó rugalmassági modulussal, de akkor a tényleges (terhelés hatására megváltozott) geometriai méreteket kell számításba venni.

4.2. Kapacitás-megnyúlás diagram

Egy mechanikailag terheletlen, $b=1$ m szélességű, $l_0=0,2$ m hosszú ($A_{h0}=0,2$ m² homloklapfelületű), $h_0=80$ μm vastagságú fólia kapacitása a 3. ábra alapján kb. 68 nF. Számítással ez az érték

$$C_0 = \varepsilon_0 \varepsilon_r \frac{A_{h0}}{h_0} = 8,86 \cdot 10^{-12} \cdot 3,1 \frac{1 \cdot 0,2}{8 \cdot 10^{-5}} = 68,66 \cdot 10^{-9} \text{ F} \quad (4)$$

ami tökéletesen megegyezik a közölt 68 nF értékkel. Ez a számítás a nyújtatlan fólia vastagságának és a relatív dielektromos állandónak a helyességét igazolja. Egy másik, $\Delta x_F=0,04$ m ($\varepsilon_{xF}=0,2$) nyúláshoz tartozó diagrampontban a fólia kapacitása $C=98$ nF. Térfogat-állandóságot, valamint változatlan fólia szélességet feltételezve a fólia kapacitása ekkor

$$C = \varepsilon_0 \varepsilon_r \frac{A_{h0}(1 + \varepsilon_{xF})}{\frac{h_0}{1 + \varepsilon_{xF}}} = 68,66 \cdot 10^{-9} \cdot 1,2^2 = 98,8 \cdot 10^{-9} \text{ F} \quad (5)$$

A számított érték tökéletesen egyezik a diagramról lemérhető értékkel, amiből a térfogat állandóság feltételezésének helyességére következtethetünk.

4.3. Megnyúlás villamos gerjesztés hatására

A mechanikus előnyújtás következtében megváltozott $h=h_0/(1+\varepsilon_{xF})$ vastagságú és $A_h=A_{h0}(1+\varepsilon_{xF})$ homloklapfelületű fóliára ható elektrosztatikus erő a kondenzátor potenciális energiájának gradienseként számítható:

$$F_y = -\frac{\partial E}{\partial h} = -\frac{\partial}{\partial h} \left(\frac{1}{2} \varepsilon_0 \varepsilon_r \frac{A_h}{h} U^2 \right) = \frac{1}{2} \varepsilon_0 \varepsilon_r U^2 \frac{A_{h0}(1 + \varepsilon_{xF})^3}{h_0^2} \quad (6)$$

Az F_y erő következtében a fólia vastagsági irányban további

$$\varepsilon_{yU} = \frac{F_y}{A_{h0}(1 + \varepsilon_{xF})E} = \frac{1}{2} \varepsilon_0 \varepsilon_r U^2 \frac{(1 + \varepsilon_{xF})^2}{E h_0^2} \quad (7)$$

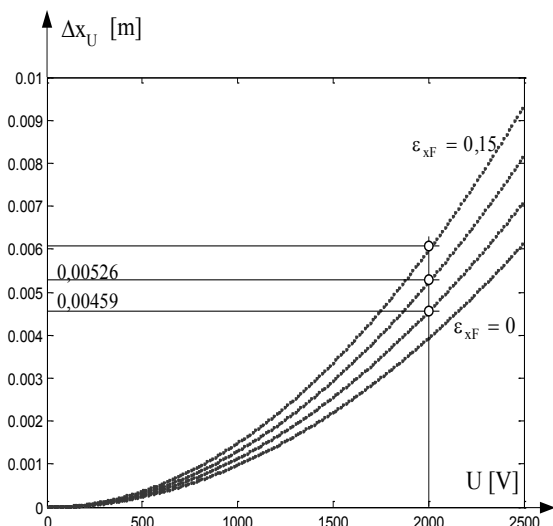
alakváltozást szenved. Megjegyzendő, hogy a villamos gerjesztés hatására bekövetkező fólia vastagság változás az előnyújtáshoz képest nagyságrendileg kisebb. A hosszirányban már előnyújtott, $l=l_0(1+\varepsilon_{xF})$ hosszúságú fólia a villamos gerjesztés hatására további

$$\Delta x_U = l_0(1 + \varepsilon_{xF}) \cdot \varepsilon_{yU} = \frac{1}{2} \varepsilon_0 \varepsilon_r U^2 \frac{(1 + \varepsilon_{xF})^3}{E h_0^2} \cdot l_0 \cdot K \quad (8)$$

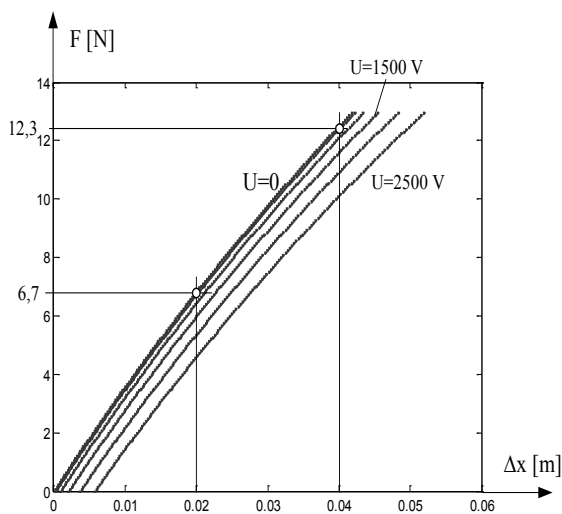
járulékos megnyúlást szenved. Az összefüggésben alkalmazott, villamos-mechanikai kölcsönhatásra vonatkozó, paraméterillesztéssel kapott $K=2,15$ korrekciós tényező a fólia redőzöttségét veszi figyelembe azáltal, hogy nem csupán a térfogat állandóság fenntartása, hanem a redő-

zöttség kisimulása is oka a fólia hosszirányú alak változásának.

A (8) összefüggés alapján számított görbék az 5. ábrán láthatók és teljesen megegyeznek a gyártó által megadott, 4. ábrán látható diagrammal, bizonyítva a számítási algoritmus helyességét.



5. ábra. A villamos gerjesztés hatására fellépő alakváltozás különböző előfeszítések esetén.



6. ábra. A fólia eredő megnyúlása az erő és a feszültség függvényében, számított értékek alapján

Most, hogy részleteiben sikerült leírni az EAP fólia viselkedését, a fólia együttes, mechanikus és villamos hatásokra történő hosszváltozása is kiszámítható a

$$\Delta x(F, U) \approx l_0(\varepsilon_{xF} + \varepsilon_{xU}) =$$

$$= l_0 \left[\frac{F}{A_0 E - F} + \frac{1}{2} \varepsilon_0 \varepsilon_r \frac{K U^2}{E h_0^2} \cdot \left(\frac{A_0 E}{A_0 E - F} \right)^3 \right] \quad (9)$$

összefüggéssel. Ellenőrzésképpen a 6. ábrán megrajzoltuk a (9) összefüggés inverzét, a 2. ábrával való összehasonlítás érdekében. Az egyezés meggyőző.

5. ÖSSZEFOGLALÁS

A gyártó cég diagramjai alapján sikerült levezetni olyan összefüggéseket, melyek lehetővé teszik EAP aktuátorok és szenzorok méretezését. A rendelkezésre álló információk alapján megállapításra került, hogy a fólia rugalmassági modulusának helyes értéke 937500 MPa. Helyesek az anyag vastagságára és relatív dielektromos állandójára közölt értékek, továbbá a térfogat állandóságára tett feltételezés azzal a megszorítással, hogy a villamos-mechanikus kölcsönhatás során $K=2,15$ korrekciós tényezővel kell figyelembe venni a szerkezet anizotrópiáját. A (9) összefüggés alapján megrajzolt diagramok tökéletes egyezést mutatnak a gyártó által közölt diagramokkal, így lehetőséget teremtenek EAP aktuátorok és szenzorok analitikus módon történő tervezésére.

6. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A tanulmány az „Elektroaktív polimerek ipari felhasználási lehetőségeinek kutatása” című BAROSS-ND07-ND-INRG5-07-2008-0062 projekt támogatásával készült.

7. IRODALOM

- [1] S. Rosset, M. Niklaus, P. Dubois, H.R. Shea: Mechanical characterization of a dielectric elastomer microactuator with ion-implanted electrodes. *Sensors and Actuators A* 144 (2008)185–193
- [2] Electroactive Polymer (EAP) Actuators. www.empa.ch
- [3] PolyPower DEAP Introduction. www.polypower.com

LINEÁRIS ELŐTOLÓ HAJTÁSOK TERVEZÉSE

DESIGN OF LINEAR POSITIONING FEED DRIVE

Jakab Endre a műszaki tudomány kandidátusa, ME, Robert Bosch Mechatronikai Tanszék

ABSTRACT

Different solutions of NC linear positioning feed drive systems are widely used in modern equipments. Mechatronic Engineering BSc and MSc programs at University of Miskolc include subjects in which the applications of the drive systems are presented for various industrial solutions and also their design.

1. ELŐZMÉNYEK

A mechatronikai berendezéseken gyakran alkalmaznak elektromechanikus kinematikai láncokat, kinematikai hajtásokat és korszerű mozgás átalakító szerkezeteket. A Miskolci Egyetem Robert Bosch Mechatronikai Tanszékén a lineáris előtoló hajtások tervezéséhez az [1] tananyagot dolgoztuk ki. Célunk az volt, hogy a hallgatók ellenőrző, méretező számítások alapján gyakorolják a kinematikai hajtásláncokhoz szükséges mechanikai építőelemek és egységek, valamint a villamos motorok szakszerű és felelősségteljes kiválasztását, specifikálását a gyártók katalógusaiból. Cél az is, hogy egyedi tervezést is végezzenek, és a rendszert elektronikus katalógusok CAD rajzainak felhasználásával meg is rajzolják. A tananyag kidolgozásában szakmai ismereteink és tapasztalataink mellett a [2] szakirodalomra, a [3-6] elektronikus katalógusok információira, és bevált ipari megoldásokra támaszkodtunk.

2. KÖVETELMÉNYEK

A különböző követelmények halmazából a mechatronikai berendezés pontosságára vonatkozó fontos követelmények elemei pl. a [2] irodalom 5. fejezetében megtalálhatók.

A mai motorok és szabályozóik jó dinamikai tulajdonságokkal rendelkeznek, amelyeknek kihasználhatóságát gyakran a mechanikai rendszer tulajdonságai korlátozzák. A mechanikai elemek kialakítása, megválasztása szempontjából lényeges a megengedhető átviteli hiba nagysága. Tudni kell mely hiba (kinematikai, geometriai, statikus/dinamikus, hő) gyakorolja a legnagyobb hatást a technológia (pl. megmunkálás, szerelés) eredményére, továbbá mi függ a kinematikai

hajtás felépítésétől, a terhelés típusától? A rendszer kialakításánál, tervezésénél arra is ügyelni kell, hogy a lehetséges gerjesztő frekvenciák távol legyenek a rezonancia frekvenciáktól.

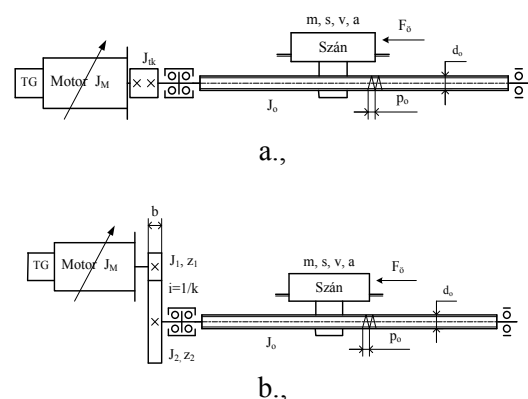
3. KINEMATIKAI HAJTÁSLÁNCOK

3.1. Golyósorsós hajtások, hajtáslánc optimalása

A mechatronikai berendezésekben többféle kinematikai hajtást alkalmaznak. Ezek közül először a CNC szerszámgépeken széles körben használt golyósorsó-anya párral működtetett megoldásokat tekintjük át. Az orsó-anya pár megfelelő pontossággal és merevséggel kell, hogy biztosítsa a követelményeket. Az alkalmazás előnyei:

- A szerkezet hézagmentesíthető, különböző mértékben előfeszíthető, továbbá nagy tengelyirányú merevség biztosítható,
- az orsó-anya pár hatásfoka jó ($\eta=0,85-0,95$), a gördülő felületeken fellépő súrlódás kicsi,
- nem lép fel az akadósúszás (stick-slip),
- kedvező átviteli tényezője (A_o) van.

A szánmozgató golyósorsó meghajtása a motortól a 3.1. ábra szerint történhet közvetlenül, egytengelyűen, vagy közvetetten fogaskerékpár, vagy fogas-szín hajtás közbeiktatásával (3.1.a 3.1.b ábrák).



3.1. ábra. Golyósorsós szánmozgatás

A golyósorsók csapágyazása az elmozdulási hosszától függően különböző lehet, pl. kisebb úthosszaknál a golyósorsó egyoldali csapágyazása elegendő. Nagyobb elmozdulások orsóit a

feladatnak megfelelően, eltérő kétoldali csapágyazásokkal alakíthatják ki. Például a 3.1. ábra megoldásaiban a motoroldalon radiális-axiális, az orsó végén axiális elmozdulást biztosító radiális csapágyazás található. A golyósorsó gyártási, hő alakváltozás okozta hibái igény esetén szoftveresen kompenzálhatók. A részletes levezetéseket és a számításokat mellőzve a 3.1. ábra szerinti modelleknél a motor tengelyére redukált tehetetlenségi nyomatékok rendre:

$$J_{M,red} = J_M + J_{tk} + J_o + m\left(\frac{p_o}{2\pi}\right)^2, \quad (3.1)$$

$$J_{M,red} = J_M + J_1 + k^2(J_2 + J_o + J_m), \quad (3.2)$$

$$J_m = m\left(\frac{p_o}{2\pi}\right)^2 = mA_o^2. \quad (3.3)$$

Az egyenletekben alkalmazott jelölések:

m	(kg)	a szán tömege,
p _o	(m)	golyósorsó menetemelkedése,
J _{M,red}	(kgm ²)	motor tengelyére redukált összes másodrendű tehetetlenségi nyomaték,
J _M	(kgm ²)	motor tehetetlenségi nyomaték,
J _{tk}	(kgm ²)	tk. tehetetlenségi nyomatéka,
J _o	(kgm ²)	orsó tehetetlenségi nyomatéka,
J _{1,J₂}	(kg m ²)	a hajtó és hajtott fogaskerék másodrendű tehetetlenségi nyomatéka,
J _m	(kgm ²)	redukált tehetetlenségi nyomaték,
s, v, a	(mm, mm/s, mm/s ²)	a szán elmozdulása, sebessége, gyorsulása.
k	(-)	hajtóviszony (k=1/i),
A _o	(m ²)	átviteli tényező.

Közvetlen orsó-anya hajtásnál elmaradnak a közvetítő elemek okozta hibák, ugyanakkor számolni kell a motor-tengelykapcsoló-orsó egytengelyűségi hibáival. Az egylépcsős hajtással kombinált orsó-anya szánmozgatás megkívánt pontosságát a fogaskerékpár hézagmentesítésével, vagy hézagmentes fogas-szíj hajtással lehet biztosítani. Ugyanakkor a (3.2)-ből látható, hogy a hajtott részeknek a motor tengelyére k²-el redukált tehetetlenségi nyomatéka kedvező. A (3.3) összefüggés jól mutatja a menetes orsó kedvező átviteli tulajdonságát az **m** tömeg szempontjából, ezért is használják gyakran és régóta ezt a mozgásátalakító típust.

A motor-golyósorsós hajtás mechanikai, elektromechanikai építőegységeinek kiválasztása egy adott feladatra pl. a [2] szerint elvégezhető. Ez magába foglalja a megfelelő fordulatszámú

motor statikus és dinamikus nyomatékának meghatározását, az *optimális átmérőjű és menetemelkedésű golyósorsó* meghatározására, a szabványos elem párok kiválasztására. A tervezés közvetett hajtási láncnál kiterjed az *optimális hajtóviszony* meghatározására is. Közvetett hajtásnál a 3.1.b ábra alapján például írható, hogy:

$$\frac{d\dot{s}}{dk} = 0 \text{ és } \frac{d\dot{s}}{dp_o} = 0 \quad (3.4)$$

Menetemelkedés szempontjából optimális megoldás:

$$p_{o,opt,gy} = \sqrt{\frac{J_{hajtó} \frac{1}{k^2} + J_2 + J_o}{\frac{m}{(2 \cdot \pi)^2}}} \quad (3.5)$$

Gyorsítás szempontjából optimális hajtóviszony érték:

$$k_{opt,gy} = \sqrt{\frac{J_{hajtó}}{J_{hajtott}}} = \sqrt{\frac{J_M + J_1}{J_2 + J_o + m\left(\frac{p_o}{2\pi}\right)^2}} \quad (3.6)$$

Közvetlen hajtásnál a menetemelkedés optimumot határozzuk meg. A (3.7)-ben a J_f=J_M+J_{tk}+J_o:

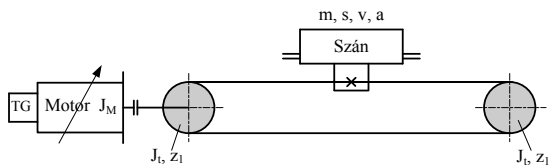
$$p_{o,opt,gy} = 2 \cdot \pi \sqrt{\frac{J_f}{m}}, \quad (3.7)$$

A további kinematikai hajtási láncokból, a motor/tengelykapcsoló, vagy fogaskerék/fogas-szíj/szán hajtásláncot vizsgáljuk részletesebben.

3.2. Fogas-szíj hajtás, hajtáslánc optimalása

A 3.2. ábra szerinti hézagmentes hajtástípus számos ipari technológiai berendezésnél megtalálható. A hézagmentes fogas-szíj hajtás erő- és alakzáró vonóelemes hajtás, amely egyesíti a laposszíj-hajtás és a lánchajtás előnyeit. Előnye a nagy sebességű, zajmentes és pontos mozgatás lehetősége, ami különösen kis szán tömegeknél, és kis redukált tehetetlenségi nyomatékoknál mutatkozik meg. A motortengelyre redukált tehetetlenségi nyomaték (3.8) összefüggésében az újabb jelölések:

J_t (kgm²) szíjtárcsa tehetetlenségi nyomatéka,
d (mm) két azonos szíjtárcsa átmérő (a szíj tömegét itt elhanyagoltuk).



3.2. ábra. Motor/fogas-szíz/szán kinematikai lánc

$$J_{M,red} = J_M + 2 \cdot J_t + J_m = J_M + 2 \cdot J_t + m \frac{d^2}{4} \quad (3.8)$$

Közvetlen szíjhajtásnál az *optimálás* a szíjtárcsa d átmérőjének meghatározására redukálódik. A 3.2. ábra alapján felírható a (3.9) egyenlet, ahol \ddot{s} , $\ddot{\varphi}_M$, M_{gy} rendre a szán gyorsulása, a motor szöggyorsulása és gyorsító nyomatéka. A $d \ddot{s} / dd$ differenciálás alapján a (3.10) végeredményt kapjuk.

$$\ddot{s} = \frac{d}{2} \ddot{\varphi}_M = \frac{d}{2} \frac{M_{gy}}{J_{M,red}} = \frac{d \cdot M_{gy}}{2(J_M + 2 \cdot J_t + m \frac{d^2}{4})} \quad (3.9)$$

$$d_{opt} = 2 \sqrt{\frac{J_M + 2 \cdot J_t}{m}} \quad (3.10)$$

Amennyiben a motor és a párhuzamos ágú fogas-szíz hajtás közötti hajtáslánban még egy k lassító hajtóviszonyú előtét hajtás is található, akkor az optimálás a szíjtárcsák d átmérőjére és az előtét k hajtóviszonyára irányul. A (3.9) egyenlethez hasonlóan felírható, hogy:

$$\ddot{s} = k \frac{d}{2} \ddot{\varphi}_M = k \frac{d}{2} \frac{M_{gy}}{J_{M,red}} = k \frac{d}{2} \frac{M_{gy}}{(J_{hajtó} + k^2 J_{hajtott})}, \quad (3.11)$$

ahol a $J_{hajtó}$ és a $J_{hajtott}$ az alábbi:

$$J_{hajtó} = J_M + J_1, \quad J_{hajtott} = J_2 + 2 \cdot J_t + m \frac{d^2}{4}.$$

Közvetett fogas-szíz hajtásnál a $d \ddot{s} / dd$ összefüggés alapján a (3.12), a $d \ddot{s} / dk$ összefüggés alapján a (3.13) végeredmény adódik. A fogas-szíz hajtás szabványos elemei valamely gyártó katalógusából kiválaszthatók. A teljesítmény átvitel és a zaj szempontjából igen beváltak a HTD (High Torque Drive) fogas-szíz hajtások, amelyeknek szíjjai egy- és kétoldali fogazatúak lehetnek.

$$d_{opt} = 2 \sqrt{\frac{J_{hajtó} \frac{1}{k^2} + J_2 + 2 \cdot J_t}{m}} \quad (3.12)$$

$$k_{opt,gy} = \sqrt{\frac{J_{hajtó}}{J_{hajtott}}} \quad (3.13)$$

4. MOTORKIVÁLASZTÁS

Válasszunk motort a fogas-szíz hajtáshoz. A kiválasztás első lépéseként a szerkezet előzetes műszaki terveit kell elkészíteni, amelyekből a tömegek, tehetetlenségi nyomatékok, a kinematikai viszonyok jó közelítéssel meghatározhatók. A motor szükséges paramétereit elsősorban a terhelések típusai, a nyomaték és időtényezők (pl. gyorsítási idő), a fordulatszám igény (technológiai és gyorsjárat) és a redukált tehetetlenségi nyomatékok nagysága határozzák meg. A motor az üzemeltetéstől függően kiválasztható:

- statikus és dinamikus,
- csak statikus,
- csak dinamikus terhelésre.

Példák hozhatók az ipar különböző területeiről, mint pl. a szerszámgépek kinematikai hajtásai, beültető gépek szánmozgatásai. Válasszunk motort katalógusból az összetett esetre. A kiválasztás kezdeti paramétereit a számított statikus terhelés (4.1) és a gyorsmeneti sebességhez szükséges maximális fordulatszám (4.2), természetesen a technológiai fordulatszám tartományt is figyelembe véve.

$$\begin{aligned} M_{M,névl} &\geq M_{terh} = M_{st}, \\ F_{\sigma,st} &= F_{tech} + F_{súrl} + G, \\ M_{st} &= \frac{1}{\eta_{mech}} \frac{d}{2} F_{\sigma,st}. \end{aligned} \quad (4.1)$$

A (4.1) egyenletben alkalmazott jelölések:

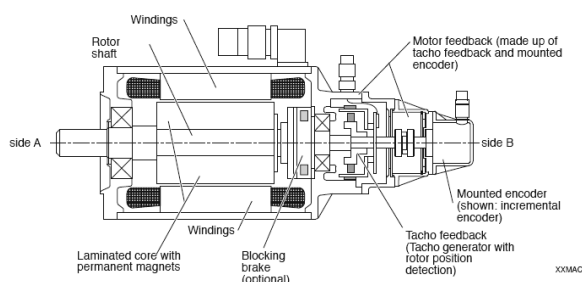
$M_{M,névl}$	(Nm) motor névleges nyomatéka,
$M_{terh} = M_{st}$	(Nm) statikus nyomaték,
$F_{\sigma,st}$	(N) eredő statikus terhelés,
F_{tech}	(N) technológiai terhelés,
$F_{súrl}$	(N) súrlódó erő (μG),
G	(N) súlyerő (vízszintesen elhanyagolható),
η_{mech}	(-) mechanikai hatásfok,
d	(mm) tárcsa középtárcsák.

$$n_{M,max} \geq n_{M,gyors} = \frac{1}{k} \frac{v_{gyors}}{p_o}, \quad \text{ahol} \quad (4.2)$$

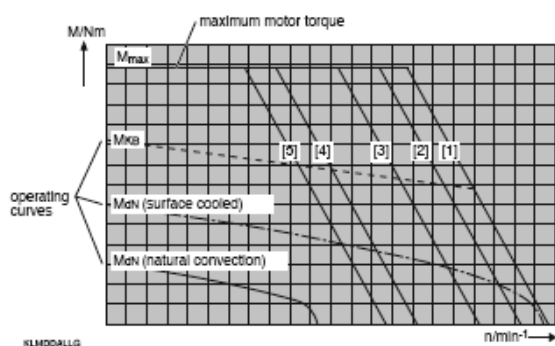
A (4.2) egyenletben alkalmazott jelölések:

- $n_{M,max}$ (f/min) a motor maximális fordulata,
 $n_{M,gyors}$ (f/min) a motor gyorsmeneti fordulata,
 v_{gyors} (m/min) a szán gyorsmeneti sebessége.

A számított paraméterek alapján szervomotort választunk pl. a [3] szerinti katalógusból. A 4.1. ábrán látható, hogy a motor végéhez különböző mérőeszközök csatlakoztathatók.



4.1. ábra: MAC AC szervomotor felépítése



4.2. ábra: Fordulatszám-nyomaték határdiagramok

A 4.2. ábra a [3] szerinti AC szervomotorok $M(n)$ határgörbéit szemlélteti az üzemmódoktól függő tartományokkal és határokkal. Az [1]-[5] jelű, különböző $M(n)$ határdiagramok eltérő feltételekre vonatkoznak, például az [1]-[3] esetekben a tápegység, [4]-[5]-nél a tachogenerátor eltérő típusa határozza meg az $M(n)$ menetet és a sarokpontokat. A kiválasztott motort *dinamikus teherbírásra* ellenőrizzük. A rövid idejű dinamikus terhelésnél, azaz a szán tömegének gyorsításakor, lassításakor lényegesen nagyobb nyomatékok szükségesek, mint a technológiai terhelésnél, amit a szervomotorok adatai is visszatükröznek. Ennek a célja az, hogy a mozgatott szán gyorsítási sebességére való felfutása, és a technológiai műveleti pozícióba érés előtti lassítás minél rövid idő alatt megtörténjen.

A gyorsításkor szükséges $M_{M,max}$ motor-nyomatékot a redukált M_{gy} gyorsító és az $M_{súrl}$ súrlódó nyomaték határozza meg a hatásfok figyelembe vételével (4.3). Az M_{gy} gyorsító nyomaték a (4.4) szerint írható fel és számítható ki. A $J_{M,red}$ például a (3.12)-ből meghatározható, az ω_{max} motor adat. A t_{gy} felvételével (variálásával) pedig az ε előáll. A kiszámított $M_{M,max}$ értékkel ellenőrizhető, hogy a kiválasztott motor $M_{Mot,max}$ maximális nyomatéka ettől nagyobb-e? Szükség esetén a korrekciók elvégezhetők.

$$M_{M,max} = \frac{1}{\eta_{mech}} (M_{gy} + M_{súrl}), \quad (4.3)$$

$$M_{gy} = J_{M,red} \cdot \varepsilon = J_{M,red} \frac{\omega_{max}}{t_{gy}}. \quad (4.4)$$

5. ÖSSZEFOGLALÁS

A cikkben közöltek ipari feladatok megoldásánál, továbbá az oktatásban egyaránt jól felhasználhatók.

6. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A kutató munka a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt részeként az Új Magyarország Fejlesztési Terv keretében az Európai Unió támogatásával, Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg.

6. IRODALOM

- [1] JAKAB, E. – NAGY, L.: Lineáris előtoló, pozicionáló hajtások tervezése, Elektronikus jegyzet, Miskolc, 2012, p. 62
 [2] M. WECK–CH. BRECHER: Werkzeugmaschinen, Mechatronische Systeme, Vorschubantriebe, Prozessdiagnose, Springer 2006
 [3] www.boschrexroth.com Online Kataloge (Precision Ball Screw Assemblies, **Servomotoren**, etc.)/
 [4] www.emtc.hu/files/pdf/EZGC3-5hun.pdf
 [5] www.szimikron.com/pros/goly_hun.pdf
 [6] EXCEL CSEPEL Szerszámgépgyártó Kft., Katalógus és rajz adattár 2012.

LINEÁRIS HAJTÁS AKTÍV REZGÉSSZIGETELÉSE

ACTIVE VIBRATION DAMPING OF A LINEAR DRIVE SYSTEM

Jászkai Tamás István, MSc hallgató, Miskolci Egyetem, Robert Bosch Mechatronikai Tanszék
 Dr. Szabó Tamás, egyetemi docens, Miskolci Egyetem, Robert Bosch Mechatronikai Tanszék

ABSTRACT

This paper deals with the model and control of a one DOF linear drive system. The design and the control of the drive system were based on a simple displacement forced vibrating model. The motion of the ball-screw drive is controlled by PLC using acceleration feedback. Numerical and experimental results are compared.

1. BEVEZETÉS

A mai termelés a technológia korlátjait feszegeti, emellett a gazdaságosságra is nagy hangsúlyt kell fektetni a vásárlókért folytatott küzdelemben. Ezen igények kielégítése a mechatronikai rendszerek alkalmazása nélkül nem képzelhető el. Ilyen mechatronikai rendszereket alkalmaznak például elektronikai beültetőgépekben, járművek aktív felfüggesztéseiben [1], automatizált daruknál [2], és hordozható kamerákban. Közös tulajdonságuk, hogy a vezérlés a nemkívánatos rezgéseket aktívan csillapítja a minőség javítása céljából.

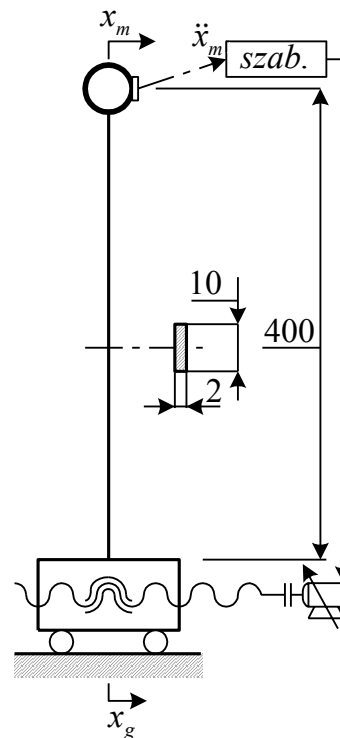
A rezgéscsökkentésnek két módja van, az egyik a passzív rezgésszigetelés, azaz a csillapítási tényező növelése, a másik az aktív rezgésfajtás, amikor a rendszerbe közvetlenül beavatkozunk a rezgésforrás oldaláról.

A cikk két fő részre bontható. Az első rész a tervezett rendszer előzetes dinamikai modellezésével és az alapvető tulajdonságok feltárásával foglalkozik. A második rész a rendszer összeállítását a vezérlés megvalósításával és a kapott eredmények értékelését ismerteti.

2. A LINEÁRIS HAJTÁS MODELLJE

A tervezett golyósorsós hajtás egyszerűsített modelljét az 1. ábra szemlélteti. A golyósorsó-anya meghajtású lineáris szán és arra épített függőleges konzol végén egy szerszám tömegét reprezentáló kör szimbólum látható. A konzol téglalap (10x2 mm) keresztmetszetű, hossza 400 mm, anyaga sárgaréz (rugalmassági modulusa $E=110 \text{ GPa}$, Poisson tényezője $\nu=0,37$).

A szerszám jobb oldalán egy kis téglalap jelöli a gyorsulási szenzort. A hajtásláncot egy szervomotor működteti a „szab.” szabályzó egységgel a gyorsulás szenzortól kapott jel alapján.



1. ábra. A lineáris hajtás modellje

A konzol keresztmetszetének másodrendű tehetetlenségi nyomatéka $I_z = 6,666 \text{ mm}^4$, merevsége ([3], 64-67. old.):

$$k = \frac{3I_x E}{l} = 0,0345 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (2.1)$$

A konzol tömege $m_k = 71 \text{ g}$, a szerszám tömege $m_{sz} = 100 \text{ g}$, az egy szabadságfokú rendszer redukált tömege ([3], 64-67. old.):

$$m = m_{sz} + m_k \frac{33}{140} = 116,9 \text{ g} \quad (2.2)$$

A modell vizsgálatokban a rendszer belső csillapítását elhanyagoljuk. Az 1. ábrán látható modell mozgásegyenlete:

$$m \ddot{x}_m(t) + k x_m(t) = k x_g(t), \quad (2.3)$$

ahol x_m a konzol végén lévő szerszám elmozdulása, x_g a szán előírt elmozdulása. A (2.3)-at elosztva az m tömeggel az alábbi egyenletet kapjuk:

$$\ddot{x}_m(t) + \alpha^2 x_m(t) = \alpha^2 x_g(t), \quad (2.4)$$

ahol α a csillapítatlan rendszer saját-körfrekvenciája ($\alpha = 17,2 [1/s]$).

Vizsgálataink során a szánt meghatározott sebességgel egy előírt pozícióba visszük. A megállás után a szerszám a rugalmas konzolon viszonylag nagy kilengéseket végez. A gyorsulás negatív visszacsatolásával a szán mozgását mindaddig szabályozzuk, amíg a tömeg kitérése egy előírt érték alá nem csökken. Ezután a szánt a kiindulási helyzetbe mozgatjuk vissza, és az összehasonlítás kedvéért továbbiakban a szabályozást kikapcsolva a rendszer szabadrezgést végez.

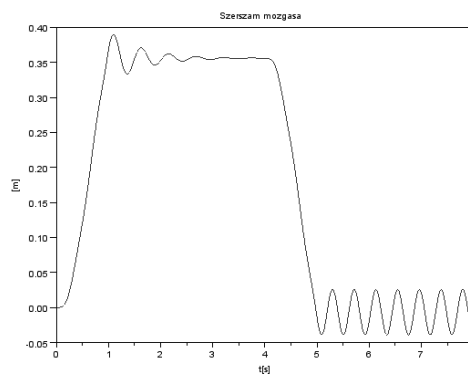
A gyorsulás visszacsatolásnál figyelembe vesszük, hogy a jelfeldolgozásból illetve a hajtás tehetetlenségéből adódóan a pozicionálás egy τ_D időkésltetést szenvedhet, illetve a t_m mintavételezés a felhasználó által változtatható. A szán pozicionálását a gyorsulás negatív visszacsatolásával szabályozzuk

$$x_g(t) = -p \ddot{x}_m(t - \tau_D) \quad (2.5)$$

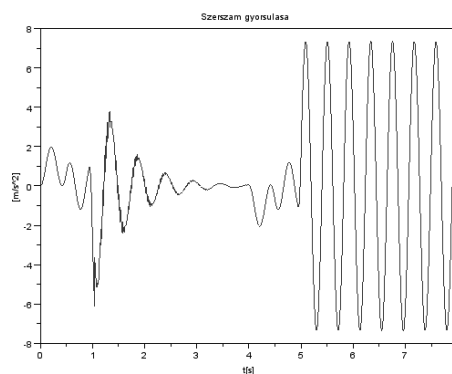
ahol p az erősítési tényező, javasolt értéke ($p = 0,65/\alpha^2$). A (2.5)-öt behelyettesítve (2.4)-be az alábbi egyenletet kapjuk:

$$\ddot{x}_m(t) + \alpha^2 x_m(t) = -p \ddot{x}_m(t - \tau_D). \quad (2.6)$$

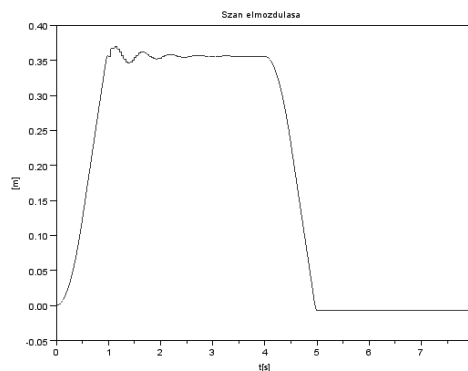
A (2.6) differenciálegyenlet numerikus megoldására a középponti differencia módszert alkalmazzuk, homogén kezdeti feltételekkel, $\tau_D = 30\text{ms}$ becsült késleltetési-, a $t_m = 40\text{ms}$ az előírt mintavételezési idő. A numerikus integrálás egyenközű időlépéseinek nagysága $dt = 1\text{ms}$. A program meghatározza az $x_m(t)$, $\ddot{x}_m(t)$, $x_g(t)$ időfüggvényeket, amelyeket rendre a 2-4. ábrák szemléltetnek.



2. ábra. A szerszám $x_m(t)$ elmozdulása



3. ábra. A szerszám $\ddot{x}_m(t)$ gyorsulása



4. ábra. A szán $x_g(t)$ előírt függvénye

A 2. ábrán látható, hogy a szerszám jelentősen túllendül az előírt programozott pozícióban, majd a rezgés néhány kitérés után lecseng, a szabályozásnak köszönhetően annak ellenére, hogy a rendszer nem tartalmaz belső csillapítást.

A szán eredeti pozícióba való mozgatását követően már nem alkalmazunk vezérlést, ezért a szerszám harmonikus rezgőmozgást végez. A vizsgált idő alatt az elmondottakkal összhangban változik a szerszám gyorsulása is a 3. ábra szerint. A 4. ábrán látható a szán

mozgása. Az előírt t_m mintavételezési időnek megfelelően a szán mozgása a rezgéscsillapítás során egy lépcsős függvényt ír le.

A bemutatott számítási példa alapján jó eséllyel építhető, egy olyan pozicionáló hajtás, amelynek rezgései a gyorsulás negatív visszacsatolásával erőteljesen csillapíthatók.

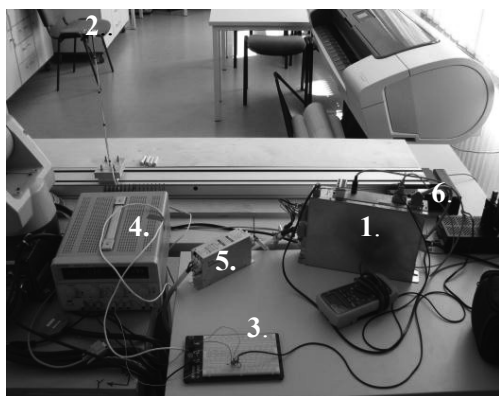
3. A MEGVALÓSÍTOTT LINEÁRIS HAJTÁS

A 2. pontban bemutatott modell alapján egy golyósorsós szánhajtás rezgéscsökkentő szabályozásával foglalkozunk. A vizsgált kísérleti rendszert a 4. ábra mutatja.

3.1 A hajtásrendszer felépítése

A 4. ábrán feltüntetett számozást követve:

- MLD vezérlő egység (1) egy olyan PLC, mely alkalmas a hajtás mozgásvezérlésére is. Ehhez kapcsolódik a gyorsulásérzékelő és a meghajtó motor.
- ADXL335 típusú gyorsulásérzékelő (2)
- LM358P típusú erősítő (3). A gyorsulásérzékelő jelét erősíti a megfelelő pontosság érdekében.
- Tápegység (4): A műveleti erősítő, illetve a gyorsulásérzékelő számára biztosítja a megfelelő feszültségeket (10 V és 3 V).
- Szűrő (5): Az MLD tápegységébe bemenő háromfázisú feszültség kondicionálására szolgál.
- Háromfázisú, permanens mágneses motor (6), feladata a szán mozgatása.



4. ábra. Golyós orsós hajtás

3.2. A hajtást vezérlő PLC program

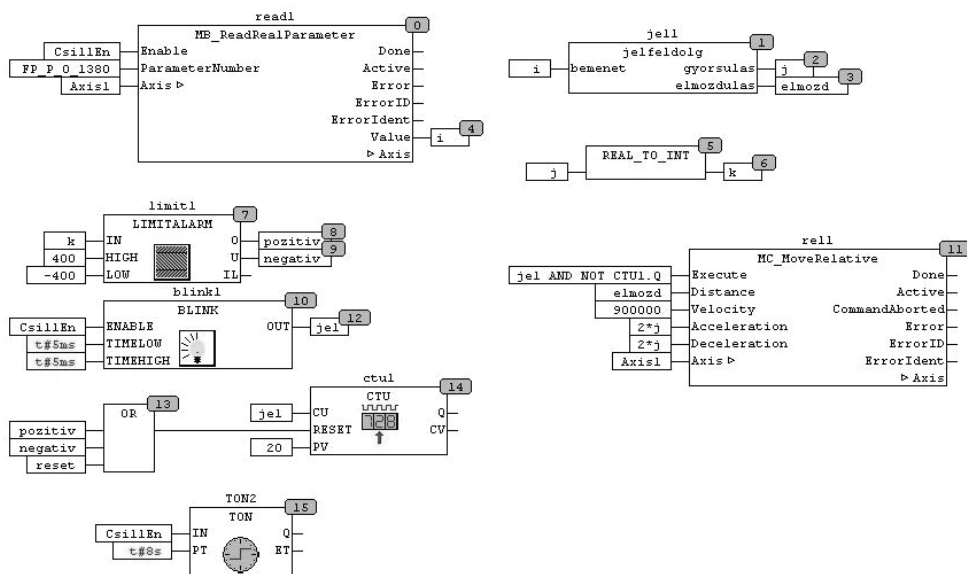
A cél egy minél tömörebb, a lehető leggyorsabban beavatkozni képes program

elkészítése volt. A rezgéscsillapítására szolgáló programot CFC (Cyclic Function Chart) nyelven írtuk meg. Az 5. ábrán szemléltetett program legfontosabb tulajdonsága, hogy az egyes funkcióblokkok működése nem egymást követő sorrendben, hanem párhuzamos aktivitás útján valósul meg.

A program részei:

- **read1** (MB_ReadRealParameter): a gyorsulás értékét a PLC analóg bemenetének (16 bites AD átalakítás után) az FP_P_0_1380 Global Register értékeként lehet elérni, ezt olvassa be a funkcióblokk az **i** változóba.
- **jell1** (jelfeldolg): a bejövő jel skálázását és 0 eltolását végzi. Mivel a 0 gyorsuláshoz a gyorsulásérzékelő típusából adódóan nem 0 érték tartozik, eredményét a **j** változóba írja, valós típusú változóból egész típusú alakítva.
- **limit1** (Limitalarm), **blink1** (Blink) és **ctul** (CTU): a rezgéscsökkentés automatikus leállítására szolgálnak. A **Blink** az óra-jelet szolgáltatja a számláláshoz. A **CTU CV** (Current Value) értéke folyamatosan nő, amíg a **k** értéke a **limit1** határértékei közé nem esik, de alapértéket vesz fel, ha beavatkozásra kerül sor.
- **rel1** (MC_MoveRelative): a rezgéscsillapítás szabályozásához szükséges relatív mozgások megvalósítására szolgáló blokk.
- **TON2** (TON): alternatív kilépési lehetőséget biztosítunk általa a rezgés csökkentési fázisból, ha az előírt 8 másodperc alatt valamilyen probléma miatt nem állna le.

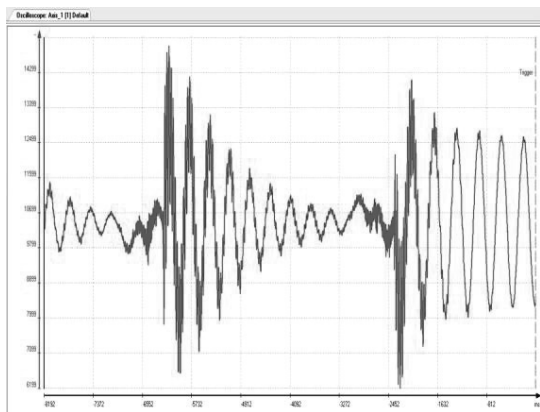
A program az MLD analóg bemenetére érkező gyorsulásjel alapján mozgatja a szánt, amelyet szoftveresen dolgoztunk fel.



5. ábra. CFC program

3.3. A hajtás rezgéscsökkentése

Az elkészült vezérlő rendszerrel a modell eredményeit kísérleti úton ellenőriztük. A kiértékeléshez az MLD kezelő programjának, az IndraWorks fejlesztőrendszer által biztosított oszcilloszkóp funkcióját használtuk. Az oszcilloszkóp előre beállított időtartamonként legfeljebb 8192 mintát tárol el.



6. ábra. A szerszám mért gyorsulása

A szerszám mért gyorsulása a 6. ábrán látható, előbb be-, majd kikapcsolt rezgéscsökkentéssel, amely hasonlít a 3. ábrán bemutatott modellszámításhoz.

4. ÖSSZEFOGLALÁS

A cikkben egy golyósorsós szánhajtás rezgéscsökkentésének lehetőségét modellezéssel és kísérleti berendezésen is vizsgáltuk.

Egy MLD vezérlőre CFC nyelven írt programmal sikerült elérni a valós szán és a modellszámítások jó egyezését.

A gyorsulás visszacsatolással és megfelelő mintavételezési idő beállításával a pozicionáló hajtás rezgései hatékonyan csillapíthatók.

5. KÖSZÖNETNYÍLVÁNÍTÁS

A kutató munka A TÁMOP-4.2.1B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt részeként – az Új Magyarország Fejlesztési terv keretében – az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg.

6. IRODALOM

- [1] Bokor J., Gáspár P.: Irányítástechnika járműdinamikai alkalmazásokkal, TYPOTEX, Budapest 2008.
- [2] Illés B., Németh J.: Automatizált daru teherlengése csillapításának egy lehetséges módja, GÉP LXII. évfolyam 7-8, 2011, ISSN 0016-8572, pp. 60-67.
- [3] Égert J., Jezsó K.: MECHANIKA – Rezgés tan 2006. 207. old. (elektronikus jegyzet: [http://jegyzet.sze.hu/letolt.php?dwn=1mechanika\(rezg\)](http://jegyzet.sze.hu/letolt.php?dwn=1mechanika(rezg)))

DOMBORÍTOTT FOGFELÜLET ELŐÁLLÍTÁSA KÉTPARAMÉTERES BURKOLÁSSAL

GENERATION OF CROWNED TOOTH SURFACE BY TWO- PARAMETER ENVELOPING

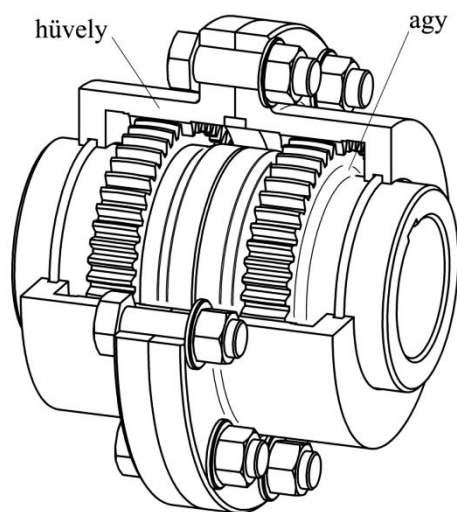
Kelemen László, PhD hallgató, Miskolci Egyetem

Dr. Szente József, PhD, Miskolci Egyetem

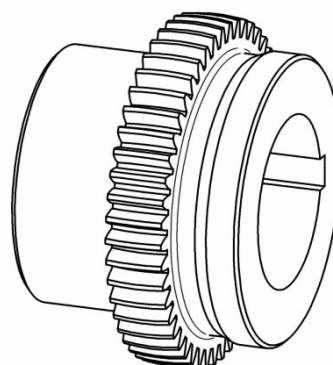
ABSTRACT. The most important component of gear coupling is the hub having crowned tooth surfaces. The crowned teeth are produced by hobbing, typically. The resulted tooth surface depends on several parameters. It is influenced by the size of the hob and the feed, hence an approximation is accepted and the idealized tooth surface is generated by two-parameter enveloping.

1. BEVEZETÉS

A fogasgyűrűs tengelykapcsoló (1. ábra) legfontosabb eleme a domborított fogfelületekkel rendelkező agy (2. ábra), mely alapvetően befolyásolja a tengelykapcsoló működését, teherbírását, hibakompenzáló képességét. A fogfelületek előállításának jellegzetes megoldása a lefejtőmarással történő gyártás. Tekintettel arra, hogy a kialakuló fogfelületek a marószerszám átmérőjétől és a mozgásparmétereiktől függően változnak, a továbbiakban egy közelítő modellt alkotunk, amely a fogfelület két független paraméterrel történő előállításán alapszik [1, 2].



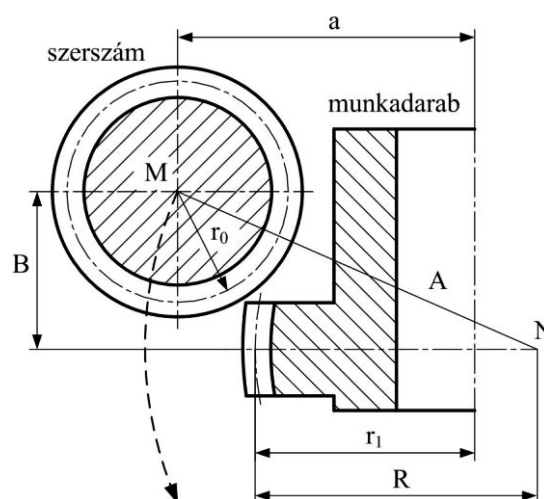
1. ábra. Fogasgyűrűs tengelykapcsoló



2. ábra. Domborított fogfelületű agy

2. A DOMBORÍTOTT FOGAZAT GYÁRTÁSA

A tengelykapcsoló agy domborított fogazata lefejtőmarással, a munkadarab és a szerszám összehangolt mozgásával állítható elő, a 3. ábrának megfelelően.



3. ábra. A domborított fogfelület gyártásának elvi vázlatja

A domborított fogfelület előállításához a szerszámot körpályán kell mozgatni. A lefejtőmarógép sajátos felépítése ezt általában nem teszi lehetővé, ezért a szükséges relatív

mozgást a munkadarab-asztal sugárirányú és a szerszám axiális mozgásával érjük el.

Gyártás közben a tengelytáv folyamatosan változik. Legnagyobb értéke:

$$a_{\max} = r_0 + r_1, \quad (1)$$

ahol r_0 a lefejtőmaró osztókörsugara, r_1 a munkadarab osztókörsugara.

A szerszám és a munkadarab relatív mozgásának körpályáját az $A = \overline{MN}$ sugárral jellemezhetjük, mely függ a szerszám osztókörsugarától és a fogdomborításra jellemző R mérettől (3. ábra):

$$A = r_0 + R. \quad (2)$$

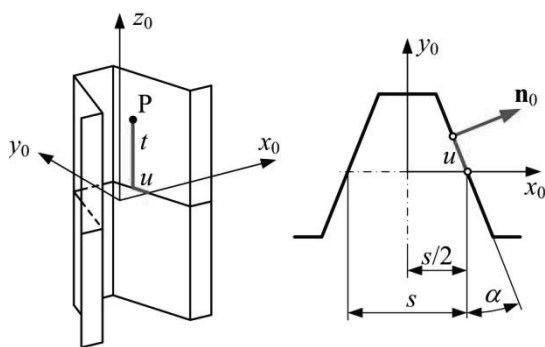
A tengelytáv pillanatnyi értékét fentiek mellett a lefejtőmaró axiális helyzete határozza meg, melyet a 3. ábrán B -vel jelöltünk. Mindezek alapján a pillanatnyi tengelytáv:

$$a = \sqrt{A^2 - B^2} - R + r_1. \quad (3)$$

3. A FOGFELÜLET MATEMATIKAI MODELLE

A domborított fogfelület valóságos alakja függ a lefejtőmaró átmérőjétől, a kerületi, a sugárirányú és a tengelyirányú eltolások nagyságától. Ennek megfelelően ugyanannak a fogaskeréknek a valóságos fogfelülete az említett paraméterek különböző értéke mellett eltérő lesz.

A fogasgyűrűs tengelykapcsoló működésének, teherbírásának vizsgálatához szükség van a fogfelület matematikai leírására. Ehhez egy olyan általános érvényű elméleti fogfelület a legmegfelelőbb, mely független a felsorolt jellemzőktől, ugyanakkor a valóságos fogfelület jó közelítését adja. Az idealizált fogfelületet az evolvens geometria alap-profiljára építve, két-paraméteres burkolással fogjuk előállítani.



4. ábra. A lefejtő fogasléc

3.1. A lefejtő felület

A lefejtő felületek az evolvens alaprofilból előállított lökethasáb síkjai (4. ábra). A lefejtő fogasléc fogfelülete és normálisa a következő egyenletekkel írható le:

$$\left. \begin{aligned} x_0 &= s/2 - u \sin \alpha, \\ y_0 &= u \cos \alpha, \\ z_0 &= t. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

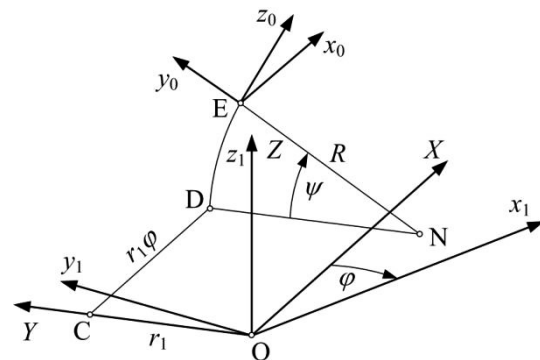
$$\left. \begin{aligned} n_{x_0} &= \cos \alpha, \\ n_{y_0} &= \sin \alpha, \\ n_{z_0} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Az egyenletekben u és t a felület paraméterei, s a domborított fogfelület fogvastagsága az osztókörről és a középsíkban mérve, α az alaprofiliszög. A jelölések értelmezése a 4. ábrán látható.

Az egyenletek a jobboldali síkra érvényesek, ugyanakkor a baloldali síkra a szimmetria alapján könnyen felírhatók.

3.2. Koordinátarendszerek, a tagok mozgása

Az 5. ábrán az alkalmazott koordinátarendszerek láthatók.



5. ábra. Koordinátarendszerek

Az S_F (O, X, Y, Z) álló koordinátarendszerben vizsgáljuk a tagok mozgását. Az S_1 (O, x_1, y_1, z_1) koordinátarendszer origója azonos az S_F rendszerével, z_1 tengelye pedig egybeesik a Z koordináta tengellyel. S_1 -et a fogaskerékhez rögzítettük, azzal együtt forog állandó szögsebességgel a Z tengely körül. Pillanatnyi elfordulását a φ szöggel jelöljük.

Az S_0 (E, x_0, y_0, z_0) koordinátarendszer a lefejtő fogaslécéhez kapcsolódik. Azzal együtt forog az N ponton átmenő, X tengellyel párhuzamos tengely körül, valamint haladó mozgást

végez az X tengely mentén. Adott pillanatban az elfordulást a ψ szög, az elmozdulást az $r_1\varphi$ távolság jellemzi. Az 5. ábrán r_1 a fogaskerék osztókörsugara, R a domborítás paramétere.

A koordinátarendszerek közötti kapcsolatot a transzformáció mátrixai adják.

$$M_{F_0} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & r_1\varphi \\ 0 & \cos\psi & -\sin\psi & r_1 - R(1 - \cos\psi) \\ 0 & \sin\psi & \cos\psi & R\sin\psi \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$M_{I_F} = \begin{bmatrix} \cos\varphi & -\sin\varphi & 0 & 0 \\ \sin\varphi & \cos\varphi & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (7)$$

M_{F_0} az S_0 -ből S_F -be, M_{I_F} az S_F -ből S_1 -be való áttérés mátrixa.

3.3. A domborított fogfelület egyenlete

A domborított fogfelületet két független paraméterrel (φ , ψ) fogjuk előállítani.

A mozgó lefejtő felületet és normálisát írjuk fel az S_F álló koordinátarendszerben:

$$\left. \begin{aligned} X &= r_1\varphi + x_0, \\ Y &= r_1 - R(1 - \cos\psi) + y_0\cos\psi - z_0\sin\psi, \\ Z &= R\sin\psi + y_0\sin\psi + z_0\cos\psi. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

$$\left. \begin{aligned} N_x &= \cos\alpha, \\ N_y &= \sin\alpha\cos\psi, \\ N_z &= \sin\alpha\sin\psi. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

(8) egyenleteket megvizsgálva megállapítható, hogy olyan felületsereget kapunk, melyben négy paraméter szerepel:

$$\left. \begin{aligned} X &= X(u, \varphi), \\ Y &= Y(u, t, \psi), \\ Z &= Z(u, t, \psi). \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Áttérve az S_1 forgó koordinátarendszerbe, a lefejtő felületsereget a következő egyenletrendszer állítja elő:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= X\cos\varphi - Y\sin\varphi, \\ y_1 &= X\sin\varphi + Y\cos\varphi, \\ z_1 &= Z. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Az egyes koordináták paramétereiktől való függését (10) és (11) felhasználásával tudjuk meghatározni:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= x_1(u, \varphi, t, \psi), \\ y_1 &= y_1(u, \varphi, t, \psi), \\ z_1 &= z_1(u, t, \psi). \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

(12) alapján világos, hogy a domborított fogfelület leírásához kapcsolatot kell keresni a lefejtő felület u és t , valamint a mozgás φ és ψ paramétere között. Egészen pontosan két olyan további egyenletet kell megadni, amelyekkel a fogfelület egyértelművé, két paraméterrel meghatározottá válik. Formálisan a két függvénykapcsolat:

$$\left. \begin{aligned} F_1(u, \varphi, t, \psi) &= 0, \\ F_2(u, \varphi, t, \psi) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

A paraméterek közötti fenti összefüggéseket a kapcsolódási tengelyek segítségével határozzuk meg. A kapcsolódási tengely olyan egyenes vonal, amit elmettszenek az egymást kölcsönösen burkoló felületek pillanatnyi érintkezési vonalának összes pontjához tartozó normálisok.

Ha $\varphi = \text{konstans}$, a viszonylagos mozgás az N ponton átmenő, X tengellyel párhuzamos egyenes körüli forgás. A viszonylagos forgómozgás tengelye egyben kapcsolódási tengely is. Legyen az érintkezési pont helyvektora $\mathbf{R} = X\mathbf{i} + Y\mathbf{j} + Z\mathbf{k}$, ahol \mathbf{i} , \mathbf{j} és \mathbf{k} a koordinátairányok egységvektorai. Az érintkezési pontba a kapcsolódási tengelyen és a normálison keresztül is eljuthatunk. Ezt a következő egyenlet fejezi ki:

$$\mathbf{R} = A\mathbf{i} - (R - r_1)\mathbf{j} + B\mathbf{N}, \quad (14)$$

ahol A a metszéspont távolsága az origótól a kapcsolódási tengely mentén, B a metszéspont és az érintkezési pont távolsága normális irányban mérve.

Áttérve a skaláris egyenletekre:

$$\left. \begin{aligned} X &= A + B \cos \alpha, \\ Y &= r_1 - R + B \sin \alpha \cos \psi, \\ Z &= B \sin \alpha \sin \psi \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

összefüggésekhez jutunk. (15) második és a harmadik egyenletéből B -t kiküszöbölve és (8)-ból Y -t és Z -t behelyettesítve megállapítható, hogy csak $z_0 = 0$ ad egyértelmű megoldást, azaz az $F_1(u, \varphi, t, \psi) = 0$ paraméterkapcsolatnak

$$t = 0 \quad (16)$$

felel meg. Ebből az következik, hogy a lefejtő felületnek csak a $z_0 = 0$ síkban lévő alapprofilja eredményez kapcsolódási pontokat.

További paraméterkapcsolat állítható elő $\psi = \text{konstans}$ esetén. Ekkor a viszonylagos mozgás a C ponton átmenő, Z tengellyel párhuzamos egyenes körüli forgás. Ez az egyenes ugyancsak kapcsolódási tengely, tehát az érintkezési pontokban felvett normálisok keresztül mennek rajta. Bármely érintkezési pontra igaz, hogy

$$\mathbf{R} = r_1 \mathbf{j} + G \mathbf{k} + H \mathbf{N}, \quad (17)$$

ahol G a metszéspont távolsága az origótól a kapcsolódási tengely mentén, H a metszéspont és az érintkezési pont távolsága normális irányban.

Áttérve a skaláris egyenletekre:

$$\left. \begin{aligned} X &= H \cos \alpha, \\ Y &= r_1 + H \sin \alpha \cos \psi, \\ Z &= G + H \sin \alpha \sin \psi \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

adódik. (18) első egyenletéből H -t kifejezve és a második egyenletbe helyettesítve, majd (8)-ból X és Y összefüggéseit figyelembe véve, az alábbi függvénykapcsolathoz jutunk:

$$\varphi = \frac{1}{r_1 \tan \alpha} \left(y_0 - z_0 \tan \psi - R \frac{1 - \cos \psi}{\cos \psi} \right) - \frac{x_0}{r_1}. \quad (19)$$

(19) megfelel (13) $F_2(u, \varphi, t, \psi) = 0$ paraméterkapcsolatának. Mivel (16)-ból adódóan $z_0 = 0$, (19) egyszerűbb alakra hozható:

$$\varphi = \frac{1}{r_1 \tan \alpha} \left(y_0 - R \frac{1 - \cos \psi}{\cos \psi} \right) - \frac{x_0}{r_1}. \quad (20)$$

(4) összefüggéseit behelyettesítve

$$\varphi = \frac{1}{r_1 \tan \alpha} \left(u \cos \alpha - R \frac{1 - \cos \psi}{\cos \psi} \right) - \frac{s/2 - u \sin \alpha}{r_1} \quad (21)$$

adódik, ami megfelel a $\varphi = \varphi(u, \psi)$ paraméter összefüggésnek.

A kapcsolófelület meghatározásához a (8), (4), (16) és (20) egyenletekre van szükség, melyekkel a formális paraméterkapcsolat:

$$\left. \begin{aligned} X &= X(u, \psi), \\ Y &= Y(u, \psi), \\ Z &= Z(u, \psi). \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

A domborított fogfelület egyenleteit megkapjuk, ha (11) egyenletekbe (8), (4), valamint (16) és (20) összefüggéseket behelyettesítjük. A paraméterekkel kifejezve:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= x_1(u, \psi), \\ y_1 &= y_1(u, \psi), \\ z_1 &= z_1(u, \psi). \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

Valamely $z_1 = K = \text{állandó}$ tengelymentzeti profil esetén a paraméter összefüggés:

$$u = \frac{1}{\cos \alpha} \left(\frac{K}{\sin \psi} - R \right). \quad (24)$$

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A bemutatott kutató munka a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt részeként az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg.

IRODALOM

- [1] Litvin F. L.: A fogaskerékkapcsolás elmélete. Műszaki Könyvkiadó. Budapest. 1972.
- [2] Litvin F. L.; Krylov N. N.; Erikhov M. L.: Generation of tooth surfaces by two-parameter enveloping. Mechanism and Machine Theory. Vol. 10. 1975. p. 365-373.
- [3] Szente J.; Kelemen L.: Mathematical models for tooth surfaces of gear coupling. Design of Machines and Structures. Vol. 2. No 1. (2012). Miskolc. p. 73-82.
- [4] Szente J.; Kelemen L.: Domborított fogazat matematikai modellezése fogasgyűrűs tengelykapcsolókhöz. Gép. LXII. évf. 9-10. szám (2011). p. 47-50.

IPARI CNC GÉPEK SEGÍTIK AZ OKTATÁST A MISKOLCI EGYETEMEN

CNC MACHINES HELPS THE EDUCATION AT THE UNIVERSITY OF MISKOLC

Kiss Dániel¹, Csáki Tibor², Oláhné Lajtos Julianna³

1. ABSTRACT

It is essential in the education for the students to gather experience on modern machines. At the Department of Machine Tools this became reality in the past year when three modern CNC machines, a turning center, a milling machine and a precision lathe arrived with different controllers.

2. BEVEZETÉS

Napjainkban az oktatás egyik fő feladata, hogy felkészítse a hallgatókat olyan helyzetekre, amelyekkel az iparban találkozhatnak. Ennek egyik lehetséges módja, ha olyan, a legkorszerűbbnek számító gépekkel is megismerkedhetnek, melyek ma az iparban is megtalálhatóak, illetve megtanulják ezeknek a gépeknek a programozását és alapszintű kezelését, mellyel előnnyel indulnak az álláskeresések során.

3. A GÉPEK BEMUTATÁSA

A Szerszámgépek Tanszékére az elmúlt 1,5 évben 3 új szerszámgép érkezett. Egy eszterga megmunkáló központ, egy marógép és egy precíziós eszterga. A gépek az alábbi főbb jellemzőkkel rendelkeznek gépekre bontva:

DMG CTX alpha 500 eszterga megmunkáló központ [1]:

- 20kW teljesítményű programozható motororsó (C-tengely), max. 6000 f/perc
- programozható ellenorsó integrált motororsóval
- 12 férőhelyes revolverfej
- hajtott szerszám használata
- programozható Y tengely
- abszolút mérőrendszer
- Siemens Sinumerik 840D vezérlő
- magyar nyelvű Shopturn szoftver

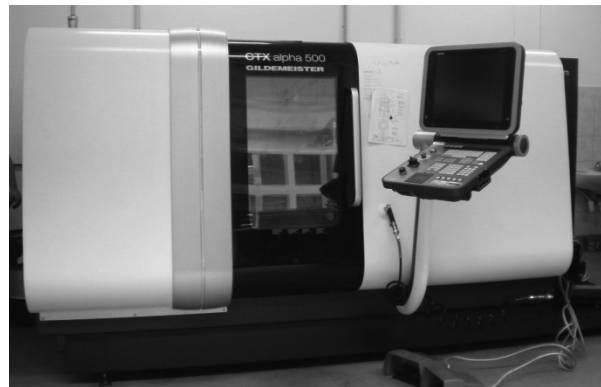
¹ doktorandusz, Miskolci Egyetem Szerszámgépek Tanszéke

² PhD, egyetemi docens, Miskolci Egyetem Szerszámgépek Tanszéke

³ mérnök tanár, Miskolci Egyetem Szerszámgépek tanszéke

- munkadarab elkapó berendezés
- integrált szerszámbeemelő

Egy ilyen paraméterekkel rendelkező gépen bemutatathatók azok a funkciók, amelyek a korszerű esztergaközpontokat jellemzik.



1. ábra DMG CTX alpha 500

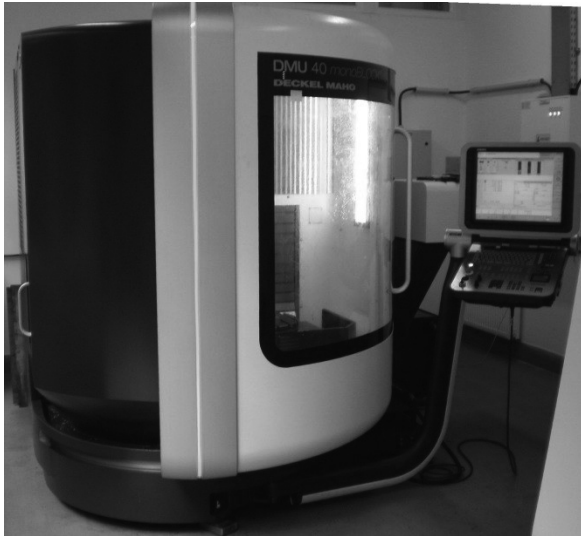


2. ábra Sinumerik 840D vezérlő

DMG DMU 40 monoBLOCK marógép[2]:

- 450/400/480mm (x/y/z) méretű megmunkálási tér
- 16 férőhelyes szerszám tároló
- SK40-es szerszám befogó
- NC vezérelt billenő marófej (B-tengely)
- 5D pályavezérlés
- forgácskihordó

- 10kW-os motororsó, max. 12000 f/perc
- 450mm átmérőjű körszta
- Heidenhain iTNC 530 vezérlés



3. ábra DMG DMU 40 monoBLOCK



4. ábra Heidenhain iTNC530 vezérlő

Ezt a megmunkáló központot a viszonylag kis helyigény, a szimultán 5D-s megmunkálás lehetősége, a barátságos, felhasználóbarát kezelőfelület és sok beépített rutin, ciklus használatának a programokban vagy a kezelés során elérhető támogatása jellemzi. A nem nagy

méretek a nem túl nagy helyigény, a kis energiaszükséglet miatt lényegesek, ugyanakkor nagyon bonyolult felületek, alkatrészek megmunkálását teszi lehetővé.

Hardinge T42 precíziós eszterga[3]:

- 11kW-os motororsó
- 5000 f/perc max fordulatszám
- 16 helyes revolverfej
- munkadarab elkapó
- Fanuc 31i vezérlés
- Marposs szerszám és munkadarab bemérő tartozékok
- 3 pofás tokmány
- keménysztergálásra alkalmas
- Gyártási pontosságok
 - felületi érdesség: 0,20 μ
 - orsó futáspontossága: 0,70 μ
 - tengelyek ismétlési pontossága: 0,76 μ
 - szórás a munkadarabnál: 3,00 μ
 - revolverfej léptetési pontossága: 1,52 μ
 - munkadarab körkörössége: 0,26 μ



5. ábra Hardinge T42

Az adatokból látható, hogy a gép valóban az átlagosnál jóval pontosabb, jobb felületi jellemzőkkel rendelkező megmunkálásokra képes, kialakításánál fogva rezgésmentes forgácsolási körülményeket tud biztosítani, így téve lehetővé a kis érdességet és a nagyon jó geometriai pontossági adatokat. Mivel tanszékünkön az egyik kiemelt kutatási terület bonyolult geometriai jellemzőkkel bíró alkatrészek gyárthatóságának, konstrukciós paramétereinek és környezetbarát technológiák alkalmazásának kutatása, ezért fontos számunkra, hogy legyen olyan berendezésünk, amely képes pályavezérlést igénylő keménysztergálási feladatok elvégzésére is. Ez az eszterga teljesíti ezeket a követelményeket.



6. ábra Fanuc 31i vezérlő

4. GÉPEK AZ OKTATÁSBAN

A fentebb bemutatott gépeket a tanszéken folyó tantárgyak oktatásába is folyamatosan építjük be. A gépeket a hallgatóknak az NC technikával kapcsolatos tárgyak gyakorlatai során bemutatjuk, ismertetjük a gép melletti programozás menetét, majd a bemutatott programot le is futtatjuk. Az alábbi tárgyak illetve tanfolyamok oktatásában használjuk a gépeket:

- Számítógépes NC programozás
- Automatizált gyártóeszközök
- Fakultatív CNC tanfolyam
- CNC gépkezelői tanfolyam (FAT akkreditált)
- Gépipari mérnökasszisztens (Felsőfokú szakképzés)

A felsőfokú szakképzési kurzusnak ezeken a gépeken történik a gyakorlati vizsgálata.

Az akkreditált CNC gépkezelői tanfolyam célcsoportja olyan (jelenlegi vagy leendő) vállalati szakemberek, akik vállalati termelésben már részt vesznek/részt fognak venni és már CNC gépen dolgoznak, megfelelő képesítés nélkül. A tanfolyam a munkakör betöltésére jogosító tanúsítványt ad. A gyakorlati képzés a munkahelyen történik és a Szerszámgépek Tanszéke CNC laboratóriumában is zajlik. Tananyaga a CNC alapismeretekeken túl a képzést igénylő céggel egyeztetett ismereteket is tartalmaz. (Például: a vezérlőismeret a helyi viszonyoknak megfelelően.) A képzés eredményeként szoros kapcsolat alakult ki az ipari cégek és az Szerszámgépek Tanszéke között. Ennek köszönhetően az ipari termelésre alkalmas gépeken időnként kisebb sorozatok gyártására is vállalkozunk.

Természetesen a tanszéknek és a tanszéken levő gépeknek is elsősorban az oktatás megfelelő színvonalú kiszolgálása a feladatuk, de mind a tanszék, mind az egyetem, mind a környező ipari cégek érdeke, hogy ezek az eszközök ne csak az oktatásban, hanem lehetőség szerint a termelésben is hasznosuljanak.

Bevonjuk a gépek üzemeltetésébe azon hallgatókat is akiknek ilyen irányú érdeklődése van, és olyan projektfeladat illetve diplomaterv/szakdolgozat kiírásokat adunk, melyek során dolgozhatnak a gépekkel illetve elkészíthetik a megtervezett darabokat.

A szakosodás előtt álló gépész hallgatók számára fakultatív CNC technika oktatást tartunk, amelyen megismerhetik a CNC gépek üzem módjait, programozhatóságát. A CNC laborban a gépek vezérlőinek kezelését és programozását gyakorolhatják. A hallgatók aktívan és nagy érdeklődéssel vesznek részt a foglalkozásokon.



7. ábra Diplomatervben szereplő elkészült munkadarab



8. ábra Gyakorlati bemutató

A 11. ábrán bemutatunk egy olyan alkatrészt, amelyet a „Kutatók éjszakája” program keretében a látogatók előtt készítettünk, és az alkatrészt a bemutatók résztvevői emléke haza is vihették. A példa egy sakkfigura, egy bástya, amelyen be lehet mutatni, hogy nem csak forgásszimmetrikus felületek állíthatók elő az eszterga központunkon.

Az a tapasztalatunk, hogy az ilyen kézzel fogható eredmények, bemutatók képesek megfogni a fiatal látogatókat, és ennek eredményeképpen talán valamennyire nő az érdeklődés a műszaki területek iránt, hiszen köztudomású, hogy a jó CNC-s szakmunkások és a jó mérnökök iránt jelenleg is nagy a kereslet, és ez a tendencia remélhetőleg a jövőben is fennmarad, a kereslet kielégítésében, jó szakemberek képzésében pedig az egyetem, és ezen belül a tanszék is minden tőle telhetőt megtesz.



9. ábra Családi nap a Miskolci Egyetemen



10. ábra Kutatók éjszakája



11. ábra Kutatók éjszakáján készített mintadarab

5. IPARI MUNKÁK

A gépeken igyekszünk minél több termelő munkát végezni. Külső cégektől való megbízásokat teljesítünk, melyek során adott alkatrészek gyártását végezzük. A gépek beállítását, működtetését és a sorozatgyártást a gépkezelők végzik. A két DMG gépen dolgoznak gépkezelőink, a Hardinge gépen működtetését egyelőre nagy részben a tanszéki munkatársak végzik, mivel nem rég került hozzánk így ezzel a géppel még ismerkedünk, de remélhetőleg hamarosan ezen is folyhat termelő munka. Eddig főként rozsdamentes acél alapanyaggal dolgoztunk.



12. ábra Elkészült munkadarabok

Jelen publikáció a TÁMOP 4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt részeként az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósult meg.

6. IRODALOMJEGYZÉK:

- [1.] <http://en.dmgmorseiki.com/sites/products/en/turning/cx-alpha-500>
- [2.] <http://en.dmgmorseiki.com/sites/products/en/milling/dmu-40-monoblock>
- [3.] <http://www.hardinge.com/index.asp?pageID=63&prodID=167#SPECS>

MEZŐGAZDASÁGI TALAJOK SZIMULÁCIÓJA DISZKRÉT ELEMES MÓDSZER (DEM) SEGÍTSÉGÉVEL

DISCRETE ELEMENT SIMULATION OF AGRICULTURAL SOIL

*Kotroczi Krisztián, PhD hallgató; Dr. Kerényi György, egyetemi docens
BME, Gép- és Terméktervezés Tanszék
H-1111, Budapest, Bertalan Lajos u. 1.*

ABSTRACT: In this paper the cohesive soil-tool interaction was modelled by discrete element method. The model was built with circle elements and their contact. To define the contacts between the particles contact bonds and parallel bonds were used. Our goal was to measure the tool's draught force and to compare it with real measuring achievements.

1. BEVEZETÉS

Napjainkban a mezőgazdasági termelésben egyre nagyobb szerep jut a környezetbarát talajművelési technológiák kidolgozásának és fejlesztésének. A fejlesztés egyik iránya a talajművelő szerszámok vontatási ellenállásának csökkentése úgy, hogy a művelés minősége ne változzon kedvezőtlenül. Az eddigi kutatások inkább csak kísérleti jelleggel próbálták feltárni a kapák vontatási ellenállását, numerikus számításokkal csak a talaj rugalmas alakváltozásait lehetett vizsgálni a jelenséget. A szimulációknál a cél a talajban létrejövő repedések, elmozdulások meghatározása, így kézenfekvő megoldásnak tűnik a diszkrét elemes modellezés felhasználása a probléma megoldására.

Célunk bemutatni, hogy a diszkrét elemes módszer segítségével létrehozott kétdimenziós modell is lehetőséget biztosít az egyes szerszámok vontatási ellenállásának összehasonlítására, megfelelően kalibrált anyagmodell esetén pedig akár a vontatási ellenállás pontos meghatározására is.

2. A DISZKRÉT ELEMES MÓDSZER

A gyakorlatban sokszor előfordulnak olyan problémák, amelyeknél diszkrét felépítésű szerkezet viselkedését kell leírni. Az ilyen esetekben a szerkezet mozgását nagyrészt nem az egyes elemek deformációi határozzák meg, hanem az elmozdulások értékei nagyban függenek a szemcsék egymáson való csúszásától,

görbülésétől is. Ezért a diszkrét jelleget mutató anyagok modellezésére a véges elemes eljárások csak korlátozott módon használhatók fel, helyettük a diszkrét elemes módszer (DEM) alkalmazható.

Egy diszkrét elemes modell minden esetben a modellt alkotó elemekből, és az elemek között definiált kapcsolatokból épül fel. Cundall és Hart definíciója szerint egy numerikus eljárás akkor tekinthető diszkrét elemes modellnek, ha [1]:

- egymástól egyértelműen elkülöníthető elemekből épül fel,
- minden elem önálló elmozdulási szabadságfokkal rendelkezik oly módon, hogy a modell képes követni az elemek elmozdulásait és elfordulásait,
- az elemek közötti kapcsolatok felszakadhatnak, de a modell kezelni tudja az új kapcsolatok létrejöttét is.

2.1. A mozgásegyenlet

A diszkrét elemes modell definíciójából következik, hogy a véges elemes eljárásokkal ellentétben a diszkrét elemes modellek esetén az egyes elemek elmozdulásainak semmilyen folytonossági követelménynek nem kell eleget tenniük. A rendszer $\underline{u}(t)$ elmozdulás vektorának (amely az elemek $\underline{u}^P(t)$ elmozdulás vektoraiból állítható elő) egyedül az alábbi mozgásegyenletet kell kielégítenie [1]:

$$\underline{M}(t) \cdot \frac{d^2 \underline{u}(t)}{dt^2} = \underline{f}\left(t, \underline{u}(t), \frac{d\underline{u}(t)}{dt}\right). \quad (1)$$

Az egyenletben található \underline{M} mátrix az elemek tömegét és tehetetlenségi nyomatékait, \underline{f} pedig az elemre ható erőket elemekre csoportosítva tartalmazza. Ezek az erők nem csak a szerkezetet terhelő külső erőket jelentik, hanem

a P -edik elemre a szomszédos elemekről átadódó kapcsolati erőket is figyelembe veszik. Ezért a terhelőerők az időtől, az elemek elmozdulásaitól és sebességeitől egyaránt függhetnek.

2.2. A centrális differenciák módszere

A megfelelő informatikai háttérnek köszönhetően a programok különféle numerikus módszereket használnak a mozgásegyenlet kezdetiérték-problémáinak megoldására. Több eljárás csak elsőrendű differenciál-egyenletrendszer esetén alkalmazható, a mozgásegyenlet (1) alapján viszont másodrendű. Ezért első lépésben egy helyettesítéssel át kell alakítani elsőrendűvé. Ezután az i -edik időpillanatban ismert $\underline{u}_i(t)$ és $\underline{v}_i(t) = \frac{d\underline{u}_i(t)}{dt}$ adatokból kiindulva a mozgásegyenletet felírva a következő, tehát $i+1$ -edik időpillanatban kiszámítható $\underline{u}_{i+1}(t)$ és $\underline{v}_{i+1}(t)$ értéke is. A folyamatot ismételve a rendszer időbeli mozgása nagyon jól leírható.

Az eljárások alapvetően két csoportba, az explicit és az implicit csoportba sorolhatók. Az általunk használt diszkrét elemes szoftver az explicit Euler-módszer egy javított változatát, az ún. centrális differenciák módszerét használja fel a rendszer elmozdulás vektorának meghatározásához. Az $i+1$ -edik időpillanatban az elmozdulás vektor az alábbi összefüggéssel számítható [1]:

$$\underline{u}_{i+1} = \underline{u}_i + \Delta t \cdot \underline{v}_{i+\frac{1}{2}}. \quad (2)$$

A (2)-ben található mennyiségek jelentése: Δt az időintervallum hossza, $\underline{v}_{i+\frac{1}{2}}$ pedig a sebesség vektor az i -edik és az $i+1$ -edik időpillanat felezőpontjában. Kiszámításuk (3) és (4) segítségével történik:

$$\Delta t = t_{i+1} - t_i. \quad (3)$$

$$\underline{v}_{i+\frac{1}{2}} = \underline{v}_{i-\frac{1}{2}} + \Delta t \cdot \overline{\underline{f}}\left(t; \underline{u}_i; \underline{v}_{i-\frac{1}{2}}\right). \quad (4)$$

A (4)-ben található $\overline{\underline{f}}$ vektor a mozgásegyenletben szereplő mennyiségek segítségével határozható meg:

$$\overline{\underline{f}}\left(t; \underline{u}_i; \underline{v}_{i-\frac{1}{2}}\right) = \underline{\underline{M}}^{-1} \cdot \underline{f}\left(t; \underline{u}_i; \underline{v}_{i-\frac{1}{2}}\right). \quad (5)$$

A számítás első lépésénél $\underline{v}_{0-\frac{1}{2}}$ vektor értékének meghatározásához használható a következő összefüggés:

$$\underline{v}_{0-\frac{1}{2}} = \underline{v}_0. \quad (6)$$

Az eljárás segítségével így leírható a diszkrét elemek mozgása.

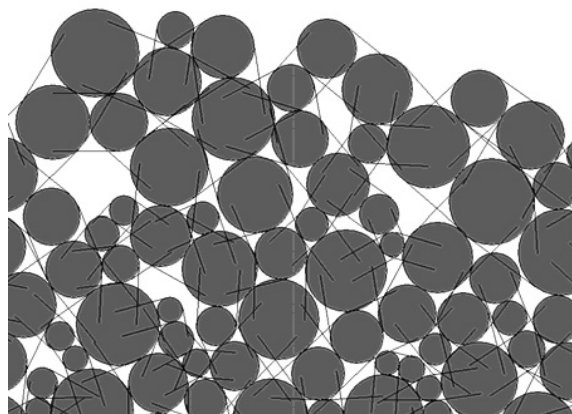
2.3. A Parallel Bond modell

A diszkrét elemes módszert felhasználó programok között az elemek deformálhatósága szerint kétféle típust különböztetünk meg:

- végtelen merev elemeket alkalmazó szoftverek,
- deformálható elemeket alkalmazó szoftverek.

Végtelen merev elemek esetén az elemeket nem lehet deformálni, így a vizsgálni kívánt rendszer mechanikai jellemzőit az elemek közötti kapcsolatok megfelelő modellezésével lehet beállítani. Ezért ilyen programok esetén különös jelentőséggel bír a diszkrét elemek közötti kapcsolatok helyes modellezése.

Az elemek között kialakuló kapcsolatok pontszerűen kicsik, így két szomszédos elem között nyomatékok nem, csak erők adódhatnak át. Az ilyen jellegű kapcsolat normál- és érintőirányban egyaránt egy rugóval, és egy csillapítással modellezhető, amelyek definiálásához szükség van rugómerevségi és csillapítási tényező értékekre normál- és érintőirányban.



1. ábra. A Parallel Bond kötés szemléltetése

A talaj kohéziós jellegét az ún. Parallel Bond, tehát a párhuzamosan kötött diszkrét elemek modelljével lehet közelíteni [2], [3]. Az 1. ábrán látható módon a fent leírt pontszerű kapcsolat mellett az elemek között egymással párhuzamos rugók vannak beépítve, amelyek merevségén túl megadható egy szilárdsági

határérték is. Ha a kötésben részt vevő elemek elmozdulása nagy, akkor a kötés igénybevétele átlépheti a szilárdsági határértéket, amely miatt a kötés felszakad, a két elem egymástól független mozgást végez.

3. AZ ELVÉGZETT SZIMULÁCIÓS SZÁMÍTÁSOK

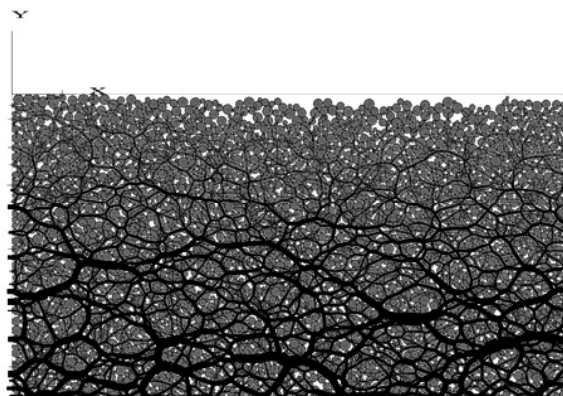
A véges elemes eljárásokhoz hasonlóan az első lépés a kiindulási geometria felvétele volt. Már az 1980-as 1990-es években végzett diszkrét elemes szimulációk során kiderült, hogy szabályos halmazok esetén helytelen eredményre jutunk. Ezért különböző sugarú köröket helyeztünk el egy téglalapban véletlenszerűen. A körök geometriai és mechanikai jellemzőit az 1. táblázatban tüntettük fel.

1. táblázat. A szimulációk beállítási paramétereit

Megnevezés	Érték	Mértékegység
Elem típus	Ball	-
Elemek sűrűsége	1850	kg/m ³
Elemek száma	8000	db
Elemek sugara	5,6-21	mm
Időlépés	1·10 ⁻³	s/step
Gravitációs gyorsulás	9,81	m/s ²
Kapcsolati paraméterek		
Normál merevség	2·10 ⁷	N/m
Nyíró merevség	1·10 ⁷	N/m
Normál csillapítási tényező	0,7	-
Nyíró csillapítási tényező	0,7	-
Súrlódási tényező az elemek között	0,5	-
Súrlódási tényező az elemek és a szerszám között	0,6	-
Parallel Bond paraméterek		
Parallel Bond rugók távolsága/elemsugár	2	-
Parallel Bond normál merevség	4·10 ⁹	Pa/m
Parallel Bond nyíró merevség	2·10 ⁹	Pa/m
Parallel Bond normál szilárdság	2·10 ⁶	Pa
Parallel Bond nyíró szilárdság	1·10 ⁶	Pa

Mivel az így létrehozott elemek között átfedések voltak, ezután egy ülepítési folyamattal egyensúlyi helyzetbe hoztuk a rendszert. Az ülepítés végén kapott nyugalmi állapotot szemlélteti a 2. ábra, amelyen feltüntettük az elemek között ébredő kontakt-erőket is. Az erők nagyságával arányos a vonalak vastagsága, így

az ábrán jól megfigyelhető a gravitáció miatt kialakuló fa-struktúra.

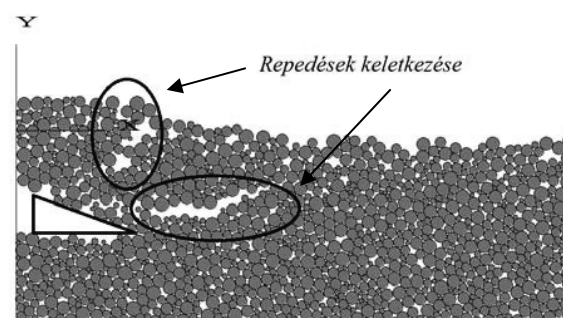


2. ábra. Az egyensúlyi helyzet

A kultivátor kapát kétdimenziós esetben egy egyszerű ék segítségével modelleztük. Ezután beállítottuk az első táblázatban található Parallel Bond értékeket, majd különböző művelési mélység, vontatási sebesség és lazítási szög mellett minden időlépésben rögzítettük az ékre ható művelési irányú erő nagyságát, amely megegyezik a kapa vontatási erőszükségletével. A szimulációk segítségével lehetőségünk nyílt vizsgálni a fent említett 3 paraméter (művelési mélység, vontatási sebesség, lazítási szög) vonóerőre gyakorolt hatását. A kapott eredményeket a 3.-6. ábrák segítségével mutatjuk be.

4. AZ EREDMÉNYEK KIÉRTÉKELÉSE

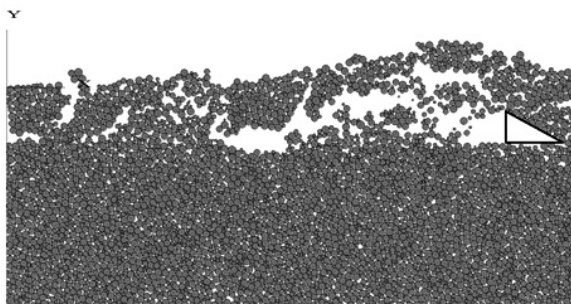
A 3. és 4. ábrán jól megfigyelhető a talajszemcsék kohéziós kapcsolata, hiszen a lazítás során rögzépződési folyamat játszódik le.



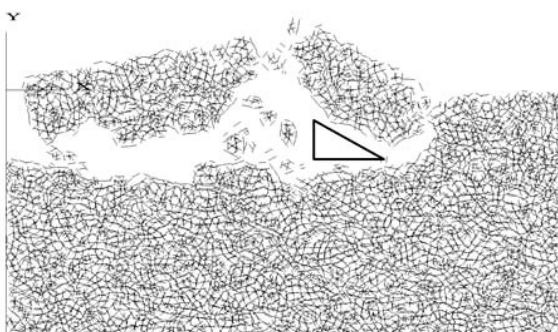
3. ábra. A lazítás és rögzépződés folyamata (Művelési mélység: 30cm, Vontatási sebesség: 3m/s, Lazítási szög: 20°, Időlépés: 184.000)

Az 5. ábrán az elemek között lévő párhuzamos kötések, illetve azok eloszlása látható. Megfigyelhető, hogy a szerszám közvetlen környezetében ezek a kapcsolatok felszakadnak, belső repedés keletkezik a művelési mélységben. Ez a repedés elindul a felszín felé, majd amikor eléri azt, egy több

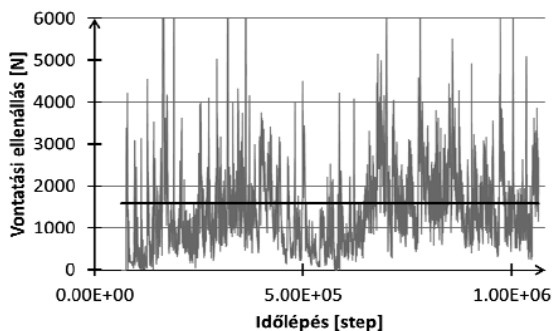
szemcséből álló un. klaszter alakul ki, amely egy nagyobb rögnek feleltethető meg. A szimulációkból kiderül, hogy az elemek önállóan, illetve klaszterekbe rendeződve is elég nagy elmozdulásokra és elfordulásokra képesek.



4. ábra. A lazítás és rögképződés folyamata (Művelési mélység: 30cm, Vontatási sebesség: 3m/s, Lazítási szög: 30°, Időlépés: 1.064.000)



5. ábra. A Parallel Bond kapcsolatok felszakadása a szimuláció során (Művelési mélység: 30cm, vontatási sebesség: 1m/s, lazítási szög: 30°, Időlépés: 1.704.000)



6. ábra. A számítás végén kapott vontatási ellenállás (Művelési mélység: 30cm, vontatási sebesség: 3m/s, lazítási szög: 30°)

A 6. ábrán látható a mért vontatási erőszükséglet 30cm-es munkamélység, 3m/s vontatási sebesség és 30°-os lazítási szög mellett. Megfigyelhető, hogy a kapott görbe nagyan hasonlít egy talajvályús mérés eredményére [4]. A görbe kiugró pontjai valószínűleg a repedések keletkezésénél jelentkeznek, hiszen a repedés további terjedéséhez már kisebb erő is elegendő. Az ábrán bejelöltük az erőszükséglet átlagát is, hiszen dinamikus vizsgálat mellett ennek az

értéknek van a legnagyobb szerepe. Az értékek közelítőleg megegyeznek az [4]-ben található adatokkal, ha figyelembe vesszük azt, hogy kétdimenziós szimulációról van szó. Ez azt jelenti, hogy a kultivátor kapaként modellezett ék egységnyi, tehát 1m szélességű. Így a görbén kapott értékeket kb. harmadolni kell ahhoz, hogy a gyakorlatban használt 30-35cm széles művelő elem vontatási erőszükségletét kapjuk meg. Ezt figyelembe véve a szimulációk eredményeit a 2. táblázatban foglaltuk össze.

2. táblázat: Az átlagos vonóerő értékei

Beállítások	Átlagos vontatási erőszükséglet [N]
Művelési mélység: 30cm Vontatási sebesség: 3m/s Lazítási szög: 30°	526,7
Művelési mélység: 30cm Vontatási sebesség: 1m/s Lazítási szög: 30°	190,7
Művelési mélység: 30cm Vontatási sebesség: 3m/s Lazítási szög: 20°	296,7
Művelési mélység: 20cm Vontatási sebesség: 3m/s Lazítási szög: 20°	233,3

5. KÖVETKEZTETÉSEK

Az elvégzett számítások alapján elmondhatjuk, hogy a diszkrét elemes eljárás kétdimenziós esetben megfelelően modellezi a kultivátor kapatalajra kifejtett hatását. A szimulációk jól közelítik a valós, kohézív talajok viselkedésének jellegét, amelyet a Parallel Bond kapcsolat értékeinek helyes beállításával lehet elérni. Elmondható, hogy a kapott vontatási ellenállás értékek közelítőleg megfelelnek egy valós talajvályús mérési eredménynek, de a szimulációs paraméterek finomításával szükség van a modellezés pontosítására.

6. IRODALOM

- [1] Bagi Katalin, BME Tartószerkezetek Mechanikája Tanszék, Budapest, 2007, ISBN 978-963-420-929-4
www.epito.bme.hu/me/dolgozok/feltoltesek/kbag_i/dem.pdf
- [2] Tamás K., Jóri J.I.: A talaj-szerszám kapcsolat diszkrét elemes vizsgálata. Mezőgazdasági Technika LI: (5) pp. 2-5.
- [3] Simulation on mechanical behaviour of cohesive soil by Distinct Element Method. Journal of Terramechanics 43 303-316, 2006.
- [4] Kapatestek összehasonlító vizsgálata. FVM Mezőgazdasági Gépesítési Intézet, Gödöllő, 2008.05.24.

TÖBBTENGELYES EGYEDI MANIPULÁTOR FEJLESZTÉSE

DEVELOPEMENT OF INDIVIDUAL MULTI-AXIS ROBOT

Lázár András, PhD-hallgató, BME Gép- és Terméktervezés Tanszék
Collognáth Dezső, egyetemi tanársegéd, BME Gép- és Terméktervezés Tanszék
Nyitrai Károly, műszaki tanácsadó, Hepenix Kft.
Dr. Horák Péter, egyetemi docens, BME Gép- és Terméktervezés Tanszék

ABSTRACT. This article is about the design possibilities of the robotic wrist that occur during the design process of a multi-axis robot. The experiments are useful for the future lightweight robotics development and the individual robotics design.

1. BEVEZETÉS

Egyedi manipulátor megtervezése során számos követelménnyel szembesül a tervező. A legfontosabb kérdés hogy milyen feladatra szánjuk a manipulátort.

A feladat definiálja a mozgásviszonyokat és a működési tartományokat. Egyedi manipulátorok tervezése során a dinamikai hatások elemzése gyakran kisebb hangsúlyt kap a beépítési méretek és a legnagyobb megengedhető tömeggel szemben.

A cikkben egy egyedi manipulátor tervezése során a csuklókialakítás körül felmerülő problémák és az azokkal kapcsolatos megoldások kerülnek bemutatásra.

2. CSUKLÓK KIALAKÍTÁSÁNAK HAGYOMÁNYOS ESZKÖZEI

A manipulátor egyes elemeit olyan egységek kapcsolják össze, amelyek az egyik tagnak a másikhoz képest csak egy szabadságfokú mozgását teszik lehetővé. Egyenes vonalú mozgás esetén *vezetékekről* (lineáris csukló), tengely körüli forgó mozgásnál *csuklóról* (rotációs csukló) beszélünk.

A vezetékek előnye a merev kialakításukban és egyszerűbb vezérelhetőségükben található, míg a csuklókat a kisebb helyigény és a manőverező képesség miatt alkalmazzák.

A vezetékek tekintetében léteznek **csúszó és gördülő vezetékek**. A csúszó vezetékek olcsóbbak, kisebb helyet foglalnak, kedvezőek a csillapítási tulajdonságaik és kevésbé érzékenyek a szennyeződésekre, viszont hajlamosak az akadozó csúszásra. Ezzel szemben a gördülő vezetékek kisebb súrlódási ellenállással, nagyobb merevséggel rendelkeznek, a holtjátékuk pedig előfeszítéssel megszüntethető.

A manipulátorok szerkezeti kialakításánál elterjedten alkalmazzák mind a **csúszó**, mind a **gördülő csapágyazást**. A csúszó csapágyak kis méretük miatt kedveltek. A gördülő csapágyak ezzel szemben nagyobb merevséget, pontosabb mozgásátvitelt biztosítanak, és olyan nagy méretekben is rendelkezésre állnak, amelyben polimer csapágyat már nem gyártanak.[1]

Az egyes csuklók meghajtása történhet lineáris vagy forgó mozgást végző motorokkal. Ezeket működés szerint kell kapcsolnunk a kiválasztott lineáris vagy rotációs csuklóhoz. Az összekapcsoláshoz **mozgás-átalakító mechanizmusokat** használunk. Erre szükség lehet a meghajtás módja, a tengelyek kitérése, vagy akár a geometria miatt.

1. táblázat. Forgó-forgó mozgás átalakítása [2]

	Alakkal záró	Erővel záró
Közvetlen érintkezésű	Fogaskerék Csiga	Dörzs
Közvetítő elemes	Lánc Fogazott szíj	Lapos szíj Ékszíj

A *forgó-forgó mozgás-átalakításra* ad egy áttekintést az 1. táblázat. A felsorolt lehetőségek közül a hagyományos szemlélet szerint többnyire a fogaskerék és a csiga-csigakerék párokkal való átalakítás a legelterjedtebb, de ezekkel a mozgás-átalakítás csak kis tengelytávolságú forgómozgás átvitele esetén alkalmazható. A többi mechanizmus a robotikában nem megengedhető mértékű pontatlansága miatt nem terjedt el szélesebb körben.

A csuklók meghajtása során szükség lehet még a *forgó mozgás haladó mozgássá* történő átalakítására is. A legelterjedtebb megoldások az orsó-anya, fogaskerék-fogasléc és az egyes forgattyús mechanizmusok. A haladó mozgást forgó mozgássá ezen megoldások hajtó és hajtott tagjának felcserélése teszi lehetővé, amennyiben a hajtáslánc nem önzáró. [3]

Lényeges szerkezeti elemei a csuklóknak a meghajtó elem mozgási energiáját és mozgásformáját átadó **tengelykapcsolók**. Egyaránt

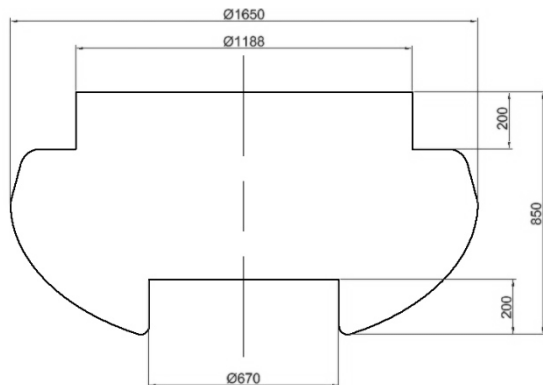
elterjedtek az alakzáráson és az erőzáráson alapuló tengelykapcsolók.

A fent felsorolt elemek mind szükségesek egy manipulátor csuklójának kialakításához.

Az egyes csuklókat vezetni, csapágyazni kell, gondoskodni kell a meghajtásukról, a nyomaték megfelelő közléséről és a megfelelő mozgásforma előállításáról. Csapágyakat, vezetőket, tengelykapcsolókat, motorokat (esetként hajtóműveket), mozgás-átalakítókat építünk be egy csuklóba, amely elemek súlya jelentősen növeli a csukló helyigényét és a tömegét, ezáltal a dinamikus terheléseket is.

3. ALKALMAZOTT MEGOLDÁSOK EGY KONKRÉT MANIPULÁTOR ESETÉN [4]

3.1 A manipulátor morfológiája



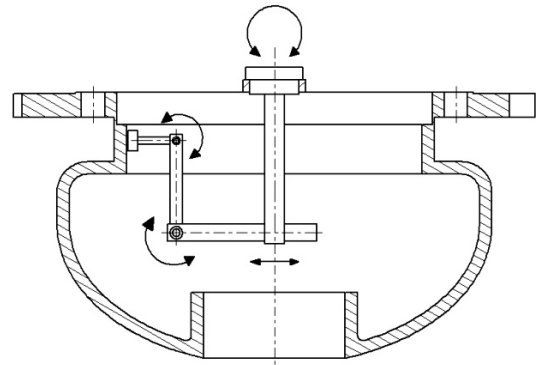
1. ábra. A manipulátor munkaterete

A vizsgált manipulátor alapját a paksi atomerőmű főköri szivattyúházát dekontamináló robot adta. Az itt bemutatott verzió egy alternatív megoldást javasolt a már elavult berendezés helyett.

A manipulátorral az 1. ábrán bemutatott munkatérbelső felületéket kell bejárni a felső és az alsó vízszintes síkok kivételével. A munkafelület forgástest, abban körkörös mozgással kell munkát végezni.

Az elméleti megoldás egy **4 szabadságfokú manipulátort** eredményez, amely megfelelő csuklókiosztással a teljes munkafelület képes bejárni. Az elméleti koncepció a 2. ábrán látható.

A manipulátor főmozgása a munkatér tengelyével megegyező tengely körüli forgás, ami technológiai okokból $\pm 190^\circ$ -os elfordulást jelent. Egy transzlációs és a további két rotációs szabadságfok a manipulátor munkavégző egységének (fejegység) a pozicionálását végzi.



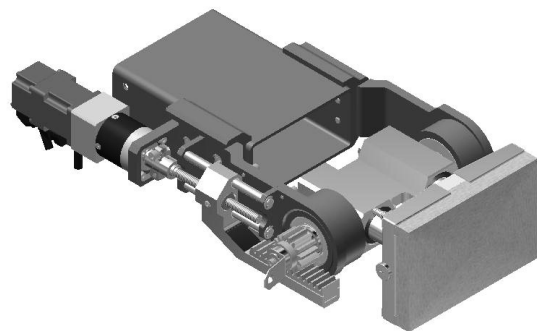
2. ábra. A manipulátor morfológiai kialakítása

3.2 A csuklók kialakítása

A robotikában a robotok csuklóinak sorrendje az alaptól (főmozgás) értelmezett, de a tervezés során ellentétes irányba kell haladni, először a fejegységet kell felépíteni, majd sorban visszafelé a karokat és a csuklókat. Támaszkodva erre a szemléletre, az egyes megoldások a fejegységtől kiindulva kerülnek bemutatásra.

A „**4-es csukló**” rotációs csukló, a fejegység pozicionálását végzi $\pm 90^\circ$ -os tartományban. A kialakításnál legfontosabb szempont a csukló minél kisebb geometriai kialakítása, hogy az 1. ábrán látható munkatér alsó, íves felületét minél mélyebben meg tudja közelíteni.

A szűk munkatér miatt a hajtás elemek beépíthetősége miatt többlépcsős mozgás-átalakításra van szükség. A csukló kialakítását és környezetét mutatja a 3. ábra.

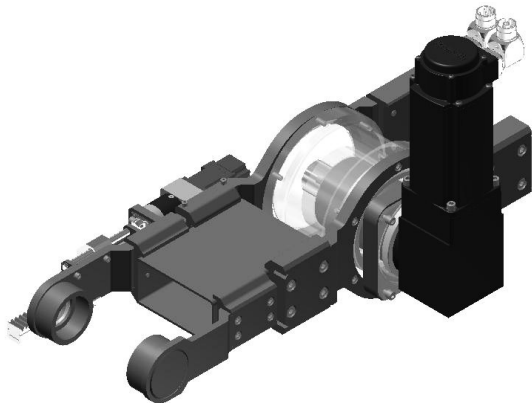


3. ábra. A „4-es csukló”

A fejegység billentése során egy menetes orsót szervomotor hajt meg, bolygókerékes hajtóművön keresztül. A menetes orsó egy fogaslécet vezet lineáris vezetőken, majd egy fogasléc-fogaskerék kapcsolattal kapunk ismét forgó mozgást. A lineáris vezetőket polimer síklócsapágyakon csúszik a csuklóban az elfordulást mélyhornyú golyóscsapágyak teszik lehetővé. A fejegység forgatásának kis geometriájú kialakításához szükség volt a forgó – haladó – forgó jellegű mozgás-átalakításra. A

megoldástovábbi előnye, hogy a menetes orsó miatt a csukló önzáró.

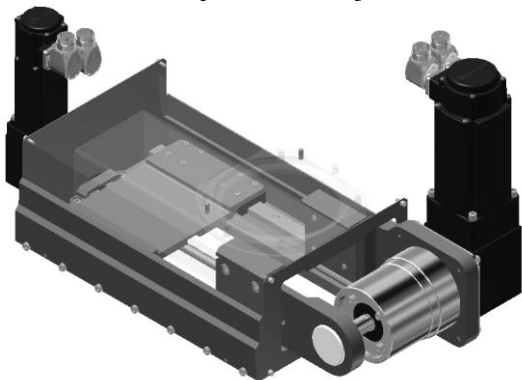
A „3-as csukló” szintén rotációs csukló. A „4-es csuklót” tartó kart képes forgatni $\pm 90^\circ$ -os tartományban. A csukló kialakításának legfontosabb szempontja a csukló meghajtásának a csuklóba történő integrálása. Így elérhető el a legkisebb geometriai kialakítás a legkisebb mértékű járulékos terhelések mellett. A csukló kialakítását és környezetét mutatja a 4. ábra.



4. ábra. A „3-as csukló”

A csuklót egy többfokozatú bolygóművel ellátott szervomotor hajtja meg. A hajtóműnek a bolygóműves egysége a csuklóba épített, így a csukló geometriáját a hajtómű méretei határozzák meg. A csukló elfordulását mélyhornyú golyóscsapágyak teszik lehetővé. A csapágyak körülölelik a hajtóművet. A nagy méret további előnye a merevebb kialakítás.

A „2-es csukló” egy lineáris csukló. A fejegység és a pozicionáló csuklók mozgatását teszi lehetővé vízszintes irányban. A csukló kialakítását és környezetét mutatja az 5. ábra.

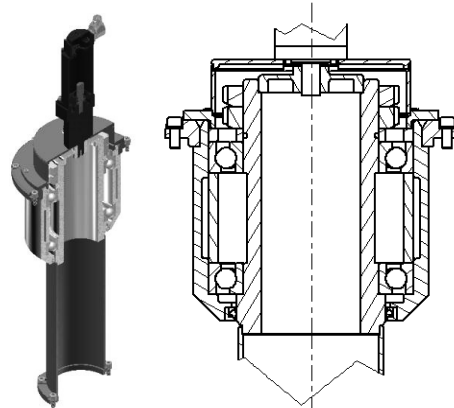


5. ábra. A „2-es csukló”

A csukló mozgatását egy bolygóműves hajtóművel ellátott szervomotorral hajtott menetes orsóval oldottuk meg. A karhoz rögzített anya mozditja el vízszintesen a szerkezetet.

Mivel a szerkezethez mérten nagyok az elmozdulások, így két darab gördülőelemes lineáris vezetékre van felültemve a kar, amelyek biztosítják a nagy teherbírást és a merev kialakítást.

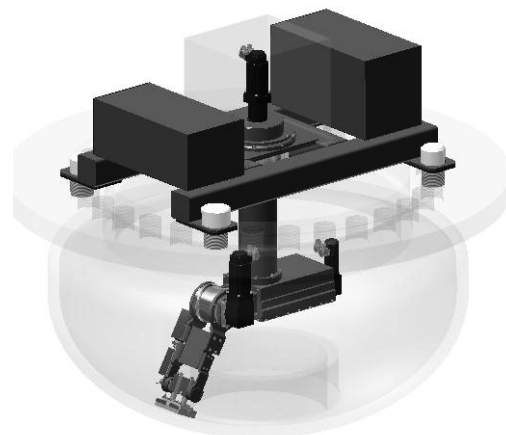
Az „1-es csukló” a főmozgásért felelős rotációs csukló (főorsó). A legfontosabb szempont a nagy merevség megvalósítása, hiszen a berendezés tömegét és a munkavégzésből származó járulékos erőket is el kell viselnie. A főorsó kialakítását és környezetét mutatja a 6. ábra.



6. ábra. A főorsó

A csuklót szervomotor hajtja meg többfokozatú bolygóműves hajtóművön keresztül. Mint a „3-as csuklónál”, itt is közvetlen a csukló meghajtása, nincs szükség a mozgás jellegének megváltoztatására, továbbá mivel a beépítési környezet is megengedi, itt nem kell a hajtóművet a csuklóba rejtetni. A kellő merevség eléréséhez nagyátmérőjű ferde hatásvonalú golyóscsapágyak kerültek beépítésre.

A megtervezett manipulátor megfelel a vele szemben támasztott követelményeknek. Modern szemléletben, megoldásaiban az egyedi gépgyártáshoz illeszkedik. A teljes berendezés a 7. ábrán látható.



7. ábra. A tervezett berendezés

Az alapkereten látható két „doboz” illusztrálja a manipulátorra integrálható hajtás-elektronikát tartalmazó villamos szekrényeket.

3.3 A szerkezet tömegarányai a csomópontok és karok viszonylatában

Áttekintve a tervezett berendezést, felmerül a kérdés, hogy vajon hosszabb távon hogyan képzelhető el a szerkezet tömegcsökkentése, mely részek azok, amelyek a feladatukhoz, felépítésükhöz mérten nagy tömeget képviselnek a berendezésben.

Hasonlítsuk össze az egyes csomópontok „hasznos” tömegét az őket hordozó elemek tömegével. A hasznos tömeg alatt a csomópont működéséhez szükséges elemek, míg a hordozó tömeg a karok, megfogások, felerősítések tömegét értjük.

2. táblázat. A tömegek eloszlása a manipulátorban

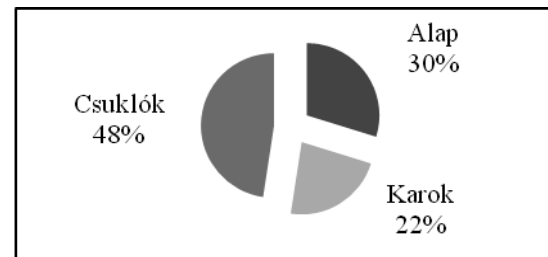
Csukló neve	Csukló tömege [kg]	Kar tömege [kg]
4-es	4	1
3-as	23	9
2-es	16	9
1-es	56	28
Összesen	99	47

A 2. táblázatban minden csuklóhoz az a kar tömeg tartozik, amit a csuklónak kell tartania, azaz a „4-es csukló” karja itt a csukló által megtartott fejegységet jelenti. A teljes szerkezethez tartozik még egy 62 kg tömegű alapkeretis, ami ahhoz kell, hogy a manipulátort rögzíteni lehessen a munkateréhez.

Látható, hogy minden esetben a csukló tömege lényegesen magasabb, a csuklót követő kar tömegénél, a csuklók össztömege több mint kétszerese a karok tömegének.

A 8. ábrán látható a manipulátor tömegeloszlása az alap, a karok és a csuklók megoszlásában. A csuklók tömege a manipulátor tömegének 48%-át képviseli, miközben a szerkezetnek a tömege nagymértékben a csuklók és karok tömegének a függvénye.

Elmondható tehát, hogy a csuklók tömegének csökkentésével jelentősen csökkenthető az iparban felhasznált robotok tömege.



8. ábra. A manipulátor tömegeloszlása

4. ÖSSZEFOGLALÁS

Egy adott feladatra alkalmas manipulátor tervezése során összehasonlításra került az egyes részegységek egymáshoz viszonyított tömege, úgymint a karok, a csuklók és a szerkezet alapja. Megállapítható, hogy a szerkezet tömegének jelentős hányadát teszi ki a csuklók tömege, így a csukló elemeinek csökkentése könnyebb karokat, ezzel párhuzamosan alacsonyabb tömegű alapot eredményezhet.

A tömegcsökkentés igénye a csuklók esetében új típusú polimer kompozit elemek alkalmazásával isteljesíthető, melyeknek fejlesztése és alkalmazhatóságuknak vizsgálata egy PhD dolgozat keretein belül fog megvalósulni.

5. KÖSZÖNETNYÍLVÁNÍTÁS

A cikkben bemutatott összehasonlítás a Hepenix Kft. által kiírt diplomaterv alapján vált lehetségessé. A munka szakmai tartalma kapcsolódik a "Új tehetség gondozó programok és kutatások a Műegyetem tudományos műhelyeiben" c. projekt szakmai célkitűzéseinek megvalósításához. A projekt megvalósítását a TÁMOP-4.2.2.B-10/1--2010-0009 program támogatja.

6. IRODALOM

- [1] Dr. Pintér J.: Ipari robotok fejlődése, Gépipari automatizálás II., internetes segédanyag, SZE Anyagismereti és Járműgyártás Tanszék, 2012.05.27
- [2] Dr. Simon V. et al.: Gépelemek 2., egyetemi tankönyv, Műegyetemi Kiadó, 2008
- [3] Dr. Jakab E.: Aktuátorok, Miskolci Egyetem RMBT, internetes segédanyag
- [4] Lázár A.: Többtengelyes egyedi manipulátor tervezése dekontaminálási feladatok elvégzéséhez atomerőművekben, Diplomaterv, 2012, BME Gépészmérnöki Kar.

AUTOMATA PALETTÁZÓ RENDSZER MEGVALÓSÍTÁSA INTELLIGENS ROBOTTAL

IMPLEMENTATION OF AN AUTOMATIC PALLETIZING SYSTEM WITH INTELLIGENT ROBOT

Lénárt József, egyetemi tanársegéd, Miskolci Egyetem, Robert Bosch Mechatronikai Tanszék
Antal Dániel, egyetemi tanársegéd, Miskolci Egyetem, Robert Bosch Mechatronikai Tanszék
Kavecz Máté, BSc hallgató, Miskolci Egyetem, Robert Bosch Mechatronikai Tanszék
Marinkovics Ádám, BSc hallgató, Miskolci Egyetem, Robert Bosch Mechatronikai Tanszék

ABSTRACT

This paper describes the process of design and implementation of an automated palletizing system, which is fed with workpieces by an automated feeding unit. The system uses the iRVision 3DL feature of the Fanuc LR Mate 200iC robot.

1. BEVEZETÉS

Ez a cikk egy automatizált palettázó rendszer tervezését és megvalósítását mutatja be, melyet hallgatók bevonásával és aktív közreműködésével valósítottunk meg. Az alapszakos mechatronikai mérnök szakos hallgatók képzésében nagy hangsúlyt fektetünk a gyakorlatias képzésre, valós feladatok megoldására. Erre kiváló lehetőség egy komplett működő rendszer megtervezése és megépítése a tanszéken rendelkezésre álló eszközök felhasználásával, amely a későbbiekben oktató rendszerként is kiválóan használható. A tanszék Hajtás- és robottechnikai laboratóriumában rendelkezésünkre állt egy Rexroth golyósorsós lineáris egység (Compact Module) Rexroth IndraDrive C HCS02 tengelyvezérlővel és egy Fanuc LR Mate 200iC intelligens robot 3D képfeldolgozó rendszerrel (iRVision 3DL laser vision system). A robot fel van szerelve egy Schunk PG-70 típusú szervómotoros mozgatású megfogó készülékkel is. A robot számára a palettázandó munkadarabokat a lineáris szánvezeték fogja szállítani, ezáltal a szánnak és a robotnak tökéletesen együtt kell dolgoznia és kommunikálnia. Mivel a robot oktatási célokat szolgál, így a munkadarab megfogó készülék felszerelését és a munkadarabok megfogására szolgáló megfogó pofákat univerzálisra kell tervezni, hogy minél többféle feladatot tudjon a későbbiekben ellátni, és különböző geometriájú munkadarabokat is képes legyen megfogni. A

lehető legtöbb feladat ellátására a költséghatékonyság megtartása mellett úgy döntöttünk, hogy a legjobb megoldás, ha a megfogón a pofákat gyorsan tudjuk cserélni és ezt a cserét a robot önmagának programból is el tudja végezni. Az LR Mate 200iC a Fanuc összeszerelő robotok egyik legkisebb tagja. Alkalmas lehet szerelésre, válogatásra, anyagkezelésre, anyagleválasztásra és egyéb műveletekre is. A tanszéken lévő robot fel van szerelve iRVision 3DL képalkotó rendszerrel, ami alkalmassá teszi 3D-s munkadarab keresésre, ha esetleg a munkadarab beérkezési helyét nem lehet teljes pontossággal előre meghatározni, vagy palettázásnál, ha meg kell keresni, hogy hol van szabad pozíció a munkadarab számára. A negyedik tagon elektromos és pneumatikus csatlakozókat találunk szerszámok, megfogók vagy egyéb eszközök számára.

2. A RENDSZER ÉPÍTŐELEMEINEK ELHELYEZÉSE

Először a rendszert alkotó elemeket kellett e végleges helyükre rögzítenünk. A golyósorsós szánt úgy kellett elhelyezni, hogy amellet hogy az egyik végénél elfér mellette a munkadarab adagoló, a másik végét a robot elérje, egymással képesek legyenek dolgozni. Mivel a robot palettázást végez és ezt az iRVision 3DL rendszer segítségével végzi, így nem volt elégséges, ha csak teljesen kinyúlva éri el a szánt, mert felülről a szán által szállított munkadarabról képet kell hogy tudjon készíteni. Miután a szánt elhelyeztük érintésvédelmi okokból, a szán vezérlőjét és a 24 voltos tápegységeket beépítettük egy elektromos szekrénybe (1. ábra), amit helytakarékoság miatt az asztal alatt helyeztünk el. A működtetés megkönnyítése miatt elhelyeztünk az asztalon egy kisebb kapcsolódobozt, aminek a segítségével a tápegységek külön – külön is feszültség alá helyezhetőek.

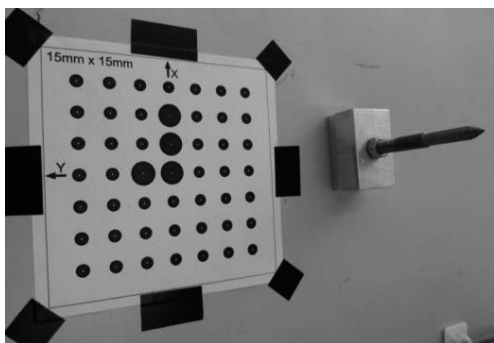


1. ábra. Elektromos szekrény

3. A RENDSZER MŰKÖDÉSE

A rendszer véletlenszerűen érkező munkadarabokat palettáz sorrendben. A munkadarabok egy ejtőtárolóból érkeznek a szánhoz, a szán elszállítja a robothoz, ami elveszi a szántól és egy vizsgálat után szétválogatva és irányba állítva meghatározott sorrendben tölt fel egy 4x4-es palettát. A robot a szétválogatást (műanyag vagy alumínium) egy Pepperl Fuchs NJ15+U1+E2 típusú induktív szenzorral végzi, az irányba állítást és a sorrendbe helyezést pedig a kamera segítségével.

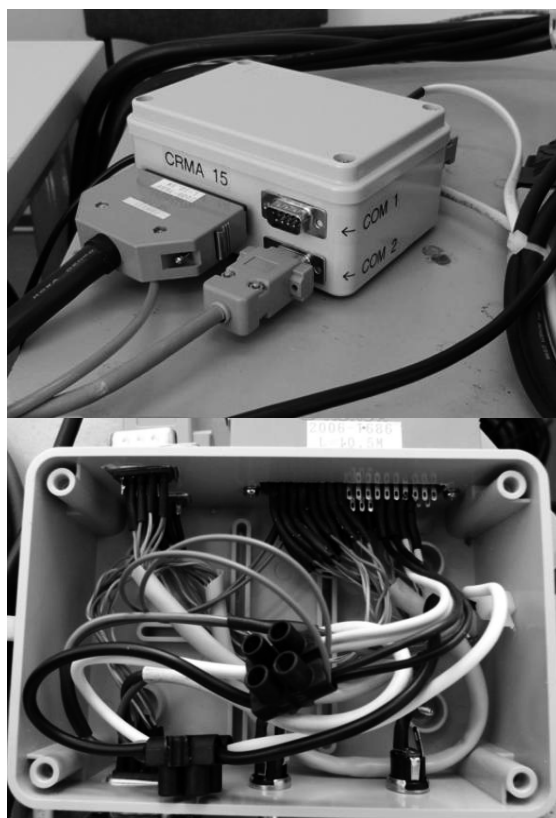
Ahhoz, hogy a kamera megfelelően érzékelje a munkadarabok helyzetét, kalibrálni kellett. Ezt egy kalibráló ábra segítségével, és egy kalibráló tűskével hajtottuk végre (2. ábra). A kalibrálásakor az ábra fölött kell különböző magasságokból képet készíteni, amiből a robot meghatározza a kamera helyzetét. Előtte az ábra néhány pontját be kell tanítani a tűske segítségével.



2. ábra. Kalibrációs ábra és tűske

4. KOMMUNIKÁCIÓ

A robotnak kommunikálnia kell a szánnal, a kezelővel és a megfogót is működtetnie kell. Ehhez készítettünk egy elosztó dobozt (3. ábra). A dobozba csatlakozik be a robotból kijövő kommunikációs csatlakozó, a szánnal való kommunikáció, a megfogó, illetve ki lett rá vezetve további bővítés lehetősége érdekében 8 darab szabad bemenet. A dobozba csatlakozik még az egyik tápegység, ami a megfogót és a ki- és bemeneteket látja el 24 volttal. A kommunikációhoz a robot felől a CRMA 15-ös csatlakozót használtuk, az egyéb összeköttetésekhez pedig 9 tűs D-SUB csatlakozókat építettünk be. A CRMA 15-ös csatlakozóban 20 bemenet és 8 kimenet van, emellett tápfeszültséget kell rákapcsolni, amit a robot a kimeneteken visszaad.



3. ábra. Kommunikációs elosztó doboz

5. A MEGFOGÓ MŰKÖDTETÉSE

A megfogót a robot úgy tudja működtetni, ha a megfogó vezérlőjére a megfelelő program fel van töltve, ezután a robot a megfogó bemeneteire különböző kombinációkban kapcsol jeleket, ekkor a megfogó végrehajtja az adott kombinációhoz tartozó programozott utasítást. A megfogóra feltöltött programot az 1. táblázat tartalmazza.

1. táblázat. A megfogó programja.

P	Utasítás
0	MOVE_POS(68, 80, 300, 3.5) MILLIMETRE
1	MOVE_GRIP(-0.5, 40) MILLIMETRE
2	MOVE_GRIP(-4, 80) MILLIMETRE
3	MOVE_POS_REL(-5, 80, 200, 3.5) MILLIMETRE
4	MOVE_POS_REL(5, 80, 200, 3.5) MILLIMETRE
5	MOVE_POS(20, 60, 200, 3) MILLIMETRE
6	CMD_ACK

2. táblázat. A megfogó bemenetei

IN1	IN2	IN3	IN4	Művelet
L	L	L	L	Reset
L→H	L	L	L	Referencia
L→H	H	L	L	Utasítás 0
L→H	L	H	L	Utasítás 1
L→H	H	H	L	Utasítás 2
L→H	L	L	H	Utasítás 3
L→H	H	L	H	Utasítás 4
L→H	L	H	H	Utasítás 5
L→H	H	H	H	Utasítás 6

Azért, hogy az utasításokat egyszerű és gyors legyen kiadni a robotprogramokban minden kombináció végrehajtására írtunk egy programot és egy makróhoz rendeltük. Példaként az 5. megfogóutasítás végrehajtásához az alábbi programrészlet szükséges [1]:

```
1: DO[101:MF]=OFF;
2: DO[102:MF]=OFF;
3: DO[103:MF]=ON;
4: DO[104:MF]=ON;
5: DO[101:MF]=PULSE,0.5sec;
```

6. A ROBOT PROGRAMJA

A palettázó egység működtetését egyetlen robotprogram végzi, ez kezeli az alkatrészek pozíciójának meghatározásáért felelős képfeldolgozó egységet, a szenzorok jeleit, valamint működteti a megfogót. A program fontosabb lépései az alábbiak:

- Egy kezdő pozícióból indul a paletta fölött
- Elmozog a szán fölé és jelzést vár a szánt vezérlő PLC-től
- Ha megérkezett a munkadarab, képet készít és elemzi, meghatározza a munkadarab orientációját és kódját (4. ábra)
- Felveszi a munkadarabot a szán megfogójából
- Ha selejt, akkor „kidobja” és újra munkadarab-váró pozícióba mozog

- Az induktív szenzor fölé viszi a munkadarabot, ezzel meghatározza az anyagát (műanyag/alumínium)
- A paletta fölé mozog, képet készít, elemzi, meghatározza az adott kódú munkadarabhoz tartozó következő szabad pozíciót a palettán (5. ábra)
- Leteszi a munkadarabot a megfelelő pozícióba
- Kezdőpozícióba mozog



4. ábra. A munkadarab kódjának és orientációjának meghatározása (alul a kamerakép a felismert munkadarabbal)



5. ábra. A paletta képe. A bal oldali két oszlop a műanyag munkadarabok helye, a jobb az alumíniumoké (jelölve a szabad műanyag pozíciók)

7. A KEZELŐSZERVEK

A rendszer kezeléséhez készítettünk egy kapcsolótáblát (6. ábra), amely egy mozgatható állványon került elhelyezésre. Erre az állványra akasztható a robot irányító egysége (Teach Pendant) is. Ezen az alábbi kezelőszervek kerültek elhelyezésre:

- központi vészstop gomb, amely a teljes rendszert (szán, PLC és robot) vészstop üzemmódba kapcsolja
- kulcsos kapcsoló a robot munkaterét védő fénysorompó hatástalanítására
- visszajelző lámpa a fénysorompó állapotról
- visszajelző lámpa: „Paletta megtelt”
- nyomógomb a „Paletta megtelt” jelzés törlésére, amennyiben megtörtént a paletta ürítése
- kapcsoló, mellyel folyamatos, vagy „1 ciklus” üzemmódba kapcsolható a rendszer



6. ábra. A kezelőszervek

8. BIZTONSÁG

A balesetek elkerülése végett a robot munkaterét jól látható sárga-fekete szalaggal jelöltük és két optikai szenzor, valamint prizma felhasználásával összeállított fénysorompóval védjük. A robot vezérlője (Fanuc R-30iA Mate) rendelkezik munkaterét-védelmi bemenettel [2], ezt használtuk fel a fénysorompó bekötéséhez. A fénysorompó funkcióját két Pepperl Fuchs RL28 retroreflektív szenzor látja el.



7. ábra. A munkaterét védő fénysorompó két optikai szenzora

9. ÖSSZEFOGLALÁS

A kitűzött feladat sikeresen meg lett oldva, melynek során egy működő rendszer jött létre a tanszéken, amely a későbbiekben oktatási és kutatási feladatokra is alkalmas lehet. A feladat megoldása két alapszakos hallgató projektfeladatának és szakdolgozatának alapját képezi, valamint jól modellezi egy valós ipari feladat megoldásának folyamatát.

10. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A kutató munka A TÁMOP-4.2.1B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt részeként – az Új Magyarország Fejlesztési terv keretében – az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg.

11. IRODALOM

[1] Servo Electric 2-Finger Parallel Gripper Type PG 70 Assembly and Operating Manual, Schunk GmbH & Co. KG, Lauffen, 2012.

[2] Fanuc R-30iA Mate Controller Maintenance Manual, Fanuc Robotics America Inc., Michigan, 2009.

RADIÁLIS TENGELYTÖMÍTÉS ÉRINTKEZÉSI VISELKEDÉSE

CONTACT BEHAVIOUR OF A RADIAL SHAFT SEAL

Márton Zoltán MSc hallgató*; Dr. Váradi Károly MTA doktora, egyetemi tanár*

Daniel Frölich tudományos kutató**; Dr. Bernd Sauer professzor**

* Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Gép- és Terméktervezés Tanszék

** Kaiserslauterni Műszaki Egyetem, Gépelemek és Hajtástechnika Tanszék

ABSTRACT. In present paper the contact pressure distribution and the contact force of a radial shaft seal were investigated using the finite element method. The study was worked out in cooperation with the Technical University of Kaiserslautern, from where the task description and measurement results were available.

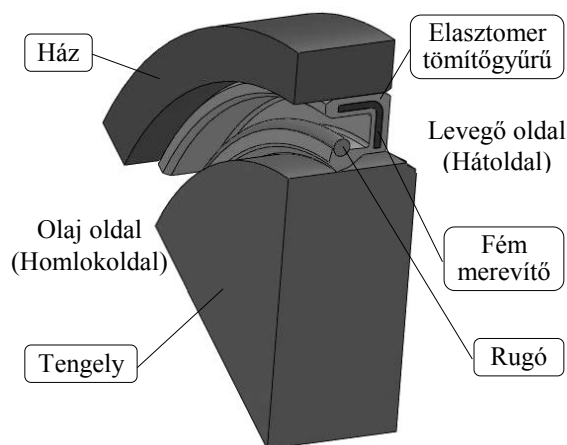
The contact behaviour of the shaft and the sealing ring was investigated in three cases: in case of a new sealing profile at room temperature and at operating temperature, and in case of a worn sealing profile at operating temperature. From the results of the models the effect of the temperature and the wear on the sealing pressure distribution and the sealing force were determined.

1. BEVEZETÉS

Az elasztomer anyagú, radiális ajakos tömítés az iparban az egyik legszélesebb körben használt gépelem forgó berendezések tömítésére. Elsődleges funkciója a kenőanyag elszivárgásának, valamint a külső szennyezőanyagok tömített térrészbe jutásának megakadályozása. A tengely és a radiális tömítőgyűrű közötti kezdeti radiális átfedés, a tömítőgyűrűbe szerelt feszítőrugó, illetve a tömítőgyűrű profiljának kialakítása döntő szerepet játszik a megfelelő tömítettség elérésében. A tengely és a tömítőgyűrű között kialakuló radiális erő, valamint a két alkatrész között a forgás során fellépő súrlódás következtében az érintkezési felületen felszabaduló hővel is számolnunk kell. A tömítőgyűrű – tengely kapcsolatban fellépő érintkezési és hőtani viselkedés már régóta vizsgálatok tárgyát képezi [2-7] az érintkezési erővel szorosan összefüggő súrlódásból adódó hőfejlődés és a magas hőmérsékletek következtében létrejövő tömítés tönkremenetelek miatt.

Az 1. ábra a vizsgált radiális tömítőgyűrűt mutatja beépített helyzetben. A tömítőelem lezárja a tömítetlenségi utakat az érintkező forgó tengelyen és a ház nyugvó érintkező felületein. A tengelyen az érintkező, súrlódó felületek között a kellő mértékű tömítettséget a rugalmas túlfedéssel illesztett tömítőél szolgáltatja. A tömítőélt két kúpos felület alakítja ki. A két

kúpos felület tengellyel bezárt szögének különbözőnek kell lennie. Az olaj oldali (homlokoldali) szög mindig nagyobb, mint a levegő oldali (hátoldali) szög. A feszítőrugó a tömítés olaj oldali részén található és minden esetben kis mértékben el van tolva a tömítőéltől a levegő oldal felé. A tömítőajak kialakításának köszönhetően aszimmetrikus érintkezési nyomás eloszlás alakul ki az érintkezési hossz mentén. Az érintkezési nyomásnak a tömítés olaj felőli oldalán van a maximuma és a nyomáseloszlás gradiense is nagyobb az olaj felőli oldalon. Az érintkezési nyomás eloszlás említett alakja segíti elő forgó tengely esetén a tömítettséget létrehozó hidrodinamikai tömítőmechanizmus kialakulását.



1. ábra. A vizsgált tömítőgyűrű felépítése

A modern radiális tömítőgyűrűknél a tömítőerő értéke egységnyi kerületre vonatkoztatva 0,1-0,15 N/mm [1]. Ennek egy részét a tömítőél elasztikus megnyúlása, másik részét a spirálrugó biztosítja. Üzemi körülmények között ez az erő az elasztomer felmelegedése és relaxációja miatt természetesen lecsökken, ám még akkor is elegendőnek kell lennie a biztos tömítettséghez. A radiális tengelytömítések fejlesztésének egyik fontos célja az, hogy a radiális szorítóerőt, a nagymértékű kopást és melegedést csökkentendő, egy a még megfelelő tömítettség biztosításához elegendő értékre csökkentsék.

2. A TÖMÍTŐGYŰRŰ VÉGESELEMES VIZSGÁLATA

2.1. Kiindulási adatok

A tömítőgyűrű végeeselemes vizsgálata Solidworks Simulation 2011 szoftver segítségével történt. A tengely átmérője, amelyre a vizsgált tömítés felszerelésre került, $D = 78,5$ mm. A tengely és a tömítőgyűrű fém merevítőjének anyaga acél, a szokásos acél anyagtulajdonságokkal. Az elasztomer tömítőgyűrű a valóságban nemlineáris viselkedést mutat, ez a számítási modellekben egy közelítő rugalmassági modulussal jellemezhető lineáris anyagmodellel volt helyettesítve. Így a 75 FKM 585 elasztomer anyag [8] rugalmassági modulusa szobahőmérsékleten $E_{e,sz} = 6,9$ MPa, üzemi hőmérsékleten pedig, amikor az elasztomer 85-100 °C-ra melegszik fel, $E_{e,ü} = 2,7$ MPa. Az elasztomer Poisson-tényezője $\nu_e = 0,49$. A elasztomer tömítőgyűrűbe szerelt feszítőrugó a vele elvégzett mérések szerint nemlineáris viselkedést mutat. Egy bizonyos kritikus húzóerőig a rugó mereven viselkedik, azaz megnyúlása gyakorlatilag zérus, a kritikus húzóerő felett pedig a húzóerő – nyúlás karakterisztika lineáris. A rugó a végeeselem modellekben a modellek egyszerűsítése végett tömör körgyűrűként volt modellezve. A helyettesítő geometria és a valós rugókarakterisztika ismeretében definiálható egy a rugó viselkedését jellemző fiktív feszültség – alakváltozás karakterisztika. Így a rugót helyettesítő körgyűrűnek bilineáris anyag-törvényt definiálva, annak rugalmassági modulusa a kezdeti, merev szakaszon $E_{r,1} = 10^5$ MPa, míg a második, lineáris szakaszon $E_{r,2} = 4$ MPa.

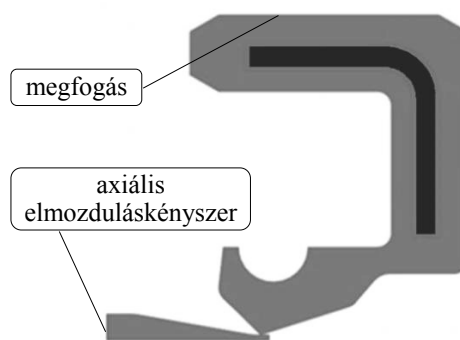
2.2. A végeeselem modellek felépítése

A elvégzett számítások gyakorlatilag a tömítés tengelyre szerelésének folyamatát modellezik 2D-s tengelyszimmetrikus végeeselem szimulációk formájában. Viszont míg a tömítés tengelyre szerelése úgy történik, hogy először a feszítőrugót illesztik bele az elasztomer ennek fogadására kiképzett hornyába (melynek eredményeként nyilvánvalóan a rugó és a tömítőajak is deformálódni fog a merevségüktől függő mértékben és mindkét elem előfeszítve lesz), majd ezt az összeszerelt tömítőgyűrűt tolják fel a tengelyre, ezzel ellentétben az elvégzett végeeselem számítások az egyes lépéseket ettől eltérő sorrendben modellezik.

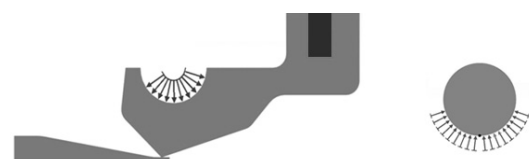
A végeeselem számítás a következőképpen épül fel: Minden egyes számításhoz két végeeselem modell került felhasználásra, a tömítőgyűrű – tengely modell (főmodell) és a rugó

modell (segédmodell). A tömítőgyűrű – tengely modellben a rugó nélküli tömítőgyűrű a külső palástfelületén meg van fogva, ez modellezi a házba beépített helyzetet. Első lépésként az ék alakban végződő tengelyt betoljuk a tömítőgyűrű alá (2. ábra), így kialakul a rugó nélküli érintkezési állapot. Második lépésként az elasztomer gyűrű hornyában működtetjük a rugó által kifejtett feszítőerőt, melynek értéke a rugót tartalmazó végeeselem modell (a segédmodell) segítségével került meghatározásra (3. ábra). Így a második lépés eredményeképpen kialakul az érintkezési állapot a rugóval szerelt esetben.

Így tehát az érintkezési viszonyok meghatározása két, egymástól fizikailag független végeeselem modell segítségével történt (a tengely – tömítőgyűrű, illetve a rugó végeeselem modellje). A tengely – tömítőgyűrű végeeselem modellben a rugót helyettesítő erőrendszer iteratív módon került meghatározásra. Az alap gondolat az erő – ellenerő törvénye, eszerint amekkora erővel a rugó nyomja az elasztomer gyűrűt, ugyanakkora erővel feszíti szét az elasztomer gyűrű a rugót, így ez a két eset két külön modellben is kezelhető. Az iteráció során az előzőekben említett két modellben a terhelő erő nagyságát, illetve annak támadási felületét addig változtattuk (úgy, hogy közben a két modellben az erő nagysága és támadási felületének nagysága megegyezett), amíg a rugó és az elasztomer köríves hornya egy közös érintkezési pozíciót el nem ért. A közös érintkezési pozíció elérését a 2D-s modellek síkjába eső deformációk listázásával, a deformált alakok ábrázolásával és egymásra illesztésével vizsgáltuk.



2. ábra. A tömítőgyűrű – tengely végeeselem modell



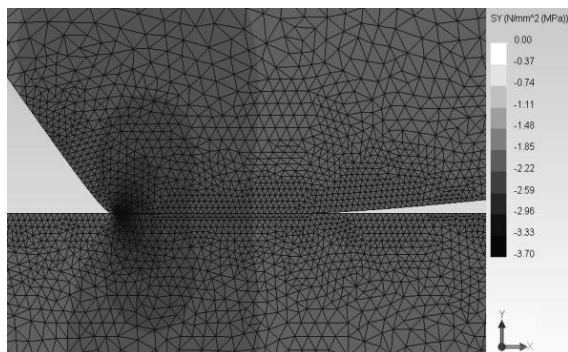
3. ábra. Az alkalmazott erőrendszer a tömítőgyűrű – tengely, valamint a rugó végeeselem modelljében

Az így felépített végeelem modellek segítségével meghatározásra kerültek a tengely és a tömítőgyűrű közötti érintkezési viszonyok új tömítésprofil esetén szobahőmérsékleti és üzemi hőmérsékleti anyagjellemzőkkel, valamint egy ismert, kopott tömítésprofil esetén üzemi hőmérsékleti anyagjellemzőkkel. A modellek felépítésének köszönhetően a tengely és a tömítőgyűrű érintkezési viselkedése az egyes esetekben két állapotban is vizsgálható volt: rugó nélküli (a főmodell első lépésének eredményeként) és rugóval szerelt (a főmodell második lépésének eredményeként) állapotban. Így az is meghatározhatóvá vált, hogy a tömítőerő létrehozásában mekkora részt vállal az elasztomer ajak kezdeti túlfedése és a rugó megnyúlása.

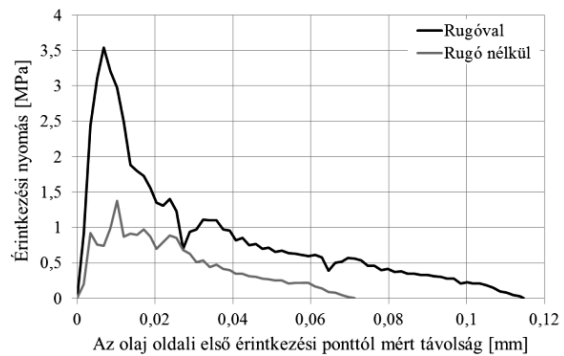
3. EREDMÉNYEK ÉS ÉRTÉKELÉS

A szobahőmérsékleti anyagjellemzőkkel elvégzett vizsgálat eredményeként a radiális irányú feszültségeket, azaz az érintkezési tartományban az érintkezési nyomást a 4. ábra szemlélteti a tengely – tömítőgyűrű végeelem modell második lépésének (rugóval szerelt állapot) eredményeként. A tengely tömítőgyűrűvel érintkező éléről lekérdezett érintkezési nyomás értékeket rugóval szerelt, valamint rugó nélküli esetben az 5. ábrán bemutatott diagram foglalja össze.

A tömítőnyomás eloszlás jól mutatja a radiális tengelytömítéseknel szokásos tömítőnyomás eloszlás alakot. A legnagyobb érintkezési nyomás ott alakul ki, ahol legnagyobb mértékben deformálódott az elasztomer tömítőél, ez pedig az érintkezési tartomány olaj felőli oldalán van, ezen felül a nyomáseloszlás gradiense is nagyobb az olaj felőli oldalon. Ezek a tényezők nagyban hozzájárulnak a hidrodinamikai tömítőmechanizmus kialakulásához.

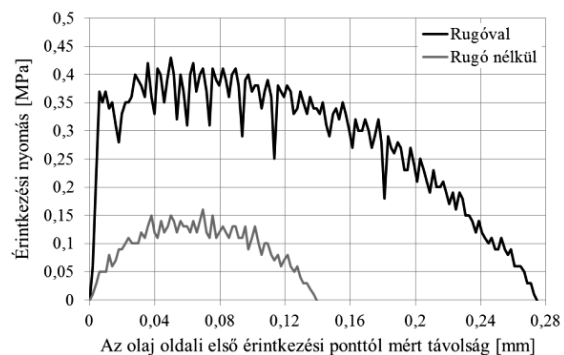


4. ábra. Radiális irányú feszültségek az érintkezési tartományban rugóval szerelt állapotban a szobahőmérsékleti anyagjellemzőkkel végzett vizsgálat esetén



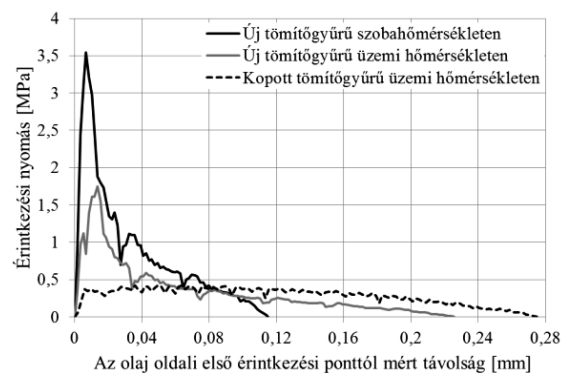
5. ábra. Az érintkezési nyomás eloszlása rugó nélküli, illetve rugóval szerelt állapotban szobahőmérsékleten

A 6. ábra a kopott tömítésprofil esetén üzemi hőmérsékleti anyagjellemzőkkel végzett vizsgálat eredményeként mutatja az érintkezési nyomás értékeit.



6. ábra. Az érintkezési nyomás eloszlása rugó nélküli, illetve rugóval szerelt állapotban üzemi hőmérsékleten a kopott tömítésprofillal végzett vizsgálat esetén

A 7. ábra összefoglalva mutatja a rugóval szerelt radiális tömítőgyűrű érintkezési nyomásának eloszlását a három vizsgált esetben.



7. ábra. Az érintkezési nyomás eloszlása a vizsgált esetekben

Az 1. és 2. táblázat az egyes vizsgált esetekben ismerteti a tömítőerő értékeit, valamint, hogy a tömítőerő értékének mekkora része származik az elasztomer ajak kezdeti túlfedéséből és a rugó megnyúlásából.

1. táblázat. A tömítőerő értékei a vizsgált esetekben

	Tömítőerő [N]
Új tömítőgyűrű szobahőmérsékleten	24,61
Új tömítőgyűrű üzemi hőmérsékleten	19,28
Kopott tömítőgyűrű üzemi hőmérsékleten	19,15

2. táblázat. Az elasztomer ajak túlfedéséből, valamint a rugó megnyúlásából származó tömítőerő a vizsgált esetekben

	A tömítőerő hányada	
	az elasztomer ajak túlfedéséből [N]	a rugó megnyúlásából [N]
Új tömítőgyűrű szobahőmérsékleten	8,62	15,99
Új tömítőgyűrű üzemi hőmérsékleten	3,35	15,93
Kopott tömítőgyűrű üzemi hőmérsékleten	3,30	15,85

Az eredmények alapján elmondható, hogy a tömítőgyűrű felmelegedésével az érintkezési nyomás maximális értéke csökken, az érintkezési tartomány hossza pedig növekszik, ami jól magyarázható az elasztomer anyagának lágyulásával.

A tömítőerő csökken a tömítőgyűrű felmelegedésével. A tömítőerő csökkenése nagymértékben az elasztomer megnyúlásából adódó erőkomponens csökkenéséből származik, aminek pedig szintén az elasztomer hőmérséklet növekedés hatására bekövetkező rugalmassági modulus csökkenése az oka.

A tömítőél kopásának hatására az érintkezési nyomás maximuma csökken, míg az érintkezési tartomány szélessége növekszik, valamint az érintkezési nyomás eloszlás sokkal egyenletesebbé válik és eltűnik az olaj oldali kiugró nyomásmaximum.

A tömítőél kopásának hatására a tömítőerő csak minimális mértékben csökken, hiszen a tömítőélből lekopott néhány század milliméter magasságú anyag minimális befolyással van a rugóból és az elasztomer deformációjából származó erőre.

A számítási eredmények, valamint a számítási metódus helyességét igazolja, hogy a kapott tömítőerő értékek jó egyezőséget mutatnak a szakirodalomban [7] található, FKM anyagú tömítésekre különböző hőmérsékleteken, illetve rugóval és rugó nélkül szerelt esetben mérésrel meghatározott és egységnyi kerületre vonatkoztatott tömítőerőből számítható értékekkel.

4. ÖSSZEFOGLALÁS

A tanulmány egy radiális tömítőgyűrű érintkezési viselkedését vizsgálta a végeelem módszer segítségével. Meghatározásra került a tömítőnyomás eloszlás radiális tengelytömítésknél szokásos, jellegzetes aszimmetrikus alakja és a tömítőerő értéke különböző üzemiállapotokban. Vizsgálat tárgyát képezte a feszítőrugó utóbbi paraméterekre gyakorolt hatása is. A számítások helyességét a számolt tömítőerő értékek szakirodalmi adatokkal való összevetésével igazoltuk.

5. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A munka szakmai tartalma kapcsolódik a "Új tehetséggondozó programok és kutatások a Műegyetem tudományos műhelyeiben" c. projekt szakmai célkitűzéseinek megvalósításához. A projekt megvalósítását a TAMOP-4.2.2.B-10/1--2010-0009 program támogatja.

6. IRODALOM

- [1] Müller H.K. – Nau B.S.: www.fachwissen-dichtungstechnik.de, Online-Publikation, 2008
- [2] Kim C.K. – Shim W.J.: Analysis of contact force and thermal behaviour of lip seals, Tribology International, Volume 30, No. 2, pp. 113-119, 1996
- [3] Lee C.Y. – Lin C.S. – Jian R.Q. – Wen C.Y.: Simulation and experimentation on the contact width and pressure distribution of lip seals, Tribology International, Volume 39, pp. 915-920, 2006
- [4] Stakenborg M.J.L. – van Ostayen R.A.J.: Radial lip seals, thermal aspects, Tribology Series, Volume 14, pp. 79-88, 1989
- [5] Stakenborg M.J.L.: On the sealing mechanism of radial lip seals, Tribology International, Volume 21, pp. 335-340, 1988
- [6] Sauer B.: Wear in radial shaft seal rings, Institute of Machine Elements, Gears and Transmissions, Kaiserslautern, 2011
- [7] Engelke T.: Einfluss der Elastomer-Schmierstoff-Kombination auf das Betriebsverhalten von Radialwellendichtringen, Dissertation, Hannover, 2011
- [8] Simrit: Material 75 FKM 585, Anyagtulajdonoság katalógus, 2009

KÖVETŐGÖRGŐS VEZÉRPÁLYÁS MECHANIZMUS VIZSGÁLATA

ANALYSIS OF A CYLINDRICAL ROLLER FOLLOWER CAM MECHANISM

Nagy Lajos, tanársegéd, Miskolci Egyetem, Robert Bosch Mechatronikai Tanszék

ABSTRACT

The goal of this paper is to present a new state-of-the-art pinion-engaging mechanism for starter motors. The pinion-engaging mechanism is a cam follower mechanism which contains the following parts: dc servo motor, rotational to translational transducer and the drive pinion. The rotational to translational transducer can be realized by designing a cylindrical roller follower mechanism. The paper presents a simple dynamic model of the achieved construction.

1. BEVEZETÉS

A Miskolci Egyetem Robert Bosch Mechatronikai Tanszékén kifejlesztésre került egy új technikai elvű indítómotor kapcsolómechanizmus. A kapcsolómechanizmus feladata, hogy az indítómotor hajtó-fogaskerekét a belsőégésű motor főtengelyére szerelt fogaskoszorúval kapcsolatba hozza. Korábban egy lineáris elektromágneses aktuátor emelőkaros mechanizmuson keresztül valósította meg. Az új kapcsolómechanizmus egy forgóhaladó mozgásátalakítót tartalmaz, amely egy axiális követőgörgős vezérpályás mechanizmus [1]. A cikkben bemutatásra kerül a mechanizmus kinematikai és dinamikai vizsgálata. A kinematikai vizsgálatokhoz a [4], [6] művek szolgálták alapul.

A vezérpályás mechanizmusok speciális kialakítású alkatrészek, amelyek állandó és közvetlen kapcsolatban vannak az ún. kapcsolódó taggal. Ezen mechanizmusok tervezése és alkalmazása a számítógépek és a korszerű CAD/CAM rendszerek megjelenésének köszönhetően folyamatosan fejlődik [2]. Osztályozásuk többféle szempont, pl. a kapcsolódótag alakja (lapos, félgömbfejű, görgős, stb.), a kapcsolódótag mozgása (forgó, transzlációs), a bütöktest típusa (radiális pl.

külső, ill. belső felületű vezértárcsa, axiális pl. hornyos, bordás bütökhenger) szerint lehetséges [2-6].

A mechanizmusok jellemzésére leggyakrabban a mozgás diagramot alkalmazzák, amelyben a kapcsolódó tag (hajtott elem) mozgásfüggvényét ábrázolják a mechanizmus szögelfordulásának függvényében. Mozgásfüggvényen a munkát végző elem idő, vagy valamilyen mozgásjellemző (pl. a hajtótengely elfordulási szöge) függvényében végzendő mozgására vonatkozó előírásokat értjük. A kapcsolódó tag mozgása általában matematikai (trigonometrikus, polinom, illetve spline) függvénnyel leírható. A mozgás a hajtó tagról a hajtott tagra egy átviteli függvénnyel írható le:

$$s(t) = f(\Theta(t)), \quad (1)$$

ahol s a mechanizmus kihajtó tagjának az elmozdulás függvénye, f az átviteli függvény, Θ a mechanizmus szögelfordulása.

Az (1) egyenlet idő szerinti differenciálással megkapjuk a kihajtó tag sebességét:

$$v(t) = \dot{s}(t) = f'(\Theta)\dot{\Theta}(t), \quad (2)$$

illetve a (2) összefüggés további differenciálásával a gyorsulást:

$$a(t) = \ddot{s}(t) = f''(\Theta)\dot{\Theta}^2(t) + f'(\Theta)\ddot{\Theta}(t), \quad (3)$$

ahol f , f' és f'' rendre a nulladrendű, elsőrendű és másodrendű átviteli függvények.

A mechanizmusok kinematikai vizsgálatánál gyakran a mozgástörvény normált alakjait alkalmazzuk, azaz a kihajtó tag mindenkor s hajtójellemzőjét az $s_{max}=s$ legnagyobb értékre vonatkoztatjuk. Ennek egysége 1 és kielégíti a következő határfeltételeket [4],[6]:

$$f(0)=0 \text{ és } f(1)=1. \quad (4)$$

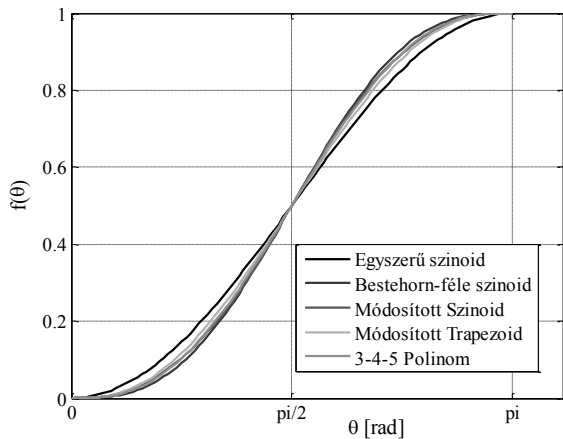
Szakaszos mozgásnál a csatlakozó pontokban az alábbi peremfeltételeknek kell teljesülni:

$$f'(0)=f'(1)=0. \quad (5)$$

A kihajtó tag lökés-, vagy ütésmentes biztosítása érdekében a teljesülnie kell a következő feltételeknek:

$$f''(0)=f''(1)=0. \quad (6)$$

Normált átviteli függvényként polinom és trigonometriai függvényeket alkalmazunk. A leggyakrabban alkalmazott normált átviteli függvényeket az 1. ábra szemlélteti.



1. ábra: Nulladrendű normált átviteli függvények

Az új kapcsolómechanizmusnál alkalmazott vezérpálya görbe szabványos átviteli függvénye (3-4-5) ötödfokú polinom:

$$f(\Theta) = 10\left(\frac{\Theta}{\gamma}\right)^3 - 15\left(\frac{\Theta}{\gamma}\right)^4 + 6\left(\frac{\Theta}{\gamma}\right)^5, \quad (7)$$

ahol γ a maximális elfordulási szög.

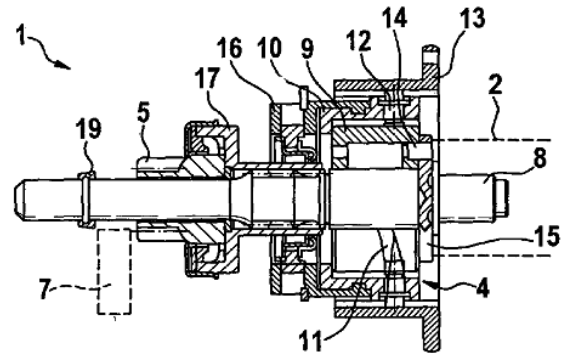
A (7) összefüggés alapján a kihajtótag elmozdulás függvénye:

$$s(\Theta) = h_2 \left[10\left(\frac{\Theta}{\gamma}\right)^3 - 15\left(\frac{\Theta}{\gamma}\right)^4 + 6\left(\frac{\Theta}{\gamma}\right)^5 \right] \quad (8)$$

ahol h_2 a megengedett maximális elmozdulás.

3. AZ ÚJ KAPCSOLÓMECHANIZMUS

Az új kapcsolómechanizmus szerkezeti vázlatát mutatja a 2. ábra.



2. ábra: Az új kapcsolómechanizmus vázlata [1]

Egy DC szervó motor (ábrán nem jelölt) rugalmas tengelykapcsolón (2) keresztül forgatja meg a mechanizmus bemenő tengelyét (8). A bemenő tengelyen (8) fejes csapszeggel (14) menesztett a hornyos bütyökhenger (9) a vezérpályával (11). A 2 darab követőgörgő (12) egymással szemben helyezkedik el és a vezetődobban (10) szilárdan illesztett. A követőgörgők (12) alsó része a hornyos bütyökhengerhez (9), felső része pedig az axiális megvezetést biztosító hornyos kialakítású házba (13) kapcsolódik. A szabadonfutóval (17) egybeépített fogaskerékegység (5) axiális elmozdulását a vezetődobhoz (10) rögzített, két félből álló tányér (16) és rögzítő gyűrű (ábrán nem számozott) segítségével biztosítja. A szervó motor 180°-os elfordulásakor a hajtás rugalmas tengelykapcsolón (2), a bemenő tengelyen (8) keresztül jut el a hornyos bütyökhenger vezérpályájára (11). A vezérpályához (11) kapcsolódó görgők (14) a vezetődobot (10) tengelyirányú mozgásra kényszerítik a ház (13) hornyaiba kapcsolódó görgők (12) segítségével. A mechanikus kapcsolat révén a szabadonfutóval (17) egybeépített fogaskerék (5) a kimenő tengely (8) ferde fogazású evolvens profilú bordás tengelyrészén keresztül haladó-elforduló mozgást végez. A fogaskerék-kapcsolat megszüntetése a szervó motor ellentétes irányú 180°-os elfordításával biztosítható.

4. MECHANIKAI MODELL

A mechanikai modell egyenleteit a másodfajú Lagrange-féle mozgásegyenlet segítségével állítjuk elő [7], [8]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial q_i} = Q_i \quad \text{ahol } i=1,2, \quad (9)$$

$$q_1 = s; q_2 = x_2; \dot{q}_1 = \dot{s}; \dot{q}_2 = \dot{x}_2$$

ahol, x_2 a hajtó-fogaskerék elmozdulása.

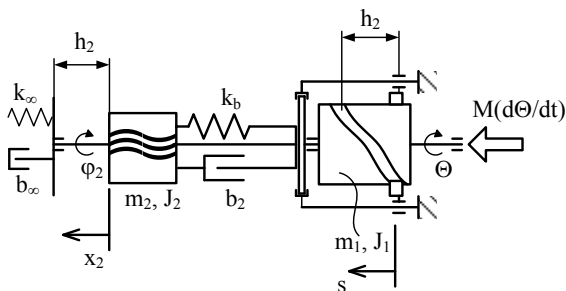
Az alkalmazott mechanikai modellt a 3. ábra szemlélteti. A Lagrange függvényt a T^* kiegészítő kinetikai és a V potenciális energiával fogalmazzuk meg:

$$\mathcal{L} = T^* - V. \quad (10)$$

A kiegészítő kinetikai energia a 3. ábra jelöléseivel az alábbi alakban írható fel:

$$T^* = \frac{1}{2} \left[m_1 \left(\frac{ds}{d\Theta} \right)^2 + J_1 \right] \dot{\Theta}^2 + \frac{1}{2} \left[m_2 + \frac{J_2}{(r_0 \operatorname{tg}(90^\circ - \beta))^2} \right] \dot{x}_2^2, \quad (11)$$

ahol m_1 a mechanizmus tömege, J_1 a mechanizmus tehetetlenségi nyomatéka, m_2 a hajtó fogaskerék tömege, J_2 a hajtó-fogaskerék tehetetlenségi nyomatéka, r_0 a hajtó-fogaskerék osztókör sugara, β a hajtó-fogaskerék evolvens profilú bordás agyrészének a ferdeségi szöge.



3. ábra: Mechanikai modell

A potenciális energia:

$$V_{pot} = \frac{1}{2} k_b (x_2 - s(\Theta))^2, \quad (12)$$

ahol k_b a hajtó-fogaskerékhez kapcsolódó rúg merevsége.

A nem konzervatív erők virtuális munkája:

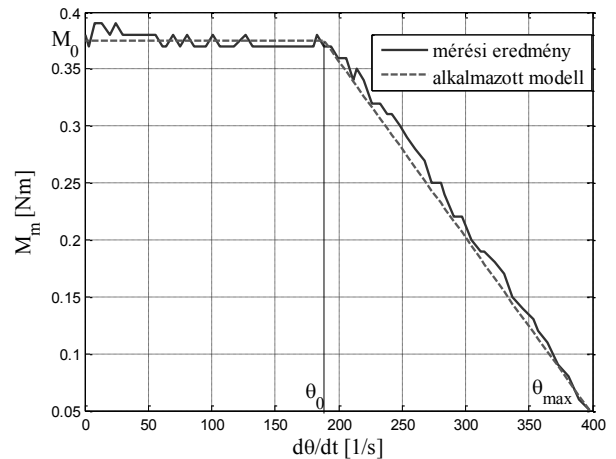
$$\delta \bar{W}_{nc} = M(\dot{\Theta}) \delta \Theta - b_2 \left(\dot{x}_2 - \frac{ds}{d\Theta} \dot{\Theta} \right) \left(\delta x_2 - \frac{ds}{d\Theta} \delta \Theta \right), \quad (13)$$

ahol b_2 csillapítási tényező, $M(\dot{\Theta})$ az alkalmazott szervó motor nyomaték-szögsebesség karakterisztikája, amelyet méréssel határoztunk meg (4. ábra).

A 4. ábra alapján a szervó motor nyomaték karakterisztikájának leírásához az alábbi függvényközelítést alkalmaztuk:

$$M(\dot{\Theta}) = \begin{cases} M_0 & \text{ha } \dot{\Theta} < \dot{\Theta}_0 \\ M_0 - a(\dot{\Theta}_0 - \dot{\Theta}) & \text{ha } \dot{\Theta} \geq \dot{\Theta}_0 \end{cases}. \quad (14)$$

$$\text{ahol } a = \frac{M_0}{(\dot{\Theta}_{\max} - \dot{\Theta}_0)}$$



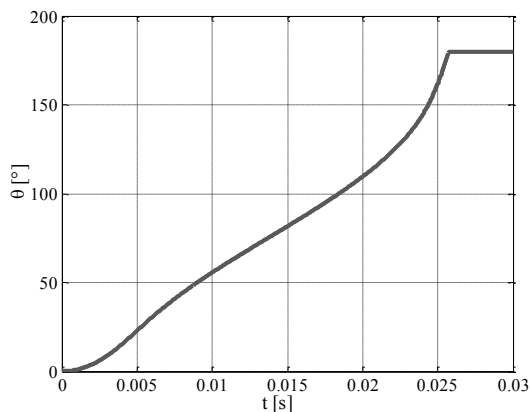
4. ábra: Az alkalmazott szervomotor nyomaték-szögsebesség karakterisztikája

A (11), (12) összefüggéseket behelyettesítve (10)-be, majd (9)-be és tekintettel (8), (13), (14) kifejezésekre, a következő differenciál egyenletrendszert kapjuk:

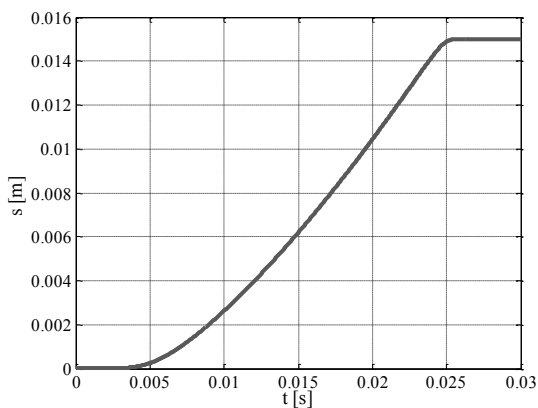
$$\begin{aligned} & \left[m_1 s'^2 + J_1 \right] \ddot{\Theta} + m_1 s' s'' \dot{\Theta}^2 \\ & + b_2 (-\dot{x}_2 + s' \dot{\Theta}) s' \\ & + k_b (-x_2 + s) s' = M(\dot{\Theta}) \end{aligned}, \quad (15a)$$

$$\left[m_2 + \frac{J_2}{(r_0 \operatorname{tg}(90^\circ - \beta))^2} \right] \ddot{x}_2 + b_2 (\dot{x}_2 - s' \dot{\Theta}) + k_b (x_2 - s) = 0 \quad (15b)$$

A (15a), (15b) egyenleteket Runge-Kutta módszerrel, Matlab környezetben oldottuk meg. Az 5. ábrán látható a mechanizmus szögelfordulása az idő függvényében. A 6. és 7. ábra a kihajtó tag és a hajtó-fogaskerék elmozdulás függvényét mutatják.



5. ábra: A mechanizmus szögelfordulás-idő függvénye

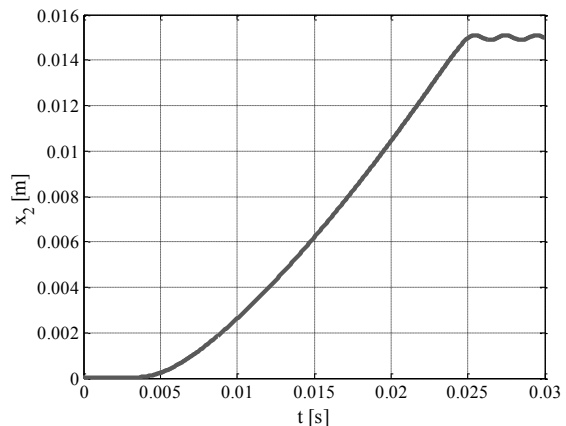


6. ábra: A kihajtó tag elmozdulása

4. ÖSSZEFOGLALÁS

A cikkben bemutatásra került egy új indítómotor kapcsolómechanizmus, és annak kinematikai és dinamikai vizsgálata. A kapcsolómechanizmus egy követőrgős vezérpályás mechanizmus, amelynek funkciója a forgó-haladó mozgás átalakítás. A megvalósított vezérpálya görbe átviteli függvényére egy ötödfokú polinomot

alkalmaztunk, amely kinematikai és dinamikai szempontból kedvező viselkedést mutat.



7. ábra: A hajtó-fogaskerék elmozdulása

KÖSZÖNETNYÍLVÁNÍTÁS

A kutató munka a TÁMOP-4.2.1B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt részeként – az Új Magyarország Fejlesztési terv keretében – az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg.

IRODALOM

- [1] Jakab, E.- Nagy, L. - Lénárt, J.- Fischer, M.: Starter für eine Brennkraftmaschine, DE 10 2010 064 352 A1, szabadalmi oltalom, 2012.
- [2] Rothbart, H. A.: Cam Design Handbook, New York, McGraw-Hill, 2004.
- [3] Norton, R. L.: Cam Design and Manufacturing Handbook, New York, Industrial Press, 2002.
- [4] Volmer, J: Büttykös mechanizmusok, Budapest, Műszaki Könyvkiadó, 1980.
- [5] Chen, F. Y.: Mechanics and Design of Cam Mechanism, Pergamon Press, New York, 1982.
- [6] Velezdi, Gy.: Nagysebességű váltópályás mechanizmusok vizsgálóberendezése, Egyetemi doktori értekezés, Miskolc, 1987.
- [7] Preumont, A.: Mechatronics, Dynamics of Electromechanical and Piezoelectric Systems, Springer, 2006.
- [8] Janschek, K.: Mechatronic Systems Design, Methods, Models, Concepts, Springer, 2012.

FORGATÓ CSAVARRUGÓ FEJLESZTÉSE DÖRZSBOLYGÓMŰHÖZ HELICAL TORSION SPRING IMPROVEMENT FOR EPICYCLIC TRACTION DRIVE

Németh Géza *Dr. PéterJózsef* *Dr.habil Döbröczöni Ádám* *Németh Nándor*
egyetemi adjunktus *egyetemi docens, PhD* *egyetemi tanár, CSc* *MSc hallgató*
Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék *ELTE Informatikai Kar*

ABSTRACT

The epicyclic traction drives transmit torque through shape closing connections. Two or more planetary wheels are in contact with the sun wheel, decreasing the torque should be transmitted in one pair of contacting surfaces. The load is distributed along the face width of wheels. The flexible body of the wheel helps the uniform load distribution both along and between the contact lines. The authors suggest a special preceding shape of the flexible wheel which is a helical torsion spring, made of sheet metal and uniformly stressed.

1. BEVEZETÉS

A dörzsbolygóművek súrlódó kapcsolatokon keresztül módosítják a bemenő forgó mozgás jellemzőit. A rendszerint több beépített bolygókerék a teljesítmény megosztás előnyét biztosítja, a rugalmas elemkialakítás pedig az érintkezési vonalak mentén az egyenletesebb terheléelosztást. A rugalmas elem a csavarrugó, mely henger alakú és dörzskerékként működik. Rugalmasságánál fogva biztosíthatja az összeszorító erőt, lehetőség szerint a terheléssel arányos mértékben. A forgató csavarrugó megközelítőleg egyenszilárdságú, ha csak végein keresztül kapja terhelését. Egy napkerékként beépített csavarrugó azonban sok erő illetve nyomtatékátadási hellyel jellemezhető. E cikkben a szerzők az egyenszilárdságú forgató csavarrugó egy lehetséges kialakítását mutatják be.

2. FORGATÓ CSAVARRUGÓK GYÁRTÁSTECHNOLÓGIÁJA

Dörzsbolygóművek napkereke, gyűrűkereke és bolygókereke egyaránt készülhet csavarrugóból. A csavarrugó gyártástechnológiája az egyik legfontosabb tényező, mely a rugó végleges alakjára, ezzel beépítési lehetőségére, terhelésátadó helyeire, teljes terheléeloszlására és alakváltozási állapotára hatással van. Ugyanakkor

a rugó alakja meghatározza a célszerű gyártástechnológiát. Csavarrugók területén az alapvető gyártástechnológiák a tekercselés és a forgácsolás. E szerint megkülönböztetünk tekercselt és forgácsolt csavarrugókat. Más az előgyártmánya egy tekercselt rugónak és más egy forgácsoltaknak. A tekercselt rugóké a különböző szelvényű rugóacél huzalok, a forgácsoltaké általában rugóacél csövek, de lehetnek bonyolultabb idomok is, hiszen forgácsolt rugók esetén a kapcsolódó funkciók illetve kapcsolódó alkatrészek egy darabban egyesíthetőek.

Általában a képlékenyalakítás és a forgácsolás egyaránt szerepet kap egy-egy rugó létrehozásában. Elképzelhető olyan gyártási folyamat is, melynek kiinduló nyersanyaga rugóacél lemez. Ekkor például lézervágással hozhatjuk létre a később képlékeny alakítással – tekercseléssel – készülő rugó előgyártmányát. A huzalból képlékeny alakítással készülő hengeres csavarrugók kialakítása ismert, ezekkel jelen cikk keretében nem foglalkozunk. Megemlíthetjük azonban, hogy huzalból tekercselhető változó emelkedésű, sőt változó emelkedési irányú rugó is, és megfelelő befoglalás esetén több bevezetésű rugó is megvalósítható. A csőből forgácsolással (esztergálással, marással, szikraforgácsolással) létrehozott rugók változatos kialakítása és lehetőségei a szakirodalomból és az ipari gyakorlatból ugyancsak ismertek, bővebben most ezeket sem említjük. Az acéllemezből készülő csavarrugókkal viszont részletesen foglalkozunk. A napjainkra igen elterjedt lézersugaras lemezvágás a nagy rugalmasság mellett olcsó lehetőséget kínál csavarrugók változatos kialakítására. Olyan lehetőségeket, melyeket a huzal előgyártmányból kiinduló technológia egyáltalán nem biztosít, a forgácsolás pedig a gazdaságos gyártás követelményét nem tudja teljesíteni.

A lemezből készülő forgató csavarrugók lehetnek állandó és változó keresztmetszetűek,

állandó és változó menetemelkedésűek, állandó és változó emelkedés irányúak, egy-, két- vagy több bekezdésűek.

3. LEMEZ ELŐGYÁRTMÁNYÚ HENGERES FORGARTÓ CSAVARRUGÓK MÓDSZERES SZÁRMAZTATÁSA

Vegyük számba az alcímben említett forgatórugók főbb geometriai jellemzőit. A rugószelvény téglalap. Szélessége, sőt vastagsága is a lemezszalag előgyártmánytól függően állandó vagy változó lehet. Az emelkedés iránya bal, jobb vagy vegyes. A menetemelkedés nagysága és szöge, a szelvényhézag egyaránt lehet állandó vagy változó. A rugó végződése zárt vagy nyitott, és e mellett lehet megmunkált is. A bekezdések száma egy vagy több. A külső nyomtér átadásának helye lehet az egyik rugóvég, vagy a rugó hossza mentén bármely más hely.

A felsorolt változatok egy része csak elvi jelentőségű megoldást tükröz, más részükhöz egymással összefügg, így az áttekinthetőség érdekében szűkítjük a mértékadó tulajdonságok körét!

Készüljön az előgyártmány állandó vastagságú lemezből. Legyen a szelvények közötti távolság, a szelvényhézag állandó, azaz változó szelvény szélességhez egy arányosan változó emelkedés és emelkedési szög tartozzon. Változó szelvény szélességnél a változás iránya is egyértelmű: a külső terhelés átadásának helyén legyen szélesebb, a szabad vég felé pedig keskenyedjen. Így közeledhetünk a rugó egyenfeszültségi állapotának biztosítása felé. Legyen a rugó mindig hengeres, nyitott végződésű, vége simuljon a tengelyre merőleges síkhoz, mint a hagyományos köszörült nyomó csavarrugóknál. A rugóból készült dörzskerekek megcsúszásának veszélye csökkenthető a menetemelkedési szög kis értéken tartásával. Ez a követelmény korlátja lesz a lemez szélességének, a szelvényhézagnak és a bekezdésszámnak. Ennek megfelelően kis szélességű lemezből tekerceseljük a rugót a lehető legkisebb és állandó (zérus) szelvényhézaggal, mely hézag a kirugózás miatt mégiscsak határozottan jelen lesz, és lehetővé teszi a beszereléskor szükséges átmérőcsökkentést. A szimmetrikus terhelés követelménye miatt a rugó bekezdéseinek számát növelhetjük, de a menetemelkedési szög felső korlátja miatt legfeljebb kétfőre. A bal és jobb emelkedésű rugó egymástól nem, csak a változó emelkedés-

sítől különbözik lényegesen. Az emelkedés iránya egyértelműen meghatározza a külső nyomtér irányát és átadásának helyét. Végig azonos emelkedési irányú rugót az egyik végén, a változó emelkedési irányút a változás helyén (a hossz mentén középen) hajtjuk meg.

A megmaradó, változatosságot létrehozó szempontokat az 1. táblázat mutatja.

1. táblázat Forgató csavarrugók változatossága

1. Szelvény szélesség (és egyben az emelkedési szög)	1.0 Állandó 1.1 Változó
2. Bekezdések száma	2.0 Egy 2.1 Kettő
3. Emelkedés iránya	3.0 Végig azonos 3.1 Változó

Az 1. táblázat szerinti lehetséges, egymástól lényegesen különböző rugóalakokat a 2. táblázat sorolja fel. A háromjegyű bináris kódok az 1. táblázat 3., 2. és 1. sorának megfelelő két-két változatot jelölik. A jelképek a behajtás helyéről is tájékoztatnak. Modell csak az állandó emelkedési szögű (000, 010, 100, 110) változatokról készült.

2. táblázat Rugóalakok

Kód	Jelkép	Modell
000		
001		
010		
011		
100		
101		
110		
111		

4. A CSAVARRUGÓ TERHELÉSE ÉS EGYENSZILÁRDSÁGA

Korábbi munkánkban már bemutattuk, hogy a napkerékként működő, Q számú bolygókerékkel kapcsolódó n menetszámú forgató csavarrugó sugár irányú terhelései a Qn érintkezési pontban egyenlőek lehetnek, így a μ_i tapadási tényezővel számított, ugyancsak Qn számú F_i érintő irányú erők is. A sugárigányú erők okozta hajlító igénybevétel közel állandó, értéke $\rho_0 F$, az érintő irányú erők okozta hajlító igénybevétel pedig nullától $n \cdot Q \cdot \rho_0 F_i$ -ig közel lineárisan változik.

Figyelembe véve az $F_t = \mu_t \cdot F$ súrlódási törvényt a fő igénybevételt okozó hajlítás a csavarrugó szabad végétől a hajtó tengelyhez csatlakozás felé az

$$M_{hj} = F \left(1 + \frac{Q \cdot s}{2\pi} \mu_t \right) \quad (1)$$

függvény szerint változik az s ívkoordináta mentén, $s = 0 \dots \rho_0 \cdot 2\pi \cdot n$ között, ahol $s = \rho_0 \cdot \varphi$ és ρ_0 a rugó görbületi sugara.

A rugó fő igénybevétele hajlítás. A lemezvastagság állandó, így szélességét az (1) hajlító nyomatéknak megfelelően kell változtatni az s ívkoordináta mentén.

5. AZ ELŐGYÁRTMÁNY ALAKJA

Lemezről tekercselt hengeres csavarrugók esetén előgyártmánynak a tekercselésre előkészített, számítógéppel segített eljárással tervezett és gyártott lemezszalagot értjük. Az előgyártmánynak meg kell felelnie a tervezés során megfogalmazott követelményeknek, melyek részben geometriaiak, részben szilárdságiak. Geometriai követelmény lehet az állandó szelvényhézag. Állandó szalagszélesség mellett ezt könnyen biztosítjuk, az egyenszilárdságú kialakítást biztosító változó szalagszélesség esetén a feladat pontosabb megfogalmazást igényel. A gazdaságos gyártáshoz a hulladékmentes lemez kivágás is hozzátartozik, melyet szem előtt tartunk.

A feladat matematikai megfogalmazásának egyszerűsítése érdekében tekintsünk egy elhanyagolható vastagságú lemezt, továbbá hézagmentes tekercselést tételezzünk, számítva a rugóacél lemez kirugózására. A lineárisan változó hajlítónyomaték lineárisan változó szalagszélességet kíván.

A gazdaságos gyártás csak úgy valósítható meg, ha a változó szélességű szalag határgörbéi azonosak, pontosabban egy konstans értékű eltolással jutunk egyiktől a másikhoz. A szalagot egy d átmérőjű maghengerre kívánjuk feltekercselni hézagmentesen, ezért követelmény, hogy a szalag két határoló görbéjének távolsága a maghenger tengelyére merőleges irányban $a = d \cdot \pi$ állandó érték legyen. A lineáris változást a maghenger tengelyének irányában kell biztosítani a két határgörbe között.

5.1. A feladat matematikai megfogalmazása

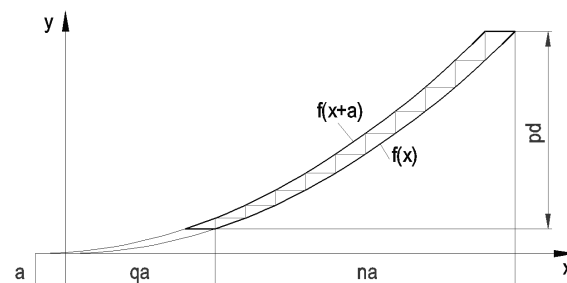
Helyezzük az előgyártmányt az x - y derékszögű koordináta rendszerbe és legyen a maghenger tengelye y irányú. A szalag felső határgörbéje legyen az $f(x+a)$, alsó határgörbéje pedig az $f(x)$ függvény, ahol x a független változó, $a = d \cdot \pi$ pedig a már említett konstans, a maghenger kerülete. Az előgyártmány szélessége lineárisan változzon, tehát a két függvény különbsége egy lineáris függvény legyen, azaz

$$f(x+a) - f(x) = mx + b. \quad (2)$$

Kétszer differenciálva az egyenletet

$$f''(x+a) = f''(x) \quad (3)$$

egyenlethez jutunk, melynek megoldását kx^2 alakban kereshetjük. Az 1. ábra szerint a két függvényből a x tengely mentén a rugó menetszámától függő na szakaszt határolunk le, a lineáris függvény kezdeti értékét pedig a qa kezdőpont befolyásolja. A pd érték a napkerék szélességének felel meg. A könnyebb érthetőség miatt az y irányú méreteket erősen megnöveltük.



1. ábra A függvények megfelelő szakaszának kijelölése

Az ábra szerinti feltételeknek eleget tevő

$$f(x) = kx^2 \quad (4)$$

függvény parabola, ahol

$$k = \frac{p}{(2q+n)n\pi^2} \frac{1}{d}. \quad (5)$$

Ha a legkisebb és legnagyobb szalagszélességet a hajlító igénybevétel változásának megfelelően

$$v_{\min} = (1 + \mu_t) \mu$$

$$\text{és } v_{\max} = (1 + Qn\mu_t)u \quad (6)$$

alakban keressük, számíthatjuk

$$u = \frac{2pd}{n[2 + \mu_t(1 + Qn)]} \quad (7)$$

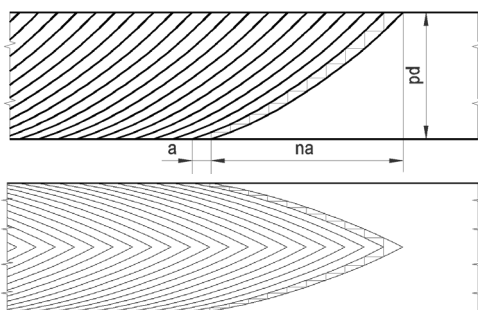
értékét, mellyel a függvény kezdőpontját meghatározó tényező,

$$q = \frac{2(n-1) - \mu_t[n(Q-2)+1]}{2\mu_t(Qn-1)} \quad (8)$$

is számítható. Látható, hogy a függvény kezdőpontja független a napkerék p d szélességétől.

5.2. Az eredmények felhasználása

Egybekezdésű, változó szélességű (egyenszilárdságú) forgató csavarrugó előgyártmányát származtattuk az 1. ábrával és az (1)-(4) összefüggésekkel megfogalmazott feladat megoldásával. Sorozatgyártás esetén a 2. ábra lemezterveit használhatjuk egy végén meghajtott, állandó emelkedésű rugóhoz illetve egy közepén hajtott, változó emelkedési irányú rugóhoz.



2. ábra Lemezterv állandó és változó emelkedési irányú csavarrugóhoz

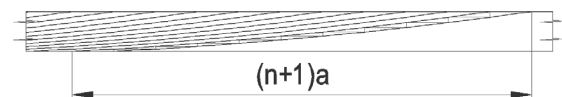
Két bekezdésű rugó esetén az előgyártmányok szélességét felezzük az emelkedési szög növekedésének elkerülésére. A kedvezőbb nyomtérátadás miatt a szélesebb rugóvégen a hegyes alakot módosítjuk. A 2. ábra lemeztervei magukba foglalják a 2. táblázat változó emelkedési szögű (001, 011, 101, 111) változatait.

5.3. Egy példa

A valós arányok bemutatására tekintsünk egy példát. Folytassuk azt, melyet más szempontok szerint az [1] és [2] dolgozatainkban már elkezdtünk.

Legyen a napkerék a kb típusú dörzsbolygómű hajtó eleme, mely egy lemezből tekerceselt változó emelkedésű egybekezdésű csavarrugó.

$Q=3$ bolygókerékkel érintkeznek, $n=10$ menet-számú. A d átmérőjű napkerék szélességét $p=3$ választásával $3d$ értéken rögzítjük. Az egyenszilárdságú alakhoz a $q=5$ értéket kapunk, így az $f(x)$ függvény értelmezési tartománya az $[5\pi d, 15\pi d]$ zárt intervallum. A lemezterv valós arányait a 3. ábra mutatja.



3. ábra Lemezterv valós arányokkal

6. ÖSSZEGZÉS

Jelen dolgozatunkban áttekintettük, mi módon lehet egyszerű matematikai függvényekkel leírni a változó keresztmetszetű csavarrugó előgyártmányának, a lemezből kivágással készített szalagnak a határoló görbéit, illetve ezeket a függvényeket mely értelmezési tartomány mellett használjuk fel a jobb anyagkihasználás, azaz az egyenszilárdságú alak biztosítása érdekében. Egyelőre csak elméleti megoldást javasoltunk, nem foglalkoztunk a lemezvastagsággal, nem módosítottuk korábbi [1] és [2] dolgozatunkban már bemutatott modelljeinket a változó merevség hatásával, nem vettük figyelembe az előgyártmány vágási vonalának szélességét. Mindez akadályok áthidalhatóak, további munkáinkban kívánunk kitérni e részletkérdésekre.

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

"A bemutatott kutatómunka a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt részeként az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg."

"This research was carried out as part of the TAMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 project with support by the European Union, co-financed by the European Social Fund."

IRODALOM

- [1] Németh G., Péter J. & Döbröczöni Á., Csavarrugó alkalmazásas dörzsbolygóműben, OGÉT 2012 XX. Nemzetközi Gépészeti találkozó, EMT, Kolozsvár, 2012, p327-330, ISSN2068-1267.
[2] Németh G., Péter J. & Döbröczöni Á., Helical Springs in Epicyclic Traction Drives, *Design of Machines and Structures*, Vol. 2, No. 2 (2012), (Megjelenés alatt).

HAJLÉKONY ELEMES HAJTÓMŰ ELMÉLETI ÉS LABORATÓRIUMI VIZSGÁLATA

THEORETICAL CALCULATIONS AND LABORATORY TESTS OF FLEXIBLE GEAR DRIVE

Dr. Péter József egyetemi docens, a műszaki tudomány kandidátusa
Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék

Abstract. The important parts of the research work are the following: determination of geometric data of the parts of the drive, revealing of phenomenon disturbing the proper operation, kinematic analyses, survey of the influence of load, production of test drive, laboratory tests and development of drives for industrial production. This paper summarises the achievements.

Key words: flexible, gear drive, kinematic analyses, laboratory test, radius of curvature

1. BEVEZETÉS

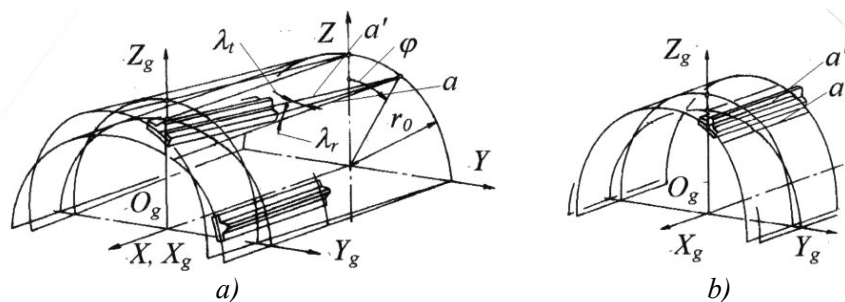
Jóllehet a terhelés és a testek terhelés hatására bekövetkező rugalmas alakváltozásának kapcsolata Robert Hooke 1675-ben megjelent tanulmánya óta széles körben ismert, a jól ismert rugón kívül kevés olyan gépelem és gép van, amely működése a testek rugalmas alakváltozásán alapszik. A kivételek közé tartozik a hullámhajtómű és annak egyik változata a fogaskerék-hullámhajtómű. A hajtómű világában a klasszikus fogaskerék-hajtómű

üzembiztoságának feltétele a keréktest merevsége, a fogaskerék-hullámhajtóműben pedig a működés alapja a fogaskerékpár egyikének vagy mindkettőnek a hajlékonysága.

2. A FOGASKERÉK-KAPCSOLÓDÁS KÜLÖNLEGES ESETE

2.1. A fogaskerék-hullámhajtómű részei

A fogaskerék-hullámhajtómű alapeleme a hajlékony fogaskerék, a merev fogaskerék és a hullámgenerátor. A hajlékony fogaskerék vékonyfalú henger, középfelülete r_0 sugarú egyenes körhenger. A fogak a hengeralkotók irányában helyezkednek el. A hajlékony kerék fogai a generátorral oválisra deformált hajlékony keréken is alkotóirányúak maradnak. A pohár alakú keréken a fogak a kerék tengelyéhez viszonyítva ferdék (1.a) ábra), a gyűrű alakú hajlékony kerék fogai pedig a kerék tengelyével párhozamosak (1.b) ábra).



1. ábra. A hajlékony kerék középfelülete és fogai. a) Poháralakú, és b) gyűrű alakú fogaskerék középfelülete

2.2. A hajlékony fogaskerék (2. ábra)

A generátor $Y_g X_g$ síkja a középhengerből az r_0 sugarú középkört metszi ki. A középkör tetszőleges pontja A , ennek szögkoordinátája φ_2^g . A generátor hajlékony kerékbe bujtatását követően az A pont az A' -be megy át, a sugárirányú elmozdulás $w=w(\varphi)$, az érintőirányú elmozdulás $v=v(\varphi)$, az f_2 normális elfordulása $\theta = \theta(\varphi)$. Az A ponthoz tartozó görbületi sugar

$r_0 = konst.$, az A' ponthoz tartozó görbületi sugar $\rho = \rho(\varphi)$, a görbületi kör középpontja a deformált középvonal e evolútáján O_2^P .

A hajlékony kerék fogprofiljának változása a működő fogmagasság tartományában a megengedett profilhibán belül van, ezért a fogakat merevnek tekintjük. A tetszőleges fog szimmetriatengelye a k középvonal f_2 normálisa. Amikor a hajlékony kerék

generátorhoz viszonyítva elfordul, a fog pillanatnyi forgáspontja az e evolútán O_2^P pont.

Mivel a hajlékony fogaskerék hajlító merevsége a kerület mentén a fog és a fogárok miatt változik, a hajlékony kerék egy végetlenített lánchoz hasonló; merevnek tekinthetők a fogak, a csapoknak pedig a fogak közötti hajlékony szakaszok felelnek meg.

2.3. A fogpárok kapcsolódása (3. ábra)

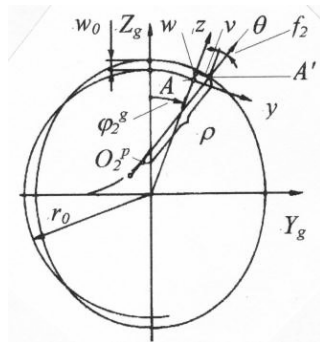
Általános esetben a fogpárok kapcsolódása egy belső fogazatú és egy külső fogazatú kerék kapcsolódására vezethető vissza. A fogaskerekek tengelyei kitérőek, a tengelyszög és a tengelytáv a "fogaskerékpár" generátorhoz viszonyított elfordulása függvényében változik [1-5].

Amennyiben a hajlékony kerék fogai a kerék tengelyével párhuzamosak (vagyis a fogak

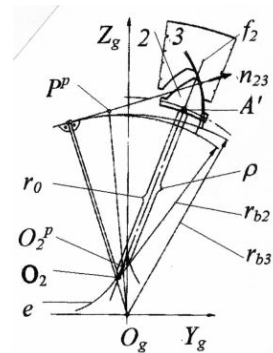
ferdeségét elhanyagoljuk), a fogpár kapcsolódása egy változó tengelytávú és változó kinematikai áttételű fogaskerékpár kapcsolódására vezethető vissza. A pillanatnyi tengelytáv az O_3 forgáspont és középpont valamint a O_2^P pillanatnyi forgáspont távolsága. A kapcsolódás pillanatnyi pólusa P^P . A fogpár pillanatnyi kinematikai áttétele

$$i_{23}^g = P^P O_3 / P^P O_2^P$$

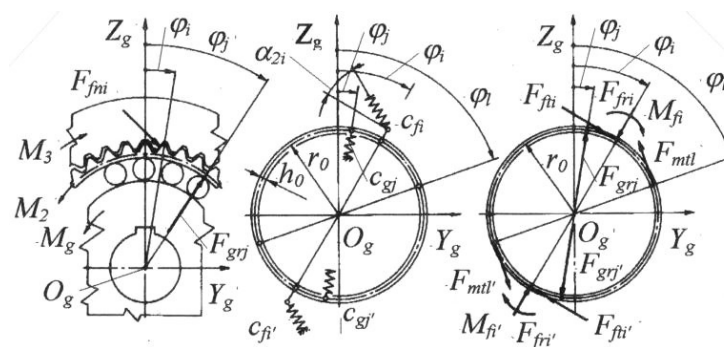
Az O_2^P pillanatnyi forgáspontnak a deformált középvonal A' pontjához viszonyított helyét a fog f_2 szimmetriatengelyén a ρ görbületi sugár határozza meg.



2. ábra. A hajlékony fogaskerék középvonala



3. ábra. A fogpár kapcsolódása



4. ábra. A hajlékony fogaskerékre ható erők és nyomatékok

3. GÖRBÜLETI SUGÁR SZÁMÍTÁSA

3.1. A hajlékony kerékre ható erők és nyomatékok (4. ábra)

A hajlékony kerék egyik felén o számú fogpár kapcsolódik, a φ_i koordinátájú fogra F_{fni} erő hat. A fél hajlékony fogaskereket p számú görgő támasztja meg (vagy a sokszög alakúra

deformálódott kereket p számú fog alatt támasztja a generátor tárcsája).

Az F_{grj} támasztóerő koordinátája φ_j . Az $M_2/2$ nyomatékot a hajlékony keréken az r_0 sugarú kör mentén elhelyezett q számú erő helyettesíti, az F_{mtl} erő koordinátája φ_l . A kerék

másik felén hasonló erők és nyomatékok hatnak, de az előbbiekkal általában nem azonosak, mivel a kerekek fogszámát és a generátor görgőinek számát páratlanra célszerű választani. Amennyiben a generátor tárcsás, a deformációs hullámok eleve aszimmetrikusak.

3.2. A görbületi sugár meghatározása számítással (4. ábra)

A gyűrű kerülete mentén elhelyezett erők és nyomatékok Fourier-sorok segítségével az eredetivel egyenértékű, a kerület mentén megoszló erőrendszerre (p_φ , p_z , m_x) alakíthatók

$$p_z = \sum_{i=1}^o \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \frac{2F_{fri}}{\pi r_0} \cos k(\varphi - \varphi_i) + \sum_{j=1}^p \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \frac{2F_{grj}}{\pi r_0} \cos k(\varphi - \varphi_j)$$

$$p_\varphi = \sum_{i=1}^o \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \frac{2F_{fti}}{\pi r_0} \cos k(\varphi - \varphi_i) + \sum_{l=1}^q \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \frac{2F_{mtl}}{\pi r_0} \cos k(\varphi - \varphi_l)$$

$$m_x = \sum_{i=1}^o \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \frac{2M_{fi}}{\pi r_0} \cos k(\varphi - \varphi_i)$$

A középvonal pontjainak $w = w(\varphi)$ sugárirányú elmozdulása a

$$\frac{d^5 w}{d\varphi^5} + 2 \frac{d^3 w}{d\varphi^3} + \frac{dw}{d\varphi} = \frac{r_0^4}{EI_x} \left(\frac{dp_z}{d\varphi} + p_\varphi \right) + r_0^3 \left(\frac{d^2 m_x}{d\varphi^2} + m_x \right)$$

differenciálegyenlet megoldásával határozható meg [6]. A középvonal pontjai sugárirányú elmozdulásának és a görbület megváltozásának kapcsolata

$$\kappa_\varphi = -\frac{1}{r_0^2} \left(\frac{d^2 w}{d\varphi^2} + w \right)$$

összefüggéssel adható meg. A görbületi sugár

$$\kappa_\varphi = \frac{2r_0}{I_x E} \left\{ \sum_{i=1}^o F_{fti} \left[\sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \frac{\sin k(\varphi - \varphi_i)}{k(k^2 - 1)} - \operatorname{tg} \alpha_2 \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \frac{\cos k(\varphi_i - \varphi)}{(k^2 - 1)} - \frac{h_2}{r_0} \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \frac{\sin k(\varphi - \varphi_i)}{k} \right] + \right.$$

$$\left. + \sum_{j=1}^p F_{grj} \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \frac{\cos k(\varphi - \varphi_j)}{(k^2 - 1)} - \sum_{l=1}^q F_{mtl} \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \frac{\sin k(\varphi - \varphi_l)}{k(k^2 - 1)} \right\}$$

összefüggéssel számítható. A $\rho = \rho(\varphi)$ görbületi sugár a görbületi sugár változása $\kappa_\varphi = \kappa_\varphi(\varphi)$ ismeretében

$$\rho(\varphi) = \frac{1}{1/r_0 + \kappa_\varphi(\varphi)},$$

vagy a h_0 vastagságú kerék palástjára ragasztott nyúlásmérő bélyeggel ($\varepsilon_\varphi = \varepsilon_\varphi(\varphi)$) határozható meg

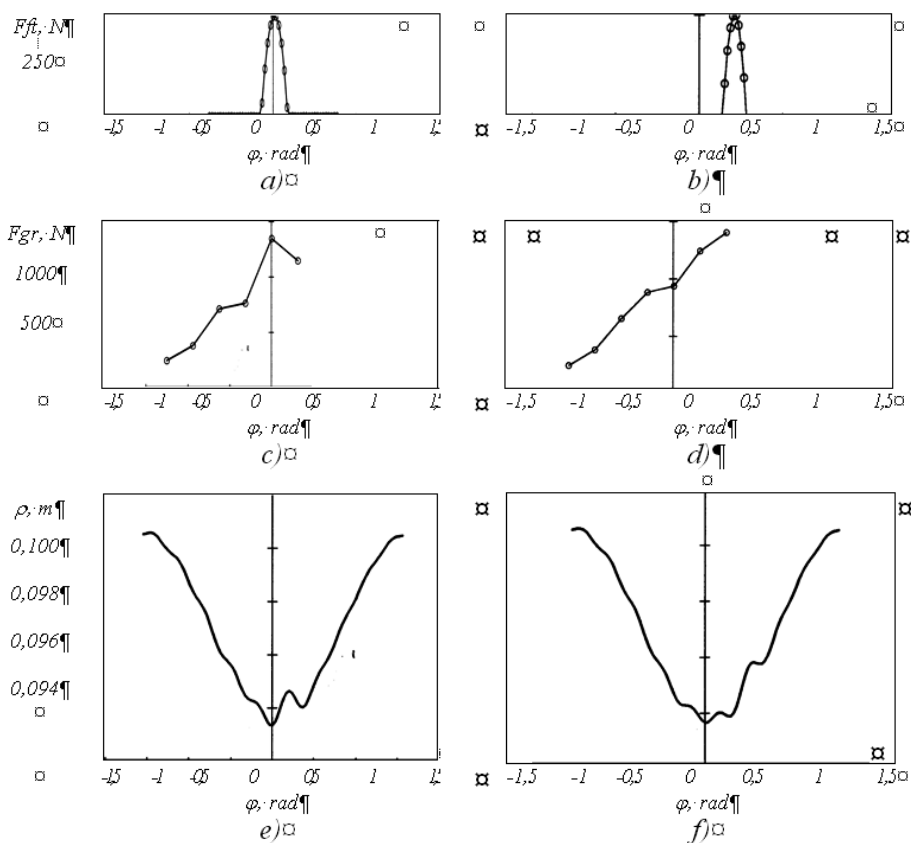
$$\rho(\varphi) = \frac{1}{1/r_0 + \varepsilon_\varphi(\varphi)(2/h_0 + 1/r_0)}$$

3.2. A kísérleti hajtómű jellemző geometriai adatai

Fogprofil	Evolvens fogprofil		
Alaprofilszög	20°		
Fejmagasságtényező	1.0		
Hajlékony fogaskerék	Fogszám	Profileltolás-tényező	Fejkörátmérő, mm
H22	190	4.70	200.10
Merev fogaskerék	Fogszám	Profileltolás-tényező	Fejkörátmérő, mm
G21	190	7.025	199.85
G22	192	5.100	199.85
G33	192	4.950	199.50
Generátor	Tárcaátmérő	Excentricitás	w_0 sugárirányú elmozdulás, mm
	mm	mm	
T1	186.3	3.9	1.2
T2	186.1	3.9	1.1
T3	186.9	3.4	1.0
Generátor	Ellipszis alakú bütők		1.1

4. SZÁMITOTT ÉRETÉKEK

4.1. A görbületi sugár, az érintőirányú fogerő és a sugárirányú generátorerő számított értéke



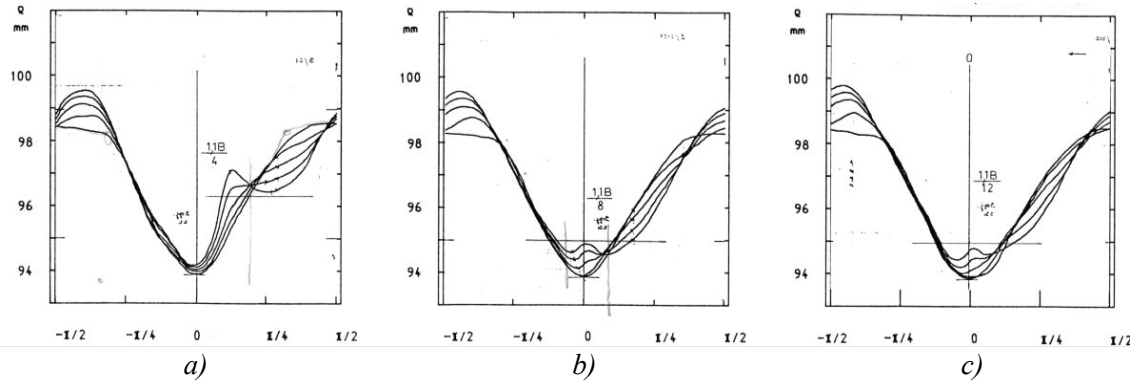
5. ábra folytatása. Számított értékek. a) és b) érintőirányú fogerő, c) és d) sugárirányú generátorerő e) és f) görbületi sugár. a), c) és d) fogaskerék-hullámhajtómű. b), d) és f) hullámzó fogasgyűrűs tengelykapcsoló.

$$w_0 / m = 1,1 \quad w_0 / m = 1,1, \quad m = 1 \text{ mm}, \quad r_0 = 97,1 \text{ mm}, \quad h_e = 3,7 \text{ mm}, \quad b_e = 80 \text{ mm}, \quad M_2 = 600 \text{ Nm}$$

5. GÖRBÜLETI SUGÁR MÉRÉSE

A hajtómű lassan forgó tengelyére ismert nagyságú (példánkban $M_2 = 0, 200, 400, 600, 800 Nm$), és állandó irányú nyomaték hat. Az M_2 nyomaték irányától és a generátor forgásirányától

függően a hajtómű lassít vagy gyorsít.



5. ábra. A görbületi sugár mért értékei a) Hullámzó fogasgyűrűs kapcsoló, b) és c) lassító és gyorsító fogaskerék-hullámhajtómű

5.2. A mért értékek

a) A hajlékony kerék homlokfelületével párhuzamosan felragasztott nyúlásmérő bélyegekkel mérhető a $\rho = \rho(\varphi_g^3)$ görbületi sugár.

b) A gyűrűkerék mérőfogára ragasztott nyúlásmérő bélyegekkel mérhető az $F_{23} = F_{23}(\varphi_g^3)$ fogerő.

c) A hajlékony kerék homlokfelülete mellett mérhető a merev kerékhez viszonyított $w = w(\varphi_g^3)$ sugárirányú elmozdulása.

6. KÖVETKEZTETÉSEK

A görbületi sugár azonos M_2 terhelés mellett eltér attól függően, hogy a) fogaskerék-hullámhajtómű vagy hullámzó tengelykapcsoló, b) a hajtómű lassít vagy gyorsít, c) milyen nagyságú a foghézag, d) a generátor tárcsás vagy bütykös és e) milyen nagyságú a deformációs hullám. *Optimális fogprofil csak a hajtómű várható terheléstartományában ismeretében választható. Amennyiben a gyűrű alakú hajlékony kerék egyik fele hajtómű, a másik fele tengelykapcsoló, optimális fogprofil csak az egyik fél részére választható.*

FELHASZNÁLT IRODALOM

- [1] Peter, J.: Investigation of the Engagement of Harmonic Drives. Part I. Acta Technica Academie Scientiarum Hungaricae, 94 (1-2).pp.91-100 (1982)
- [2] Peter, J.: Investigation of the Engagement of Harmonic Drives. Part II. Acta Technica Academie Scientiarum Hungaricae, 94 (3-4).pp.223-233 (1982)
- [3] Peter, J.: Geometric Conditions of Harmonic Drives. Acta Technica Academie Scientiarum Hungaricae, 94 (1-2).pp.63-72 (1982)
- [4] Peter, J.: Investigation of the Engagement of Toothed Harmonic Drive. Univ. doctoral thesis. Technical University of Heavy Industry, Miskolc, 1981. (magyar nyelven)
- [5] Peter, J.: Investigation of the Engagement of Toothed Harmonic Drive and Toothed Harmonic Coupling. Ph.D. thesis, 1992. p.111. (magyar nyelven)

A bemutatott kutató munka a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt részeként az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg. This research was carried out as part of the TAMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 project with support by the European Union, co financed by the European Social Fund.

HAJLÉKONY ELEMES HATÓMŰ LABORATÓRIUMI VIZSGÁLATA II.

LABOARATORY TESTS OF FLEXIBL GEAR DRIVE II.

Dr. Péter József, a műszaki tudomány kandidátusa, egyetemi docens,
Németh Géza egyetemi adjunktus,

Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszéke. 3515 Miskolc-Egyetemváros

ABSTRACT

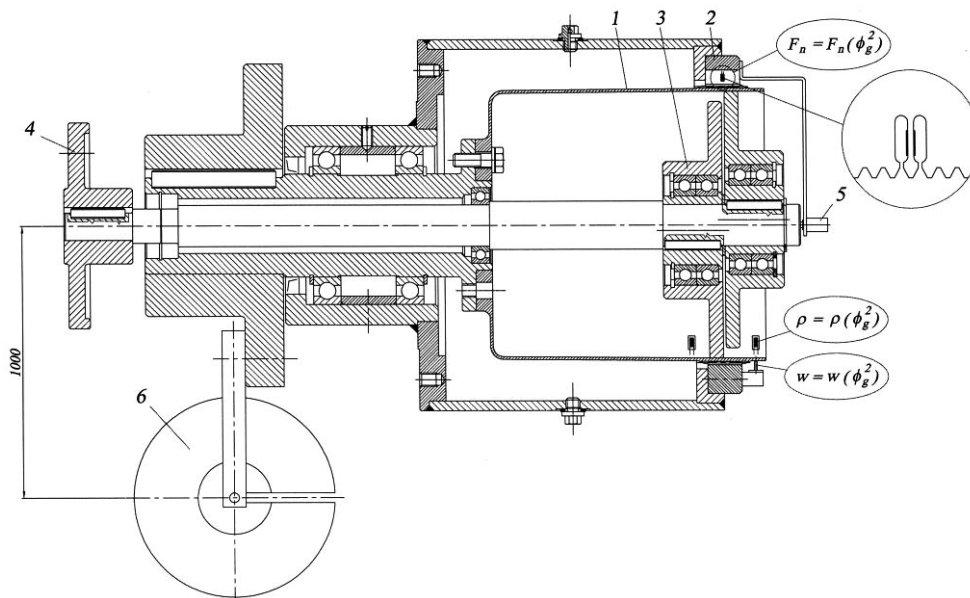
The constraint of the reliable operation of a gear drive is the proper stiffness of the structural elements, so the stiffness of the gears. One of the variant of the planetary gear drives is the harmonic gear drive, which essence is the flexibility of one or both elements of the gear pair. The flexible gear

body changes its shape due to the structure of wave generator and gear pair, and also due to the external loads of the drive. The mesh of the gears is the function of the degree and nature of deformation. This paper is dealing with the laboratory test of a drive produced for experimental purposes.

1. A HAJTÓMŰ LABORATÓRIUMI VIZSGÁLATA

A hagyományos fogaskerék-hajtómű fogaskerekeit a terhelés hatására bekövetkező rugalmas alakváltozásuk kicsinségére tekintettel merevnek tekintjük. A fogaskerék-hullámhajtómű egyik, vagy mindkét fogaskerékét alakváltozásuk nagysága miatt rugalmas testként kezeljük. A hajlékony fogaskerék rugalmas alakváltozását a hajtómű

szerkezeti kialakítása, a generátor – hullámkerék – gyűrűkerék – ház lánc rugalmas alakváltozása és az elemek közötti játék vagy fedés befolyásolja. A laboratóriumi vizsgálatok célja a generátor kialakítása, a hullámkerék terhelése és rugalmas alakváltozása közötti kapcsolat tanulmányozása. A vizsgált hullámhajtómű elemeinek geometriai adatait a [4] tartalmazza.



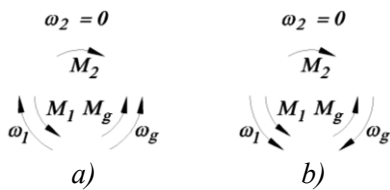
1. ábra. Kísérleti hajtómű. 1 hullámkerék, 2 gyűrűkerék, 3 generátor, 4 tengelykapcsoló, 5 forgó jeladó, 6 tárcsa

1.1. A mérőhely felépítése

Az 1. ábrán látható, gépalapra rögzített hajtómű 3 tárcsás generátorát egy nyomaték mérő tengelyen keresztül forgattuk. Az 1

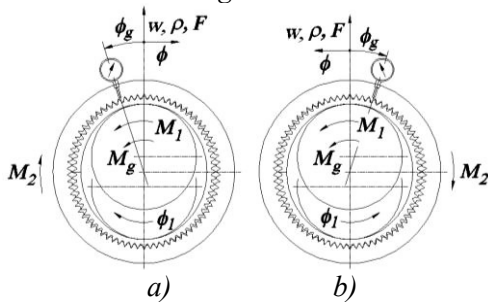
hullámkerékre ható M_f nyomatékot a karra függesztett 6 tárcsákkal változtattuk.

A hajtómű homlokfelülete felől nézve az I hullámkerékre az M_I nyomaték az óramutató járásával ellentétes irányban hatott, amint az 1. és 2. ábra mutatja.



2. ábra. A hajtómű elemire ható nyomatékok és a szögsebességek fogaskerék-hullámhajtómű üzemmódban. a) Lassít, b) gyorsít

1.2. A mért értékek regisztrálása



3. ábra. A generátor elfordulása és a mért értékek regisztrálása fogaskerék-hullámhajtómű üzemmódban. a) Lassít, b) gyorsít

A g generátor 2 gyűrűkerékhez viszonyított elfordulása φ_g . Lassító hullámhajtómű üzemmódban a generátor az óramutató járásával ellentétes irányban, gyorsító hullámhajtómű üzemmódban megegyező irányban forgott. A regisztrálás a generátor forgásirányával ellentétes irányban történt, $\varphi = -\varphi_g$.

1.3. A sugárirányú elmozdulás mérése

A hullámkerék w sugárirányú elmozdulását a fogak mellett, a hullámkerék homlokfelületével párhuzamos síkban mértük, a nyelvből és tapintóból álló mérőeszköz a gyűrűkerékhez volt rögzítve. Az elmozdulást a nyelv két oldalára ragasztott nyúlásmérő bélyegek segítségével a generátor gyűrűkerékhez viszonyított elfordulása függvényében regisztráltuk. A $w=0$ elmozdulást a generátor hullámkerékbe bujtatása előtt jelöltük ki, az egységnyi elmozdulást a deformációs hullám csúcsán a generátor geometriai adatai alapján definiáltuk.

1.4. A görbületi sugár mérése

A vizsgálatok során feltételezzük, hogy a hullámkerék középfelületének megnyúlása elhanyagolhatóan kicsi. A hullámkerék középfelületétől $\frac{h_0}{2}$ távolságra a hullámkerék homlokfelületével párhuzamos síkban a hajlításból eredő fajlagos nyúlás $\varepsilon_\varphi = \varepsilon_\varphi(\varphi_g)$, a görbületi sugár $\rho = \frac{I}{\frac{1}{r_0} + \varepsilon_\varphi(\varphi_g) \frac{h_0}{2}}$.

A görbületi sugár változását a hullámkerék homlokfelületével párhuzamos síkban, a fogak mellett mértük. A nyúlásmérő bélyegek a fogak mellé voltak ragasztva, az r_0 görbületi sugárnak megfelelő szintet a generátor hullámkerékbe bujtatása előtt jelöltük ki, az egységnyi görbületi sugár változást ismert sugarú generátor tárcsával határoztuk meg. A görbületi sugarat a generátor gyűrűkerékhez viszonyított elfordulása közben regisztráltuk.

1.5. A gyűrűkerék fogára ható erő

A gyűrűkerék fogára ható terhelés meghatározásához a gyűrűkeréken egy mérőfogat alakítottunk ki, 1. ábra. A mérőfogat egy vékony nyelv hordozta, oldalára nyúlásmérő bélyegeket ragasztottunk. A fogakra ható terhelést a generátor gyűrűkerékhez viszonyított elfordulása függvényében regisztráltuk. A fogakra ható terhelést a fogakra ható terhelés eloszlása, a kapcsolódásban részt vevő fogak száma, és a gyűrűkerékre ható M_I nyomaték ismeretében határoztuk meg.

2. A MÉRT ÉRTÉKEK

A mért értékeket az 1. és 2. táblázat tartalmazza. Az 1. táblázatban a bal oldali oszlop fogaskerék-hullámhajtómű üzemmódban lassító ($g \rightarrow I$), a jobb oldali oszlop a gyorsító üzemmódban ($I \rightarrow g$) mért értékeket mutatja. A hullámkerékre az a) és b) ábrán látható esetben $M_I = 0Nm, 200Nm, 400Nm, 600Nm$ és $800Nm$ nyomaték, a c) esetben $M_I = 0Nm, 200Nm, 400Nm$ és $600Nm$, a d) esetben $M_I = 0Nm, 200Nm, 400Nm$, az e) és f) esetben $M_I = 600Nm$ hatott. Az a) és b) ábrán a hullámkerék fogazat mellett a gyűrűkerékhez viszonyítva mért w sugárirányú elmozdulás, a c) és d) ábrán a hullámkerék fogazat mellett ρ

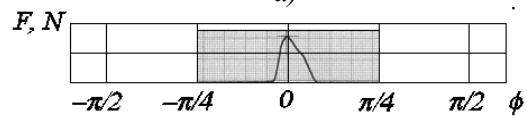
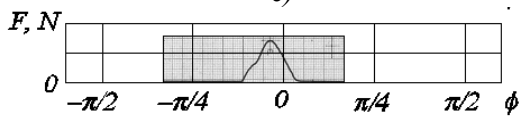
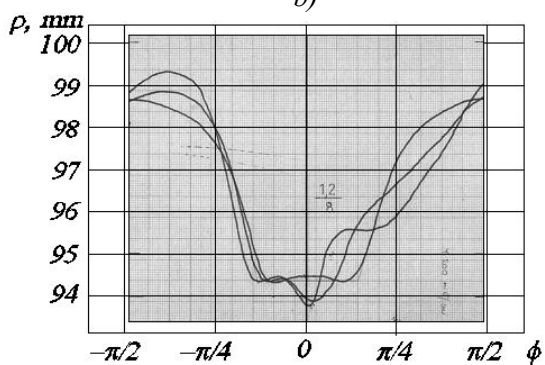
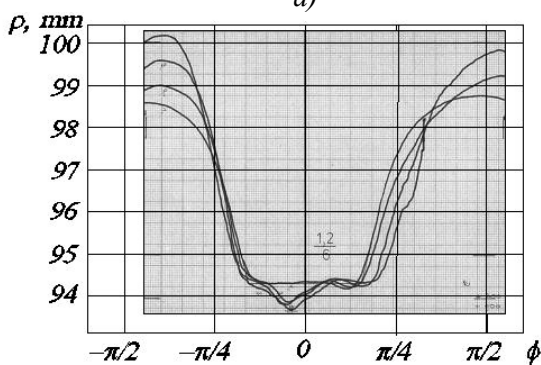
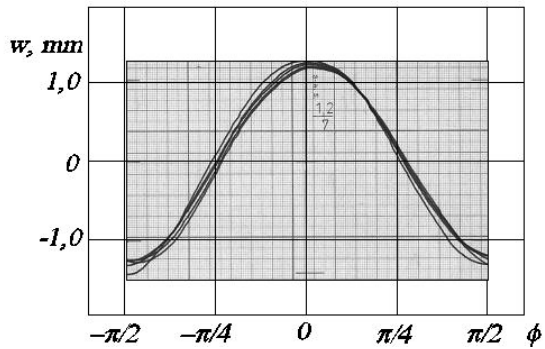
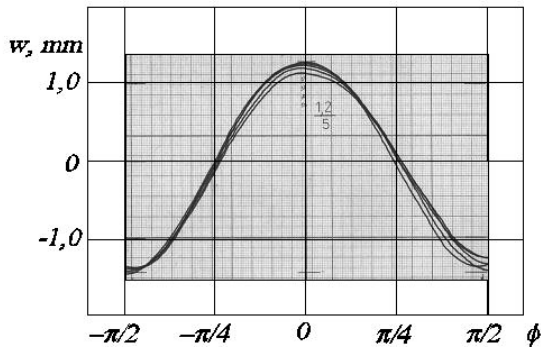
görbületi sugara, a d) és e) ábrán a gyűrűkerék

fogára ható F erő van ábrázolva.

1. táblázat.

Fogaskerék-hajtómű üzemmód, $1 \rightarrow 2$

Fogaskerék-hajtómű üzemmód, $2 \rightarrow 1$



e)

f)

A hullámkerék görbületi ρ sugara, w sugárirányú elmozdulás és a gyűrűkerék fogára ható F erő mért értéke. A jellemző méretek: $z_1=190$, $x_1=4,555$, $z_2=192$, $x_2=4,958$, $D=191,7\text{mm}$, $w_0=1,2\text{mm}$, $e=3,9\text{mm}$, $d_1=186,3\text{mm}$ $\beta=34,757^\circ$

3. KÖVETKEZTETÉSEK

A mérések eredményei könnyebben érthetők és magyarázhatóak, ha a hajtóművet fogaskerék-hajtómű üzemmódban, a fogaskerékpár generátorhoz viszonyított mozgása közben vizsgáljuk. A 2. ábrán látható M_g , M_1 és M_2 nyomatékok iránya a vonatkozási rendszertől független.

Fogaskerék-hajtómű üzemmódban az 1. táblázat bal oldali oszlopába az $1 \rightarrow 2$, a jobb oldali oszlopba a $2 \rightarrow 1$ hajtás iránynak megfelelő regisztrátumok kerültek. $1 \rightarrow 2$ esetben a fogaskerékpár a hullámkerék homloka felől nézve az óramutató járásával ellentétes irányban mozog, a hullámkerék fogai a hullám jobb oldalán hatolnak a gyűrűkerék fogárába és onnan a hullám bal oldalán távoznak. $2 \rightarrow 1$ esetben a hullámkerék fogainak a hullám bal

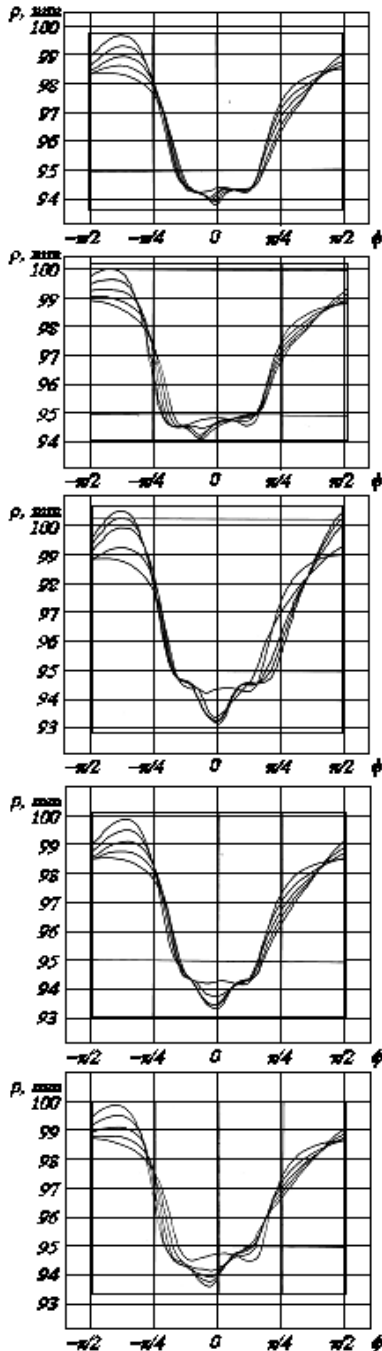
oldalán bújnak a gyűrűkerék fogárába, és a jobb oldalon távoznak.

a) Az 1. táblázat első sora a hullámkerék gyűrűkerékhez viszonyított sugárirányú mozgását mutatja. Látható, hogy a deformációs hullám a gyűrűkeréktől sugárirányban távolodik, a hullám nagysága kis mértékben csökken. A változás hatására csökken a hullámkerék és a gyűrűkerék közös fogmagassága.

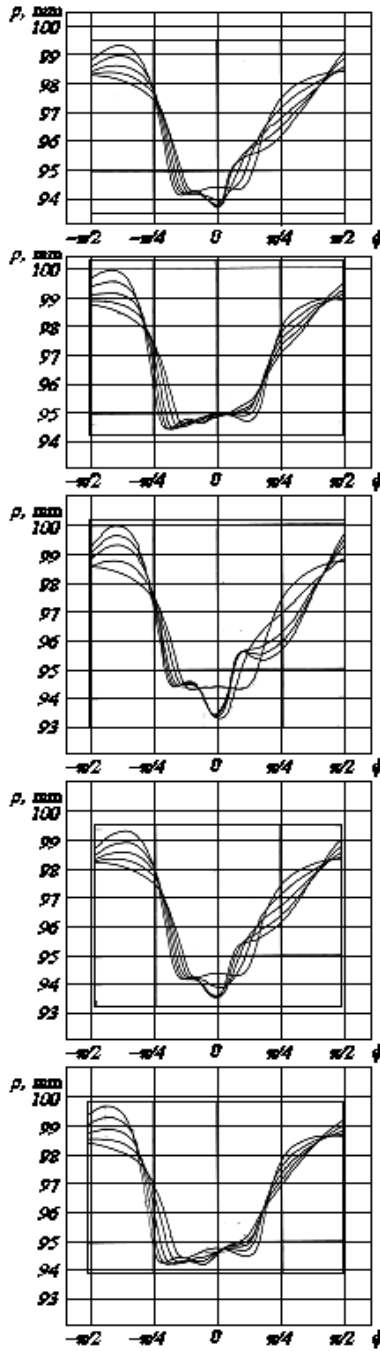
d) A második sorban a görbületi sugár változása látható. $M_1=0\text{Nm}$ esetben a hullámkerék 2β szöghöz tartozó íven a tárcsához simul, görbületi sugarának mért értéke mindkét esetben jó közelítéssel állandó.

2. táblázat
Adatok

Fogaskerék-hajtómű
üzem módban $1 \rightarrow 2$



Fogaskerék-hajtómű
üzem módban $2 \rightarrow 1$



$z_1 = 190, x_1 = 4,555$
 $z_2 = 192, x_2 = 4,958$
 $D = 191,7 \text{ mm}, w_0 = 1,1 \text{ mm}$
 $e = 3,9 \text{ mm}, d_t = 186,1 \text{ mm}$
 $\beta = 24,811^\circ$

$z_1 = 190, x_1 = 4,555$
 $z_2 = 192, x_2 = 4,958$
 $D = 191,5 \text{ mm}, w_0 = 1,2 \text{ mm}$
 $e = 3,4 \text{ mm}, d_t = 186,9 \text{ mm}$
 $\beta = 42,53^\circ$

$z_1 = 190, x_1 = 4,555$
 $z_2 = 192, x_2 = 5,098$
 $D = 191,7 \text{ mm}, w_0 = 1,2 \text{ mm}$
 $e = 3,9 \text{ mm}, d_t = 186,3 \text{ mm}$
 $\beta = 34,757^\circ$

$z_1 = 190, x_1 = 4,555$
 $z_2 = 192, x_2 = 5,098$
 $D = 191,7 \text{ mm}, w_0 = 1,2 \text{ mm}$
 $e = 3,9 \text{ mm}, d_t = 186,1 \text{ mm}$
 $\beta = 24,811^\circ$

$z_1 = 190, x_1 = 4,555$
 $z_2 = 192, x_2 = 5,098$
 $D = 191,5 \text{ mm}, w_0 = 1,1 \text{ mm}$
 $e = 3,4 \text{ mm}, d_t = 186,9 \text{ mm}$
 $\beta = 42,53^\circ$

c) Ha $M_1 > 0$, az $1 \rightarrow 2$ és $2 \rightarrow 1$ esetben a görbületi sugarak jellemzően eltérnek egymástól. $1 \rightarrow 2$ esetben a hullámkerék két szakaszon simul a tárcsához, középen a görbületi sugár változása miatt a hullámkerék elválk a tárcsától.

d) $M_1 > 0$ és $2 \rightarrow 1$ esetben a generátor csak a hullám bal oldalán, a hullámkerék fogainak a gyűrűkerék fogárkába bújásának szakaszán

támasztja a hullámkeréket. A hullám csúcán a hullámkerék a tárcsától elválk, görbületi sugara csökken, majd megnő és hullámkerék fogainak a gyűrűkerék fogárkába kimenetének szakaszán közel állandó görbületi sugarú szakasz következik.

e) Az 1. táblázat 3. sora a gyűrűkerék fogára ható erő változását mutatja. Az egy időben kapcsolódó fogak száma a terhelés függvényében nő, a táblázatban az

$M_1 = 600Nm$ nyomatéknak megfelelő állapot látható. Az egy időben kapcsolódó fogak száma és a legnagyobb fogerő a hajtás irányától függetlenül közel azonos, a kapcsolódó fogakra ható erő változása is hasonló.

f) Ha $M_1 > 0$, $1 \rightarrow 2$ és $2 \rightarrow 1$ esetben a hullámkerék alakváltozásáról könnyen értelmezhető és értékelhető következtetések levonására a görbületi sugár az alkalmas jellemző.

A 2. táblázatban az 1. táblázat 2. sorában látható görbületi sugarak bemutatása folytatódik. A hullámkereket változatlanul hagyva az excentert, a tárcsát és a gyűrűkereket cseréltük. Az excenter (az e excentricitás) és a tárcsa (d_t tárcsaátmérő) cserélésével változtattuk a hullám nagyságára jellemző w_0 elmozdulást ($w_0 = 1,1mm$, $w_0 = 1,2mm$) és a hullámkerék tárcsához simulására jellemző β szöget ($\beta = 24,811^\circ$, $\beta = 34,757^\circ$, $\beta = 42,53^\circ$).

j) A 2. táblázat első, harmadik és negyedik sora a $1 \rightarrow 2$ és $2 \rightarrow 1$ esetben a görbületi sugár 1. táblázatban látotthoz hasonló változást mutat. $1 \rightarrow 2$ hajtásirány esetén a hullámkerék tárcsához simulás ívének nagysága nem változik, de a fogak kapcsolódásának környezetében a görbületi sugár csökken, és a hullámkerék a tárcsától elválik. $2 \rightarrow 1$ esetben a tárcsa csak a hullám bal oldalán támasztja a hullámkereket, a hullám jobb oldalán a hullámkerék a tárcsától elválik.

k) A 2. táblázat második és ötödik sorában $1 \rightarrow 2$ esetben a görbületi sugár változása az 1. és 2. táblázatban látható változáshoz hasonló.

l) Az ötödik sorban $M_1 = 0Nm$ és $2 \rightarrow 1$ esetben a hullámkerék $2\beta = 85,06^\circ$ szöghöz tartozó íven simul a tárcsához. $M_1 > 0$ esetben a tárcsa korlátozza a hullámkerék terhelés hatására bekövetkező alakváltozását.

m) A generátort és a hullámkereket változatlanul hagyva a vizsgálatokat nagyobb oldalirányú foghézagot biztosító gyűrűkerékkel is elvégeztük. Az 1. táblázat 2. sorában, valamint a 2. táblázat 1. és 2. sorában látható értékeket a 2. táblázat 3., 4. és 5. sorában

látható értékekkel összehasonlítva mondhatjuk, hogy az oldalirányú foghézag hatása a hullámkerék alakjára gyakorolt hatása csekély.

4. ÖSSZEFOGLALÁS

A cikkben a szerzők egy fogaskerék-hullámhajtómű homlokfelülete mellett mért sugárirányú elmozdulás, görbületi sugár, a gyűrűkerék fogára ható erő, a hajtómű geometriai adatai és terhelése közötti kapcsolatot vizsgálták. A mért értékek lehetőséget biztosítottak az elméleti számítások ellenőrzésére és a konstrukciós következtetések levonására.

FELHASZNÁLT IRODALOM

- [1] Musser C.W.: Elastic-Body Mechanics. Machine Design. 1961. No. 6. 150-156 p.
- [2] Péter József: Fogazott hullámhajtómű kapcsolódásának vizsgálata. (a Miskolci Műszaki Egyetemen elfogadott egyetemi doktori értekezés). 1981. 174 p.
- [3] Péter József: Fogaskerék-hullámhajtómű és tengelykapcsoló kapcsolódásának vizsgálata. (az MTA Tudományos Minősítő Bizottsága által elfogadott kandidátusi értekezés). 1992. 111 p.
- [4] Péter József, Németh Géza: Fogaskerék-hullámhajtómű laboratóriumi vizsgálata I. Gép, 2011. (megjelenés alatt)
- [5] Terplán Zénó, Apró Ferenc, Antal Miklós, Döbröczöni Ádám: Fogaskerék-bolygóművek. Műszaki Könyvkiadó. Budapest, 1979. 258 p.
- [6] Suvalov Sz. A., Volkov A. D.: Deformacija gibkogo zubcsatogo kolesza dvumja diszkami. Izv. vuz. Mas. 1971. No 10. 44/49 p.
- [7] US Pat. 2906143, 1959.
- [8] US Pat. 2931248, 1959.

A bemutatott kutató munka a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt részeként az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg.

This research was carried out as part of the TAMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 project with support by the European Union, co-financed by the European Social Fund.

HATTENGELYES SZÖGHAJTÓMŰ FEJLESZTÉSE

DEVELOPEMENT OF BEVEL GEARBOX WITH SIX AXES

Pintér Ervin doktorandusz, Dr. Kátai László Ph.D., Dr. Szabó István Ph.D., Dr. Szabó Ervin Szent István Egyetem, Gépészmérnöki Kar

ABSTRACT

The objective of this paper is to design six axes gearbox with bevel gear. One axis is driven and it drives the other five axes through bevel gears. Mass reduction and rigid construction were important design requirements of the gear housing.

A new method was introduced into the development process. We applied classical analytical and also modern numerical methods, at the calculation of the bevel gears.

We determined the mechanical models and solved it.

1. BEVEZETÉS

A 21. században felgyorsult a fejlődés a tudományok, a társadalom, az ipar minden területén. Az iparban tevékenykedők igényei folyamatosan változnak, és főleg folyamatosan bővülnek.

A műszaki tudományokban és az iparban is az utóbbi 25 évben eddig nem látott mértékű fejlődés volt tapasztalható.

A kutatásaink alapján a 21. századi hajtóműveknek a következő feltételeknek kell eleget tennie:

- szinergikus gondolkodásmód,
- számítógéppel segített technológiák, CAx technológiák alkalmazása
- legújabb csapágyazási megoldások alkalmazása
- minimális anyagfelhasználás
- kompakt felépítés
- gazdaságos gyártásmódok alkalmazása

1.1. Fejlesztési célok

A mezőgazdaságban jelenlevő korszerű szemestakarmány tároló silók és szárítótornyok megkövetelik az egyre összetettebb kialakítású csigás takarmányszállító rendszerek tervezését és kivitelezését, melyek meghajtása leggyakrabban nagy teljesítményű elektromos motorral történik.

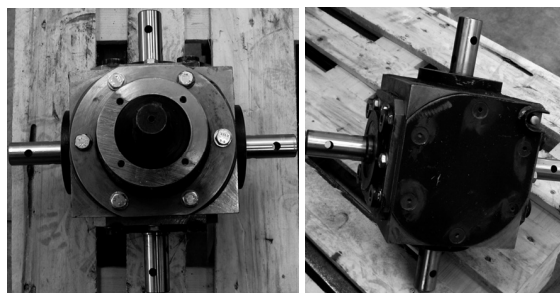
Szárítótornyok esetében fontos a száraz takarmányt a lehető leggyorsabban kitermelni több csigán keresztül.

Annak érdekében, hogy egy elektromos motorral több szemestakarmány szállító csigát lehessen hajtani, szükség van több kihajtó tengellyel rendelkező szöghajtóművek alkalmazására.

A célunk egy olyan hattengelyes szöghajtómű fejlesztése volt, amelynél egy tengelyen történik a behajtás, öt tengelyen történik a kihajtás, továbbá a kihajtó tengelyek azonos fordulatszámúak legyenek. Ez lényeges momentum volt, hiszen a külföldi hajtóműgyártók nem minden esetben tudják szöghajtóművön a 4 vagy 5 kihajtó tengelyen az azonos fordulatszám megvalósítását biztosítani, még ma sem.

1.2. Tervezési paraméterek

A tervezés kezdetekor csupán négy fő szempont volt megadva számunkra. Ezen paraméterek a bemenő teljesítmény, a kimenő tengelyek átmérője, a hajtóműház anyaga, valamint hat tengely alkalmazhatósága. Célunk az 1. ábrán látható öttengelyes hajtómű tovább fejlesztése volt.



1. ábra Öttengelyes hajtómű

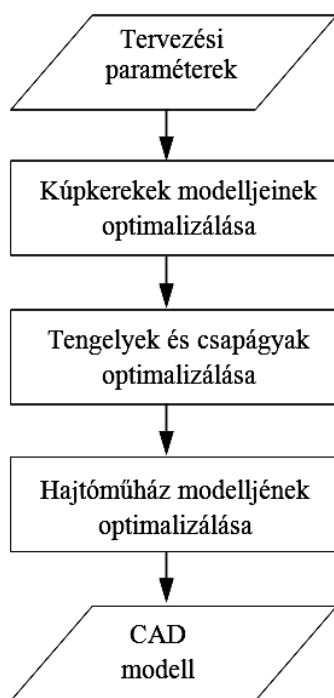
A hajtómű hajtására egy 37 kW teljesítményű nyolcpólusú elektromos motor szolgált, amelynek fordulatszáma $750 \frac{1}{\text{min}}$. A kimenő tengelyek esetén tekintettel kellett lenni arra, hogy a tengelyek átmérője 40 mm legyen.

A hajtóműház anyaga legyen alumínium, a megfelelő rezgéscsillapítás miatt. A háznak ezen kívül könnyűnek, merevnek és minimális megmunkálási igényűnek kellett lennie.

2. A HAJTÓMŰ MECHANIKAI MODELLALKOTÁSÁNAK FOLYAMATA

A hatómű fejlesztésekor a modellalkotás folyamatát [1] három, egymásra épülő optimalizálási folyamatra osztottuk, mint ahogy látható az 2. ábrán.

Az első lépésben felállítottuk a kúpkerék modelljeit, mely modellekre helyeztük a fő hangsúlyt. Erre azért volt szükség, mert optimalizálni kell az egyenletes teljesítmény szétosztást az öt kihajtó tengely felé.



2. ábra Hattengelyes szöghajtómű mechanikai modellalkotásának folyamata

A második lépésben a tengelyek és a csapágyazás modelljeit állítottuk fel, majd a harmadik lépésben valósult meg a hajtóműház modelljének a kialakítása és optimalizálása.

A bemutatott modellalkotási és optimalizálási folyamat végeztével megtervezésre került a hattengelyes szöghajtómű.

2.1. Kúpkerék modelljeinek optimalizálása

Egymást szög alatt metsző két tengely esetében a forgást kúpkerékpárral visszük át [2].

A kúpkerék igen összetett geometriával rendelkezik, valamint adott esetben a mostoha üzemeltetési körülmények (túlterhelés veszély, hosszú karbantartási

intervallum) is megkövetelik a helyes kúpkerék modellek kialakítását. Annak érdekében, hogy a legyártásra kerülő kúpkerékek teljesíteni tudják a tőlük elvártakat.

A kúpkerék modelleinél a méretek meghatározását három módszerrel végeztük el, három lépésben.

Első lépésben megtörtént a kúpkerék előtervezése, amelyet analitikusan végeztük el egyszerűsített modellek felhasználásával.

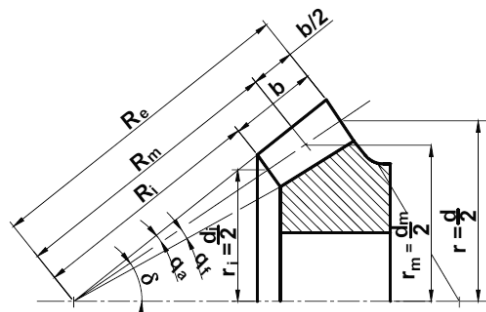
A második lépésben meghatároztuk a kúpkerék pontos méreteit, numerikus módszerekkel, a MITCalc nevű mérnöki program alkalmazásával.

A harmadik lépésben a méretek ellenőrzését elvégeztük numerikusan, a Solid Edge tervezői programcsomag felhasználásával, amely CAD programmal elkészültek az optimalizált kúpkerék.

2.1.1. Kúpkerék méretek előtervezése

Az első lépésben elvégeztük analitikusan a kúpkerék paramétereinek a meghatározását.

A kúpkerék paramétereinek (3. ábra) kiszámítására már léteznek elfogadott, bevált, régóta alkalmazott analitikus modellek. Mi az egyetemek között egységesen elfogadott Gépelemek könyvben bemutatott módszert [3] alkalmaztuk.



3. ábra Kúpkerék fő paramétere [4]

2.1.2. Numerikus módszerek alkalmazása a kúpkerék paramétereinek a meghatározásához és azok ellenőrzéséhez

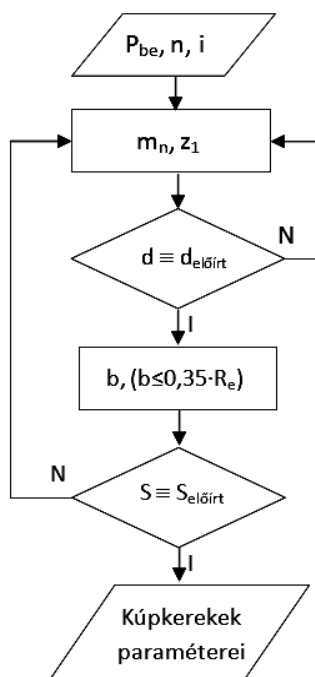
A kúpkerék szilárdsági számításainál jó közelítésként feltételezzük, hogy a terhelések mértéke a foghossz mentén állandó (a valóságban ezek az csúcspont irányában csökkennek) és az így egyenletesen megoszló tekintett terhelést a fogközépen ható, az átvitt teljesítményből, illetve a kerületi erőből számítható koncentrált erővel helyettesíthetjük [5].

A kúpkerék fogak szilárdsági méretezésén túlmenően a felszíni szilárdságra történő ellenőrzés elvégzése is elengedhetetlen, a

lehető legnagyobb üzembiztonság és élettartam elérése érdekében.

A kúpkerék pontos paramétereinek a meghatározását numerikus módon végeztük el. A számítások a MITCalc nevű programban történtek. A MITCalc használatához elengedhetetlen egy a már a számítógépre feltelepített táblázatkezelő (EXCEL) program.

A kúpkerék paraméterek optimalizálásakor, a folyamat felgyorsításának érdekében kidolgozásra került egy optimalizálási algoritmus (4.ábra.) Ezen algoritmus betartásával tapasztalataink alapján kúpkerék esetében az optimalizálásra fordított idő jelentősen lecsökkent.



4. ábra Kúpkerék paraméterek optimalizálásának folyamata MITCalc-ban

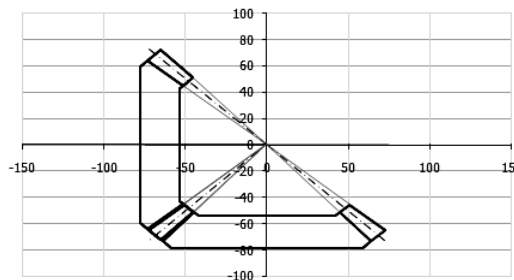
A pontos analitikus számítási modellek esetén az optimalizálási folyamat egy kúpkerék esetében több órába is telt, addig ma már 4. ábrán bemutatott algoritmus alkalmazásával ezen folyamat elvégezhető 15 percre csökkent.

Az optimalizálás során az első lépés a bemenő teljesítmény (P_{be}), fordulatszám (n), az áttétel (i) és a pár anyagának megadása. Ezt követően be kell írni a programba a modul értékét (m_n) és a meghajtó kúpfogaskerék fogsámát (z_1).

A program kiszámolja a osztókör átmérő (d) nagyságát, ha annak mérete meghaladja a hajtóműház méretétől függő előírt osztókörátvérőt ($d_{előirt}$), akkor meg kell változtatni a modul (m_n) és a meghajtó kúpfogaskerék fogsámát (z_1).

A következő lépésben a foghossz (b) meghatározása és betáplálása, melynek értéke célszerűen az osztókúp hossz 33%-a lehet [6]. Ezt követően ellenőrizni kell a biztonsági tényező értékeit. Abban az esetben, ha valamely biztonsági tényező értéke nem haladja meg az előírt paramétert, akkor meg kell változtatni a modult (m_n) és a meghajtó kúpfogaskerék fogsámát (z_1) és a foghosszát.

Az optimalizálási folyamat eredményeként a kúpfogaskerék paramétereit kapjuk meg táblázat formájában és ezt követően kirajzolódik a végleges modell 5. ábra.

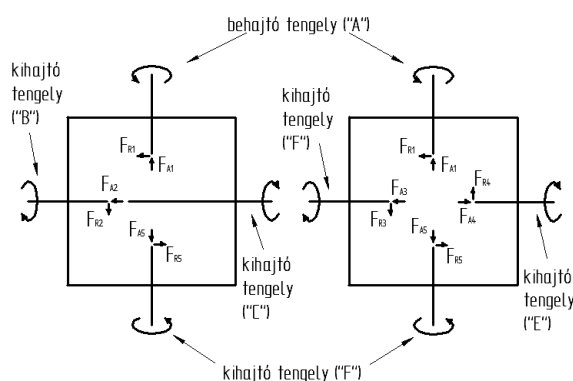


5. ábra Az optimalizálási folyamat eredménye a kúpkerék pár végleges modellje

A MITCalc-ban meghatározott kúpfogaskerék paramétereit ellenőriztük a Solid Edge mérnöki programcsomaggal. A MITCalc-ban kapott eredmények pontosabbak voltak, mint az ellenőrzésre használt mérnöki program-csomagban kiszámoltatott eredmények. Ezt figyelembe véve a fejlesztési folyamat további szakaszaiban az ellenőrzést mellőztük.

2.2. A tengelyek és csapágycsoporthoz tartozó optimalizálása

A terhelési modell 6. ábra megalkotása után lehetővé vált a tengelyek méretezése és a csapágycsoporthoz tartozó kiválasztása.



6. ábra Terhelési modell

A tengelyek vizsgálatakor, azok makroszkopikus tönkremenetelének elemzését végezzük el.

A makroszkopikus tönkrementel a legszélesebben elterjedt és a homogén anyagmodell alkalmazásával, valamint ismereteink hiányos voltával egybevágó az anyag tönkrementel makroszkopikus meghatározása [1].

A tengelyre csavarás és hajlítás hat, ezt figyelembe véve történt a méretezés.

A hajtómű konstrukció szempontjából fontos, hogy a tengely maximum 40 mm átmérőjű legyen. Ezen előírt feltételeknek 17Cr3-as anyag felelt meg.

A csapágyak kiválasztásánál a főhangsúly 15 ezer órás élettartam volt, a hosszú karbantartási intervallumok miatt. Ezért a csapágyak kiválasztásakor az élettartam ellenőrzésére alkalmaztuk a hagyományos (1) – és a bővített élettartam formulát (2) egyaránt :

$$L_n = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L_{10} \quad (1)$$

$$L_{na} = a_1 \cdot a_{23} \cdot L_n \quad (2)$$

ahol a_1 az élettartam-valószínűségi tényező, a_{23} az anyag és üzemeltetési körülmények hatását kifejező tényező.

2.3. Hajtóműház modelljének optimalizálása

A hajtóműháznak a lehető legmerevebbnek kell lennie. Ezért méretezések az alakváltozásra történő méretezést végezzük el. Az alakváltozásra történő méretezés során a tönkrementel itt nem valódi "tönkrementel", törés, hanem a szerkezet használhatóságának korlátozását, vagy lehetetlenné válását jelenti.

A ház anyaga alumínium öntvény. Hajtóműveken kívül sport autók fékberendezései is ma már öntött alumínium házzal készülnek [7].

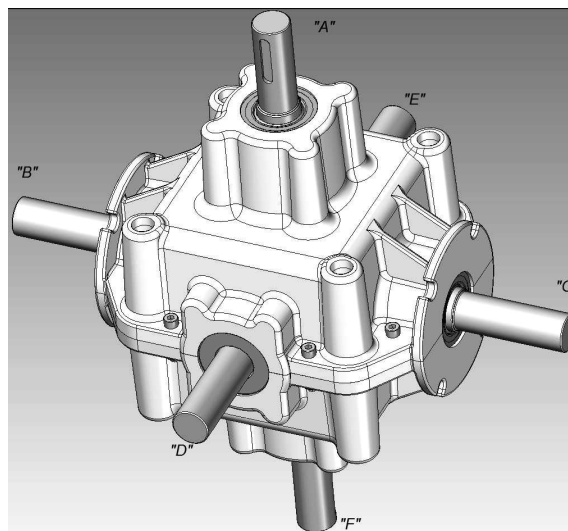
3. KINEMATIKAI MODELL

A 7. ábrán látható a kifejlesztett hajtómű, melynél a behajtó ("A") tengelyen lévő fogaskerék kapcsolódása a kihajtó tengelyeken ("B", "C", "D", "E", "F") lévő fogaskerekkel.

A kúpkerék között 1:1-es áttétel van, ebből kifolyólag a behajtó tengelyen megjelenő fordulatszámmal forognak a kihajtó tengelyek is, az előírtak szerint.

A behajtó ("A") tengelyen levő két kúpkerék közvetlen érintkezik a négy oldalsó kihajtó ("B", "C", "D", "E") tengelyek kúpkerékével.

Az alul lévő kihajtó ("F") tengely meghajtása pedig közvetve történik a ("B", "C") kihajtó tengelyén lévő fogaskerék segítségével.



7. ábra Hattengelyes szöghajtómű CAD modellje

Az alul lévő kihajtó ("F") tengely meghajtása pedig közvetve történik a ("B", "C") kihajtó tengelyén lévő fogaskerék segítségével.

4. KÖVETKEZTETÉSEK

Megtervezésre került egy olyan hattengelyes hajtóművet, amelynél egy tengelyen („A”) történik a behajtás és a többi, vagyis öt („B”, „C”, „D”, „E”, „F”) tengelyen történik a kihajtás.

A fejlesztési folyamat során fő szempont volt még egy új módszer kialakítására a kúpkerék paramétereinek optimalizálási folyamatának felgyorsításának érdekében. Ezen kívül kialakításra került a nagy teljesítmények átadására is alkalmas hattengelyes hajtómű újdonságnak tekinthető kinematikai modellje.

5. IRODALOM

- [1] M. Csizmadia B. és Nándori E.: Modellalkotás, Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest, 2003
- [2] Vörös I.: Gépelemek III, Fogaskerek, második javított kiadás, Tankönyvkiadó, Budapest, 1977
- [3] Szendrő P.: Gépelem, Mezőgazda Kiadó, Budapest, 2007
- [4] Balogh T., Bukovecky Gy., Pozsgai A. és Veres M.: Gépszerkeztan III, Széchenyi István Egyetem, 2006
- [5] <http://sdt.sulinet.hu/Player/Default.aspx?g=81032ea1-68e7-423b-8d0e-bae934b70598&cid=e25f62c5-c048-42a2-95f8-a9bd0b57d22e>
- [6] Zsáry Á.: Gépelemek II, Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest, 1990
- [7] Horvát Á., Csík Z., Jacob S., Patric N., Andó M.: Development of brake caliper for rally-car. Sustainable Construction and Design, 2012

Gabona minőségellenőrző műszer fejlesztése, kisüzemi malomipari technológiák minőségbiztosítására

Development of mobile equipment for milling industry for small plants for rapid test of grain contamination

Polyák Dominika¹, Rádics János Péter¹, Kerényi György¹, Bellus Zoltán², Hamar József³

¹*BME, Gép- és Terméktervezés Tanszék
H-1111 Budapest, Bertalan Lajos u. 1.*

²*VM Mezőgazdasági Gépesítési Intézet
H2100 Gödöllő, Tessedik Sámuel u. 4.*

³*Malomgyártó Kft.
H-7400 Kaposvár, Vasvári Pál u. 1.*

ABSTRACT:

In human nutrition crops play important role, both quantitatively and qualitatively. In preserving health and increasing the biological boundaries of human life healthy diet based on grains rich in dietetic fibre plays important role. The project will focus not only on the development of new products but of new grain quality testing technology. In the course of the project milling machines will be also developed besides a new efficient, mobile quality tester equipment. The results of the project may contribute to a better health status of the population, as researches prove the whole-grain based diets.

1. BEVEZETÉS

Az egészség megőrzésében, az emberi élet biológiai határának növelésében a megfelelő étrend, növényi rostokban gazdag gabonafélék meghatározó szerepet töltenek be. A teljes kiőrlésű gabonákból készült ételek fontos forrásai a tápanyagoknak, valamint a fito-védő anyagoknak, amik hiányos mennyiségben találhatóak az európai emberek étrendjében. Fontos népegészségügyi előnyökkel járhat a jóízű teljes kiőrlésű gabonaételek választékának, valamint elérhetőségének növelése. A tudomány is alátámasztja azokat az egészséggel kapcsolatos állításokat, amelyek a teljes kiőrlésű gabonaételek fontosságára irányulnak, a szívkoszorúér betegség, valamint egyes rák és a 2-es típusú cukorbetegség rizikócsökkentését illetően.

A különböző gabona magvak, így a teljes kiőrlésű gabona is, a helytelen termesztéstechnológia vagy tárolási körülmények következtében akár egészségre ártalmas összetevőket is tartalmazhat.

A problémát a gabona kalászában jelentkező gombafertőzés okozza. A gombáknak egyes fajtái méreganyagot termelnek. A gombafertőzést a legnagyobb technológiai elővigyázatosság mellett sem lehet kizárni. Benne van a termőtalajban és a szél által szállított spórái megfertőzik a kalászokat. A fertőzést azonban kordában lehet tartani illetve a későbbi feldolgozás során ellenőrizni kell a végtermék minőségét. A gombák méreganyaga a betakarítás után, a tárolt gabonán is termelődhet, kiváltképpen nyirkos, vagy nem kellően szigetelt raktárakban.

A 2008–2009-es gabonaszazon az átlagosnál fertőzöttebbnek számított. Ennek eredményeként több hír is beszámolt arról, hogy egymástól függetlenül egy tízéves kisfiú és egy ötéves kislány hormonháztartását borították fel a nem kellően ellenőrzött gabona alapú bio-élelmiszerek. A gombás toxinfertőzések az élelmiszer-biztonsági kockázat mellett jelentős minőség romlást is okoznak.

Célunk olyan gabona feldolgozási technológia kidolgozása, ahol az említett okok folytán gabona fertőzésmentességének ellenőrzése is lehetséges és fontos.

A kifejlesztetni kívánt technológia kiterjed a hagyományos őrlési eljárásokat preferáló, de a teljes kiőrlésű liszt rövidebb eltarthatósága miatt kisebb teljesítményű, könnyen telepíthető, gépek megvalósítására és validálására is.

A kutatás fő célja egy új, hatékony minőségellenőrző berendezés technológiájának kidolgozása, és alapjainak, rendszerének megteremtése.

2. KUTATÁSI MÓDSZEREK

A termények gyors minőség meghatározásában széles körben elterjedt technika a közeli infravörös (near infrared) spektroszkópiai (NIR – reflexió, NIT – transzmissziós) módszerek köre, ahol a vizsgálandó objektumok kémiai és fizikai tulajdonságait hordozó spektrumok mérése néhány másodperc alatt elvégezhető.

A módszer lényege, hogy a vizsgálandó mintát a közeli infravörös sugárzás tartományban, a 750 és 1400 nm közötti hullámhossz tartományban vizsgáljuk. A mintát az adott tartományban sugárzó fényforrással világítjuk meg. A mintán haladó, vagy a mintáról visszaverődő sugárzást érzékelve a minta molekuláris tulajdonságai vizsgálhatók. A vizsgált anyagösszetétel a kémiai kötésektől függően az adott hullámszámú elektromágneses sugárzást elnyeli és ennek függvényében a spektrumban abszorpciós sávok jelennek meg. A rögzített spektrum a transzmittanciát vagy az abszorpanciát ábrázolja a hullámhossz függvényében. A közeli infravörös tartományban többnyire halogén lámpát és szilícium (Si) alapú detektorokat, indium-gallium-arszenid (InGaAs) vagy ólom-szulfid (PbS) detektorokat használhatók.

A NIR spektroszkópia alapú gyorsvizsgálat alkalmazásával a búza minősége gyorsan meghatározható. A nagy gyakoriságú mérés pedig lehetővé teszi a minőség és terveink szerint a fertőzöttség kimutatásának nagy sebességű monitorozását.

A technológia korábban csak őrölt minták esetében volt alkalmas a releváns minőségi adatot predikciójára, azonban napjainkban már széles körben alkalmazottak azok a rendszerek, melyek búzaszemminták elemzését teszik lehetővé.

A megfelelő érzékelési tartománnyal és spektrális felbontással rendelkező NIR tartományú spektroszkópiai rendszer potenciálisan alkalmas eszköz, hogy a fusarium és egyéb gombás fertőzés hatására a búzaszemben bekövetkező kémiai, fizikai és fiziológiai változások és anomáliák következtében megváltozó spektrális tulajdonságokat kimutassa.

A spektroszkópiai és referencia adatok megfelelő szűrése után a kalibrációs összefüggések vizsgálata alapján statisztikailag igazolt kapcsolat definiálható a fusarium fertőzés mértéke és a fertőzésre jellemző spektrális

tartomány kvantitatív elváltozása között. A módszer magában hordozza a különböző fusarium fajok spektrális tulajdonságok alapján történő azonosításának lehetőségét is.

A kutatás során laboratóriumi körülmények között végzett mesterségesen fertőzött búzaminintákat vizsgálunk NIR tartományban dolgozó spektrométerrel. A minták ismert mértékben és meghatározott fusarium fajjal vannak fertőzve, mely lehetőség biztosít mind a fertőzés mértékére, mind pedig a fertőzés fajtára irányuló szenzitív hullámhossztartományok és spektrális jellemzők azonosítására.

Az alapvető összefüggéseket a megfelelően automatizált érzékelő és végrehajtó rendszerbe illesztve megoldhatóvá válik a nagy mennyiségű termény egészségügyi szűrése, illetve a fusarium-al fertőzött búzaszemek kiválogatása, osztályozása.

3. TECHNOLÓGIA FEJLESZTÉS

Az ellenőrző eljárások kidolgozása mellett szükséges olyan malomipari gépek fejlesztését elvégeznünk, amelyek a piacon hiánypótló módon alkalmasak kisüzemi (40-100kg/óra) keretek között, a felhasználásra szánt teljes kiőrlésű lisztek előállítására.

3.1. HÁNTOLÓ BERENDEZÉS

Hántoló - szelelő - rostagép kialakítása egységesen összekapcsolható gépcsaldként és külön-külön is használható működtethető berendezésként való fejlesztése szerepel elsőként az alap technológia fejlesztési lehetőségeit felsoroló kitűzött célok között. Ilyen jellegű berendezés sem a hazai, sem pedig a nemzetközi gyakorlatban sem lelhető fel.

3.1.1. HÁNTOLÓ BERENDEZÉS

Kialakítását úgy kívánjuk megoldani, hogy különböző típusú gabonaféle szemekhez egyaránt alkalmas legyen. A magok hántolását a berendezés úgy végezné, hogy semmilyen alkatrészt, adaptert ne kelljen cserélni a berendezésen, lehetőség szerint az alkalmazott kutatás során meghatároznánk azokat a technológiai paramétereket, amelyek segítségével, a gép beállításainak módosításával történhet meg az átállítás különböző terményekre. A hántoló berendezés alkalmazhatóságának ki kell terjednie árpa, búza, zab, tönkölybúza, köles, napraforgó és rizs szemek hántolására is. Hántoló berendezések között még olyan nincs a piacon amely mindenféle adapter csere nélkül képes a különböző féle szemek maghéjának

eltávolítására, hántolására. Külön kiemelt szempont az egyszerű kezelhetőség, szabályozhatóság.

3.1.2. SZELELŐ

A lehántolt héjat és a magot a technológiai folyamat következő lépéseként fajsúly alapján kell szétválasztani. Alapkövetelmények a megfelelő szabályozhatóság és a hántolóhoz való egyszerű illeszthetőség. Ezek a paraméterek a fejlesztés során elvégzett mérések, és tesztek segítségével alakíthatók ki. A különféle magokhoz tartozó munkaparaméterek főként a szabályozható légáram sebességével és irányával jellemezhetők.

3.1.3. ROSTA

A lehántolt magvak azonos fajsúlyú részeinek szétválogatására alkalmas berendezés. A rosta lemezeit magtípusoktól függően cserélni kell, hogy méret szerint megfelelően szétválogassa a magokat. A lemezek egyszerű cserélhetősége biztosítja a gyors átállást a különböző termények között.

A hántoló-szelelő-rosta gépcsalád egyes gépei külön-külön és egybekapcsolva is üzemeltethetők lesznek. Nagyon egyszerű, gyors összekapcsolhatóság megoldására törekszünk. Valamennyi gép esetében 220V feszültségű elektromos motor kerül beépítésre amely biztosítja a házi, vagy kisüzemben való használhatóságot.

3.1.4. KÖZÜZEMI KISMALMOK

Jelenleg nem található a piacon 40-100 kg/óra kapacitású kismalom, amely kisebb pékségek, cukrászatok, óvodák, egészségügyi intézmények, kisebb gazdaságok malmi igényeit kielégítené. A teljes kiőrlésű gabonák iránt egyre nagyobb a kereslet és ezen belül is a friss őrlés kerül előtérbe az egészséges táplálkozás során.

Korrózióálló acélházas kivitelben kerül fejlesztésre az óránként 20-40 kg közötti teljesítményre képes őrlőköves malom. A malom anyaga a HACCP előírásainak is megfelel. Szükséges a megfelelő őrlőkö tervezése és gyártása is, mivel a jelenlegi gyakorlatban ez a technológia nincs a piacon. A korábban alkalmazott vízszintes elhelyezett őrlőkövekkel szemben, az őrlőköveket függőleges helyzetben - vízszintes tengelyre elhelyezve – szerelnénk fel, amennyiben a fejlesztés során a mérési eredmények bizonyítják elképzeléseinket.

4. EREDMÉNYEK, TOVÁBBI CÉLKITŰZÉSEK

A kutatás első lépéseként szakirodalom kutatást végeztünk, amely célja egyrészt a hántolás témakörében végzett kutatások módszertanának feltárása, másrészt az eredmények összesítése. A feltárt korábbi kutatások tapasztalatait elemezve választ kaphatunk arra, hogy a kutatóintézetek által végzett korábbi kutatások milyen problémákra adtak választ, illetve melyek azok a területek, amelyeket nem kell vizsgálnunk a hántolás összefüggéseinek elemzése során. A szakirodalom kutatás további célja, hogy feltárjuk azokat az élő és lejárt szabadalmakat, amelyek segítségével a védett konstrukciós megoldások és működési elvek áttekinthetők. A szabadalomkutatás segítségével ki kell zárunk egyes konstrukciós lehetőségeket, amelyek szabadalmi védettsége miatt, a projektben megvalósuló végleges hántoló megoldásnak eltérő elven kell működnie.

4.1. GYAKORLATI TAPASZTALATOK ÖSSZEGYŰJTÉSE

A téma megalapozására felkerestünk olyan malomipari cégeket, ahol a hántolás szerepel a technológiai sorban. A tapasztalatok összegyűjtését a lehetséges mértékben el kell végezni, fel kell térképezni a jelenlegi általános gyakorlatban használt és a nagyüzemi gyakorlatban nem fellelhető technológiákat is:

- köves hántolás
- ütköztetési hántolás
- rostás koptatás

A kutatásnak ki kell térnie a szakirodalomban megtalálható, gyakorlatban alkalmazott megoldások összegyűjtésére és rendszerezésére is. Ezen konstrukciós megoldások vagy működési elvek elemzése megalapozhatja a kutatások egyes részfeladatait, az egyes konstrukciók ismert hátrányainak elkerülésére szolgáló megoldások felderítésével. Az ismert és/vagy alkalmazott technológiák és berendezések összefoglalásának, a kutatás-fejlesztési projekt jellege miatt, ki kell térnie azon megoldások elemzésére is, amelyeket a jelenlegi nagyipari gyakorlatban már nem alkalmaznak. Az áttekintésnél szem előtt kell tartani, hogy a projekt keretében létrejövő eljárás, a jelenlegi gyakorlatban alkalmazottnál kisebb volumenű élelmiszer alapanyag előállítását célozza meg, ezért olyan megoldások is látókörbe kerülhetnek, amelyeket a jelenlegi gyakorlatban nem alkalmaznak.

4.2. HÁNTOLÁSI TECHNOLOGIAI PARAMÉTEREINEK FELTÁRÁSA

Meghatározzuk a függőleges tengely körül változtatható szögsebességgel forgó, egyenes (radiális, vagy a sugárirányához képest szöggel hajló), vagy íves bordákkal ellátott tárcsára, vagy speciális lapátokkal ellátott kerékre a forgástengely mentén adagolt anyagalmaz és összetevői mozgásviszonyát. Meghatározzuk a tárcsáról (kerékről) a tehetetlenségi erők (centrifugális és Coriolis) hatására a tárcsa (kerék) síkjában nagy sebességgel le(ki)repülő halmazalkotók mozgásviszonyait és kinetikai energiáját. Megállapítjuk a tárcsát (keréket) körülvevő, a forgástengellyel közös tengelyű palástfelületen az ütközés következtében a maghéj- és a magbelső szétválasztására fordítódó, valamint a magrészek visszapatannását biztosító kinetikai energia nagyságát és megoszlását. A palástfelület ütközési szögének megválasztásával (pl. kúpfelület esetén 0° -nál hengerről beszélhetünk) szabályozzuk a visszapatannás irányát a célból, hogy a szétválasztott magrészek a röpítő tárcsára (kerékre) ne kerüljenek vissza.

4.3. KÍSÉRLETI GÉPEK VIZSGÁLATA

A kísérleti jellegű gépek egyszerűsített funkcionális vizsgálata alkalmával meggyőződünk azok rendeltetésszerű működéséről, az egyes működési és beállítási funkciók megfelelőségéről. Laboratóriumi vizsgálatokkal meghatározzuk a gépek munkaminőségi, teljesítőképességi és energiafelvételi jellemzőit.

A vizsgálati eredményekről funkcionális hibafeltárást és kiértékelést tartalmazó vizsgálati jelentés készül.

4.4. PROTOTÍPUS GÉPEK VIZSGÁLATA

A prototípus jellegű gépek részletes funkcionális vizsgálata alkalmával meggyőződünk azok rendeltetésszerű működéséről, az egyes működési és beállítási funkciók megfelelőségéről. Laboratóriumi és felhasználási körülményekre alapozott vizsgálatokkal meghatározzuk a gépek munkaminőségi, teljesítőképességi és energia felvételi jellemzőit. Az őrlő berendezések műszaki és technológia paramétereinek, valamint az őrlendő anyagok fizikai tulajdonságainak ismeretében mérésekkel meghatározzuk az egyes műveletek legfontosabb jellemzőit.

5. EREDMÉNYEK

A nagyüzemi malomipari technológiák kifejlesztésének célja a hatékonyság, a termelékenység és a végtermék eltarthatóságának növelése volt. Így háttérbe szorultak azok az irányelvek, amelyek az egészség megőrzését, az emberi élet biológiai határának növelését tartották szem előtt a feldolgozás során.

A táplálkozási szokásokban folyamatosan megfigyelhető változások miatt felmerült az igény a hagyományos malomipari technológiák előtérbe helyezésére. A különböző gabonamagvak kisüzemi hántolása és őrlése jelenleg nem megoldott, pedig a hagyományos malomipari technológia indokolja ezt az igényt, tekintettel arra, hogy a hagyományos technológiákkal előállított lisztféleségek rövidebb eltarthatósági idővel rendelkeznek.

A kisüzemi felhasználás igényei megteremtik a lehetőséget a hagyományos formájában gyakorlatilag feledésbe merült gabona hántolási technológiák újraélesztésére is.

A csapadékosabb években tapasztalható magasabb gombafertőzöttség okozta kedvezőtlen élettani hatások elkerülése, csak a feldolgozás előtti gyors és pontos vizsgálatok segítségével biztosítható.

A gabona minőség ellenőrzésének nincs jelenleg olyan gyors, mobil eszköze, amely viszonylag gyorsan, nagy biztonsággal jelzi a fertőzöttséget. A kutatás-fejlesztés munkánk során egy teljesen új, de a malomiparban a gabonák beltartalmi értékének meghatározására már évek óta használt technológia kifejlesztését céloztuk meg. A kifejlesztendő technológia megfelelő eredmények esetén nagyon széles körben alkalmazásra kerülhet a gombafertőzöttség gyorsesztként történő ellenőrzésekor. A minőségellenőrzésre alkalmas NIR technológiára komoly érdeklődés látszik a gabonátárolók és a malomipar részéről.

A kutatás-fejlesztés eredményeként létrejövő komplett malomipari technológia és egy új, hatékony minőség ellenőrző rendszer nemcsak új fizikai termékek és technológia előállítását célozza meg, hanem egy új életfilozófiát is kíván terjeszteni, az egészséges táplálkozás területén.

6. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A szerzők köszönetüket nyilvánítják az EU és az NFÜ által pályázatos formában (EUREKA_HU_12-1-2012-0001) nyújtott anyagi támogatásért.

KÜLLŐS KIALAKÍTÁSÚ VERSENYAUTÓ KERÉKTÁRCSA VÉGESELEMES ANALÍZISE

FINITE ELEMENT ANALYSIS OF A SPIDER RIM OF A RACING CAR

Porkoláb László*
MSc hallgató

Dr. Pere Balázs*
egyetemi docens

Dr. Égert János*
egyetemi tanár

*Széchenyi István Egyetem, Alkalmazott Mechanika Tanszék, H-9026 Győr, Egyetem tér 1.

E-mail: placi1988@gmail.com

pere.balazs@sze.hu

egert@sze.hu

ABSTRACT. This paper deals with the strength analysis of the rim of a racing car. The main aim during the designing of the rim is to reduce its mass, which improves the efficiency of energy consumption. Originally the rims were made of aluminum alloy (AlMg3). The main goal of this paper is to investigate how to lower the weight by using spider rim and applying carbon fiber reinforced composite material. The possible loads of the whole wheel are separated into basic loads. The structure is thought to be linearly elastic, therefore the superposition of certain basic loads provides the so-called critical loads, which can cause damage in the rim. Stresses caused by the critical loads arising in the rim are analyzed via FEM.

1. BEVEZETÉS

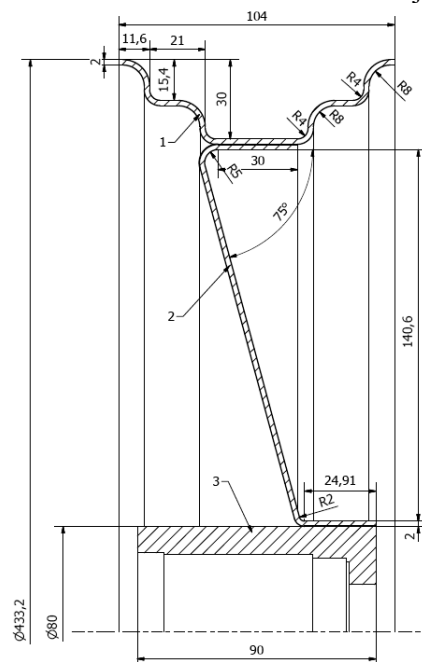
Versenyautók tervezésénél a mérnökök arra törekednek, hogy a jármű, így az egyes alkatrészek súlya minél kisebb legyen. A súlycsökkentés kettős célja a versenyautó menetdinamikájának és az üzemanyag felhasználás hatásfokának javítása. A minden évben megrendezésre kerülő ECO-Shell Marathon nevű versenyen a cél az, hogy az egyes versenyautók energiafelhasználása a lehető legkedvezőbben alakuljon, vagyis egységnyi út megtételéhez minél kevesebb energiát használjanak fel. A súlycsökkentés itt is kulcsfontosságú, bár nem annyira a menetdinamika szempontjából, hanem azért, mert a szerkezet belső súrlódásai hatására fellépő erők kisebbek lesznek, és kisebb teljesítményű motorokkal is eredményesen teljesíthető a verseny, így az energiafelhasználás csökkenthető.

A cikkben egy ultrakönnyű versenyautó küllős kialakítású, szénszálerősítéses rétegzett kompozit anyagból készült keréktárcsájának végeselemes analízise kerül bemutatásra. A rétegszámok, a küllős kialakítás geometriájának, és a küllők számának változtatásával tesz kísérletet a cikk a szilárdsági szempontból, a

súlycsökkentést is szem előtt tartva legkedvezőbb kialakítás meghatározására.

2. A FELADAT KITŰZÉSE

A vizsgálat tárgyát képező keréktárcsa az 1. ábrán látható. A keréktárcsa geometriája úgy lett kialakítva, hogy a gyártás rétegzett kompozit anyagból megvalósítható legyen. A kerék mechanikai szempontból három jól elkülöníthető részből áll össze: a gumiabroncsból (az ábrán nem látható), egy héj szerkezetből, és az agyból. A gumiabroncsot a róla átadódó erőkön keresztül vesszük csak figyelembe, azaz a gumiabroncsra ható erőket a gumiabroncs és a keréktárcsa érintkezési felületére redukáljuk.



1. ábra. A keréktárcsa felépítése.

A cikkben csak a keréktárcsa héj szerkezetét vizsgáljuk. Az agyat a héj szerkezet rugalmas ágyazásaként modellezzük. Az agy rugalmas ágyazásaként történő figyelembevétele az [1] cikkben található meg, itt csak az ott közölt eredményekre hivatkozunk. A héj szerkezet szilárdságtani vizsgálata előtt tisztázni kell a

keréktárcsára ható alapterheléseket, és meg kell határozni, hogy szilárdsági szempontból mely alapterhelések együttese veszélyesek. A rugalmas ágyazás mechanikai jellemzőinek és a terheléseknek az ismeretében a szilárdsági számítások elvégezhetők. A számítási eredmények birtokában következtetéseket vonhatunk le a szerkezet geometriájának, a kompozit anyag rétegszerkezetének jóságáról, javaslatokat tehetünk például a geometria, vagy az alkalmazott rétegelt kompozit szerkezet megváltoztatására.

3. A KERÉKTÁRCSA KRITIKUS TERHELÉSEI

A keréktárcsát verseny közben összetett terhelések érhetik, ezért a terheléseket lebontottuk egyszerű, úgynevezett alapterhelésekre, amelyeknek szuperpozíciója adja meg az összetett, kritikus terheléseket. A terhelések meghatározásánál elhanyagoltuk a keréktárcsa önsúlyát, a keréktárcsa forgásából származó tehetetlenségi erőket, valamint a vészfékezésnél és a kanyarodásnál fellépő gyorsulásból (a keréktárcsa gyorsulásából) származó tehetetlenségi erőket. Az egyes alapterhelések a következők lesznek:

1. *alapterhelés*: a jármű súlyából a jobb első kerékre ható normál terhelés.

2. *alapterhelés*: a jármű súlyából a jobb hátsó kerékre ható normál terhelés.

3. *alapterhelés*: a vészfékezésnél (megcsúszási határeset) a jobb első keréknél fellépő pótlólagos (+) normál terhelés (terhelésnövekmény).

4. *alapterhelés*: a vészfékezésnél (megcsúszási határeset) a jobb első keréknél fellépő tangenciális terhelés.

5. *alapterhelés*: a kanyarodásnál (kicsúszási határeset) a jobb első keréknél fellépő pótlólagos (+) normál terhelés (terhelésnövekmény).

6. *alapterhelés*: a kanyarodásnál (kicsúszási határeset) a jobb első keréknél fellépő keresztirányú terhelés.

7. *alapterhelés*: a kanyarodásnál (kicsúszási határeset) a jobb hátsó keréknél fellépő pótlólagos (+) normál terhelés (terhelésnövekmény).

8. *alapterhelés*: a kanyarodásnál (kicsúszási határeset) a jobb hátsó keréknél fellépő keresztirányú terhelés.

9. *alapterhelés*: a guminyomásból származó terhelés.

A keréktárcsára ható alapterhelések szuperpozíciójaként a következő kritikus terhelések adódnak.

1. *kritikus terhelés*: vészfékezés – megcsúszási határeset (1+3+4+9 alapterhelés).

2. *kritikus terhelés*: kanyarodás nagy sebességgel – kicsúszási határeset (2+7+8+9 alapterhelés).

3. *kritikus terhelés*: vészfékezés nagy sebességgel történő kanyarodás közben – megcsúszási és kicsúszási határeset (1+3+4+5+6+9 alapterhelés)

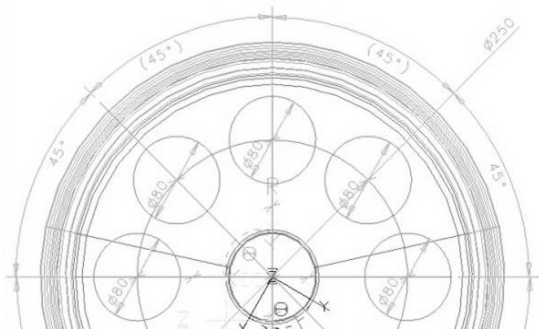
Az 1. kritikus terhelési esetben a versenyautó első kerékpárjának lényegesen nagyobb terhelést kell elviselnie, mint a hátsó kerékpárnak, mert csak az első kerékpár fékezett. A két első kerék közül a jobboldalira nagyobb terhelés hat, mint a baloldalira (lásd [2]). Ezért az 1., 3. és a 4. alapterhelési esetben és így az 1. kritikus terhelési esetben is a jobb első kerékre ható terhelésekkel számolunk.

A 2. kritikus terhelési esetben (balra kanyarodást feltételezve) a jobboldali kerekek terhelése nagyobb, mint a baloldali kerekéké. A két jobboldali kerék közül a hátsóra nagyobb terhelés hat, mint az elsőre (lásd [2]). Ezért a 2., 7. és a 8. alapterhelési esetben és így a 2. kritikus terhelési esetben is a jobb hátsó kerékre ható terhelésekkel számolunk.

A 3. kritikus terhelési esetben a jobb első kerékre hat legnagyobb terhelés. Ezért az 1., 3., 4., 5. és a 6. alapterhelési esetben és így az 3. kritikus terhelési esetben is a jobb első kerékre ható terhelésekkel számolunk.

4. A VÉGESELEM ANALÍZIS EREDMÉNYEI

A számítások során a keréktárcsa héj szerkezetét vizsgáltuk. A kerékagyat rugalmas ágyazással modelleztük, a terhelések pedig a 3. pontban felsorolt kritikus terhelések voltak. A keréktárcsa héjszerkezetének anyaga epoxi gyanta mátrixszű T300H/3900-2 elnevezésű szőtt szénszálas textília volt, amelynek anyagállandói a 1. táblázatban láthatóak. A héj vastagsága a tárcsa részen 1,25mm, a pánt részen 3.25mm volt. A küllős kialakítást a tárcsarészen elhelyezett furatokkal értük el (lásd 2. ábra). A számítást az I-DEAS mérnöki tervező rendszer végeelem moduljával végeztük el. Feltételeztük, hogy csak kis elmozdulások és alakváltozások történnek, és az anyag lineárisan rugalmasan viselkedik.



2. ábra. A keréktárcsa küllős kialakítása furatok elhelyezésével a tárcsa részen.

1. táblázat: A epoxi gyanta mátrixszű T300H/3900-2 elnevezésű szőtt szénzálal textília anyagállandói

Szilárdsági paraméterek	Jelölés	MPa
szakító szilárdság	Xt	1450,66592
nyomó szilárdság	Xc	858,78156
keresztirányú szakító szilárdság	Yt	1450,66592
keresztirányú nyomó szilárdság	Yc	858,78156
nyíró szilárdság	S	94,872448
hosszirányú rugalmassági modulus	Ex	84737,092
keresztirányú rugalmassági modulus	Ey	84737,092
csúszató rugalmassági modulus	Gxy	6205,32
Poisson-tényező	v	0,29

Először megvizsgáltuk, hogy melyik kritikus terhelési eset okozza a legnagyobb elmozdulásokat a keréktárcsán, és melyik esetén lép fel a legnagyobb tönkremeneteli kritérium. Az 2. táblázatban a hat küllős keréktárcsa esetén láthatóak a fent említett értékek. Megállapítható, hogy a 2. kritikus terhelés, azaz a nagy sebességgel történő kanyarodás kicsúszási határesetre a legveszélyesebb, ekkor a legnagyobbak a tönkremeneteli kritérium és elmozdulások értékei.

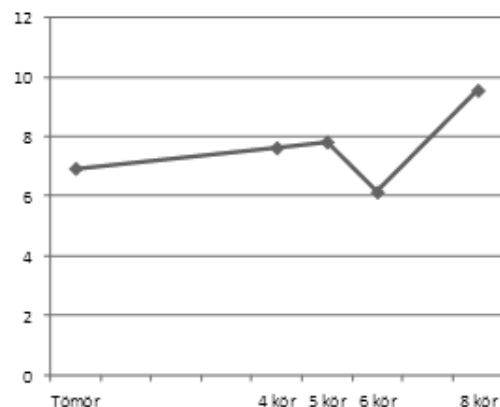
2. táblázat: 6 küllős keréktárcsa maximális elmozdulásai, maximális tönkremeneteli kritériumai.

	Max. Elmozdulás [mm]	Max. Tönkr. krit.
1. kritikus terhelés	1,24	0,853
2. kritikus terhelés	6,15	0,937
3. kritikus terhelés	4,44	0,871

Ezek után számításokat végeztünk 4, 5, 6 és 8 küllős, keréktárcsákra. Azt vizsgáltuk, hogy azonos terhelések mellett melyiknél lesz a legkisebb a tönkremeneteli kritérium értéke, melyiknél lépnek fel a legkisebb elmozdulások és melyiknek lesz a legkisebb a súlya? A elmozdulások, tönkremeneteli kritériumok és keréktárcsa tömegek értékeit a 3. táblázat foglalja össze. A szemléletesség kedvéért grafikonon ábrázoltuk a keréktárcsán lévő küllők (vagy furatok) számának függvényében a legnagyobb elmozdulásokat (3. ábra), a legnagyobb tönkremeneteli kritérium értékeket (4. ábra) és a keréktárcsa tömegeket (5. ábra).

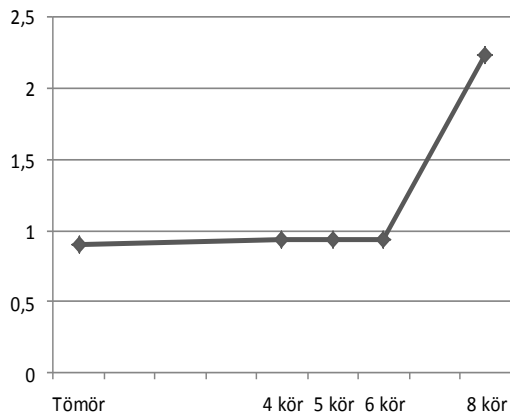
3. táblázat: 4, 5, 6 és 8 küllős keréktárcsa maximális elmozdulásai, maximális tönkremeneteli kritériumai, térfogatai és tömegei.

	Max. Elmozdulás [mm]	Max. Tönkr. krit.	Térfogat [mm ³]	Tömeg [kg]
Tömör	6,94	0,906	7,500 10 ⁵	0,922
4 kör	7,63	0,940	7,240 10 ⁵	0,890
5 kör	7,83	0,942	7,175 10 ⁵	0,882
6 kör	6,15	0,937	6,951 10 ⁵	0,855
8 kör	9,56	2,240	6,819 10 ⁵	0,838

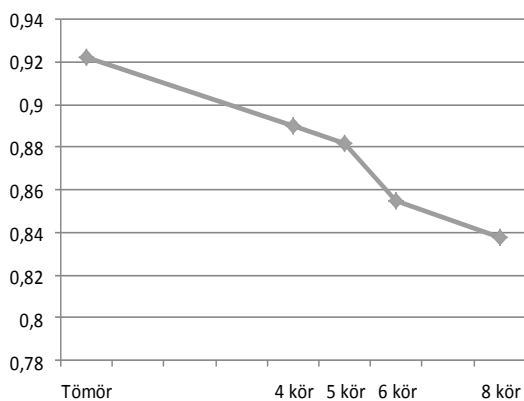


3. ábra. A keréktárcsák legnagyobb elmozdulásai mm-ben megadva 4, 5, 6 és 8 küllős esetben

Az 6. ábra négy és hat küllős esetben mutatja a keréktárcsa elmozdulásának értékeit. A táblázatból és a grafikonokból látható, hogy a hat küllővel (és egyben 6 furattal) rendelkező keréktárcsa esetén kaptuk meg a legkedvezőbb értékeket az elmozdulásra.



4. ábra. ábra. A keréktárcsák legnagyobb tönkremeneteli kritériumai 4, 5, 6 és 8 küllős esetekben



5. ábra. ábra. A keréktárcsák tömegei kg-ban megadva 4, 5, 6 és 8 küllős esetekben.

A tönkremenetelre jellemző mérőszám is a hatnál több küllős esetben kezd el meredeken növekedni.



6. ábra. A keréktárcsa héjszerkezetének elmozdulásai négy-, öt-, hat- és nyolc küllős esetekben.

5. ÖSSZEGZÉS

Az 3-5. ábrákból és a 2. illetve 3. táblázatból megállapítható, hogy

- a 2. kritikus terhelés, azaz a nagy sebességgel történő kanyarodás kicsúszási határeset a legveszélyesebb,
- 4, 5, 6 és 8 furatos könnyítést alkalmazva hat körös, azaz hat küllős esetben lesz a legkisebb a keréktárcsa középfelületének az elmozdulása.
- 4, 5, 6 és 8 furatos könnyítést alkalmazva hat körös, azaz hat küllős esetben még nem növekszik számottevő esetben a tönkremeneteli kritérium értéke.

Mivel a furatok számának növelésével a keréktárcsa tömege folyamatosan csökken, megállapítható, hogy a hat furat elhelyezésével kapjuk a szilárdsági szempontból optimális kialakítású keréktárcsát.

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

Kutatásainkat és e publikáció megjelenését a "TAMOP-4.2.1/B-09/1/KONV-2010-0003:

Mobilitás és környezet: Járműipari, energetikai és környezeti kutatások a Közép- és Nyugat-Dunántúli Régióban" projekt támogatása tette lehetővé. A projekt a Magyar Állam és az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg.

IRODALOM

- [1] Pere B., Terdikné Szüle Veronika, Porkoláb László, Stifter János: Versenyautó keréktárcsa végeselemes szilárdságtani analízise, GÉP, LXII. évf., 9-10. sz., II. kötet, 2011, 11-16. old.
- [2] Égert J., Aczél Á., Fehér L., Körmeny Á.: Versenyautó alváz mechanikai modellezési lehetőségei és kritikus terhelései, Géptervezők és Termékfejlesztők XXVII. Szemináriuma, Miskolc, 2011. november 10-11.
- [3] M Csizmadia B., Nándori E.: Modellalkotás, Mechanika mérnököknek, Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest, 2003.
- [4] Bathe, K-J.: Finite Element Procedures, Prentice Hall, New Jersey, 1996

FOGASKEREKES HAJTÓMŰVEK AKUSZTIKAI JELLEMZŐINEK ELEMZÉSE VIZSGÁLÓ BERENDEZÉS TERVEZÉSÉHEZ

ANALYSING ACOUSTICAL CHARACTERISTICS OF GEARBOXES FOR DESIGNING TESTER EQUIPMENT

*Sarka Ferenc adjunktus, Tóbis Zsolt tanszéki mérnök
Miskolci Egyetem Gép-és Terméktervezési Tanszék*

ABSTRACT

The most determining noise parameter of gearboxes is the connecting area of the gears. Low-noise operation is one of the most significant conditions of the application on many fields. This way low-noise design and production come into view. According to the claims against the gearbox the one that is optimal for the given task can be chosen.

1. BEVEZETÉS

Fogaskerekes hajtómű meghatározó zajforrása a fogaskerekek kapcsolódásának környezete. Számos alkalmazási terület egyik feltétele a zajszegény működés. Ezáltal előtérbe kerül a zajszempontú tervezés és gyártás. A hajtóművel szemben támasztott követelmények alapján választhatjuk ki az adott feladathoz az optimális hajtóművet. Célunk, egy olyan vizsgáló berendezés tervezése, mely jellegzetes frekvenciák alapján alkalmas hajtómű hibák meghatározására. Ha egy ideálisnak tekinthető fogaskerékpáron szándékosan létrehozunk károsodási formákat, majd meghatározzuk a spektrumát, (amelyről feltételezzük, hogy egyedi, és megfeleltethető az egyes károsodási típusoknak), akkor egy általános fogaskerekes hajtómű spektrumából visszakövetkeztethetünk a hajtómű állapotára. Célunk tehát egy ilyen vizsgálati mérőpad létrehozása és a vizsgálatok végzése.

2. HAJTÓMŰ ZAJOK

A fogaskerék zaj nagyon bonyolult probléma, ez már abból is kitűnik, hogy különböző frekvenciájú lengések lépnek fel, - különböző kifejezéssel illetjük őket - a fogak zörögnek, kattognak, morognak, zümmögnek, búgnak,

stb. A hajtóművek zaja, és rezgései működésük során megváltoznak. Maga a zajnövekedés a hajtóművekben végbemenő mechanikai változásokra (károsodásokra) vezethető vissza. Fogaskerekes-hajtóművek jellemzője: az alakzáró csúszásmentes kényszerkapcsolat a be- és kihajtóoldal között, lehetővé téve nagy erő illetve, forgatónyomaték átszarmaztatását. A hajtómű meghatározó zajforrását a fogaskerekek fogkapcsolódása okozza, melyből a rezgés a hajtómű ház falán keresztül léghangként kerül ki a környezetbe (1. ábra).

Gépszerkezetek esetében különös jelentőségű a gerjesztést alapvetően meghatározó fogkapcsolódási frekvencia össze-tevői:

- kapcsolódási;
- az alakváltozási;
- a gördülőköri;
- hibaimpulzus.

3. FOGASKEREKES HAJTÓMŰVEK JELLEGZETES FREKVENCIÁI:

Egy hajtóműben több, jellegzetes frekvencián kiugró intenzitású összetevők jelentkeznek. Ezek jelenléte műszeres vizsgálattal kimutatható, súlyuk és arányuk a gerjesztési viszonyok függvényében rendkívül változó. Fogkapcsolódási frekvencia:

$$f_z = \frac{n \cdot z}{60} \text{ [Hz]} \quad (1)$$

ahol: n a fogaskerék fordulatszáma min^{-1} -ben, z a fogság. A csúszásmentes kapcsolat miatt, értéke kerékpáronként állandó. Fogazati hibák függvényében felharmonikusaival együtt jelentkezik.

Hajtási (forgási) frekvencia:
kiegyensúlyozatlanság (erőgerjesztés: $i_n=1$),

excentricitás (útgerjesztés: $i_h=2$) megjelenése következtében lép fel:

$$f_h = v \cdot \frac{i_h \cdot n}{60} \text{ [Hz]} \quad (2)$$

ahol: n a fogaskerék fordulatszáma min^{-1} -ben, v természetes szám.

Gépfrekvencia: A fogaskerék utolsó megmunkálást végző szerszám gép hibáját tükrözi vissza:

$$f_m = z_m \frac{n}{60} \text{ [Hz]} \quad (3)$$

ahol: z_m a szerszám gép osztó csigakerekének fogszáma.

Szerszámfrekvencia: a lefejtő szerszám osztás – és előtolás hibájának következménye:

$$f_{sz} = z_{sz} \frac{n}{60} \text{ [Hz]} \quad (4)$$

ahol: z_{sz} a lefejtő szerszám osztása.

Ismétlődési frekvencia: egy fogaskerék kapcsolatban ugyanazon fogak rendszeresen ismétlődő kapcsolódása.

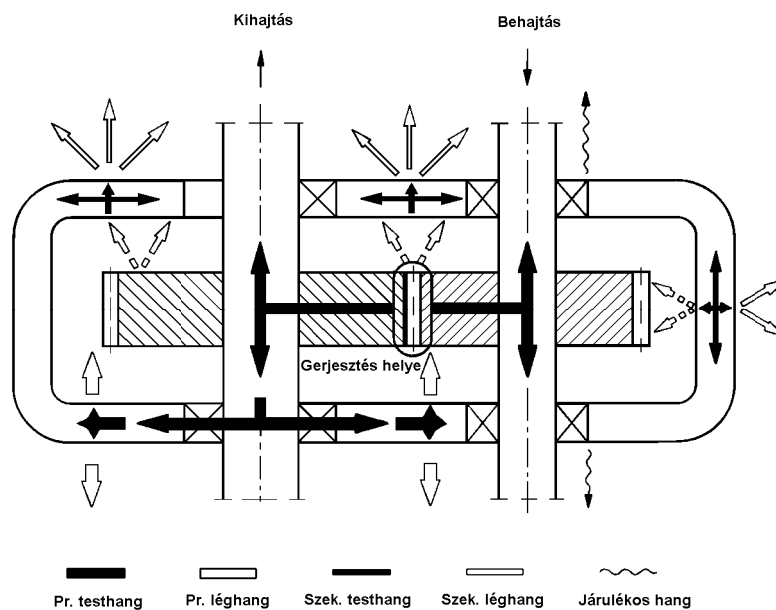
$$f_i = \frac{z_{i/j}}{z_i z_j} \cdot f_{hi/j} \text{ [Hz]} \quad (5)$$

ahol: z_{ij} a kapcsolatban lévő i vagy j jelű fogaskerék fogszáma; z_i és z_j a megfelelő fogszámok; $f_{hi/j}$ a vonatkoztatott fogaskerék forgási frekvenciája.

4. TERVEZÉSI FOLYAMAT SZAKASZAI

Zajszempontú tervezés egy olyan céltudatos cselekvés, mely a tudományterület megfelelő ismereteit felhasználva – a cél elérése érdekében – zajcsökkentéshez ad biztos alapot. Tervezési eljárást négy fő szakaszra lehet bontani.

- Feladat felépítése: követelményjegyzék felállítása, megfelelő jogszabályok, rendelkezések, zajelőírások összegzése – ez egyben a tervezési folyamat irányelve.
- Elvi tervezés: megoldáselvek keresése, zajosság becslése, ismert konstrukciók összehasonlítása
- Tervezés és részletezés: számítás és modellezés, tervezési részletek meghatározása. akusztikai modellezés – zajosság becslése.
- Mintapéldány: Prototípus megalkotása, akusztikai mérések elvégzése előírásoknak megfelelően – zajszint meghatározása, értékelése, szükség esetén a konstrukció módosítása.



1. ábra Hajtóműszekrény gerjesztése

Alaplépések:

Különböző zajforrásokkal rendelkező gépek zajjellemzői akusztikai modellel szemléltethető, a modell gondos kidolgozásakor a gépet aktív és passzív zajforráselemekre kell felosztani.

Aktív és a passzív zajforráselemek léghangot, folyadékhangot és testhangot gerjeszhetnek, átvihetnek és lesugározhatnak (1. ábra). Ezen három típus szerint kell vizsgálni a zajforráselemeket, további feladat a meghatározó zajforrások, átviteli utak és a lesugárzó felületek meghatározása. Figyelembe kell venni azt is, hogy a zaj milyen módon terjedhet. Figyelembe kell venni a testhang-, a folyadékhang- és a léghangutakat, esetleges léghang-sugárzást.

Általános tervezési szabályok:

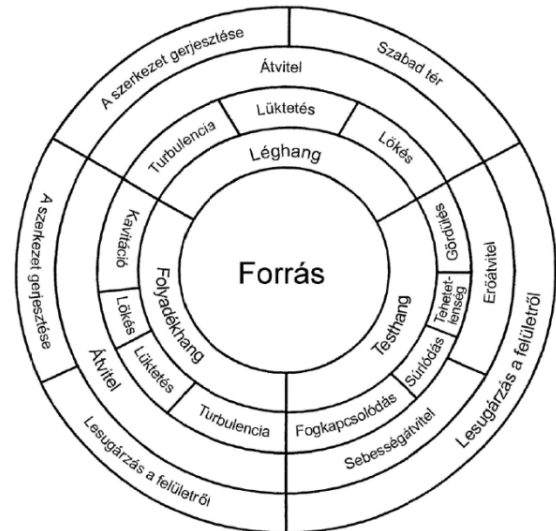
- a gépet szét kell választani aktív és passzív zajforráselemekre;
- meg kell határozni a lég-, a folyadék- és a testhangforrások helyét;
- meg kell határozni a lég-, a folyadék- és a testhangterjedés útját;
- meg kell határozni a hanglesugárzó felületeket;
- azonosítani kell a legnagyobb zajkockázatokat (források, átviteli utak, lesugárzó felületek).

A különböző zajmechanizmusok kapcsolódásának módjait szemlélteti a 2. ábra. Zajcsökkentésben elsődleges a forrás azonosítása (minden hangforráshoz saját jellemző, saját átviteli út és a lesugárzó felületek gerjesztése tartozik). Különböző típusú forrással rendelkező gép zajának kézbe tartására minden zajforrást, az átviteli utat és a lesugárzó felületet külön-külön elemezni kell, hogy egymáshoz képest értékelni lehessen.

5. ZAJKIBOCSAJTÁSÁNAK CSÖKKENTÉSE [11]

Léghangforrások:

Minden áramló gáz turbulencia, lökés és lüktetés következtében zajt okozhat. Áramlási rendszerben a zaj forrása behatárolható a lehetséges akadályok vizsgálatával. Ezen akadályok eltávolításával vagy számuk csökkentésével a rendszer zajmagatartás változik.



2. ábra Gépek zajgerjesztésének alapmodellje

Folyadékhangok:

A folyadékok, mint a levegő is, turbulenciával, lüktetéssel és lökessel zajt gerjesztenek, ezért ugyan olyan szabályokat lehet alkalmazni, mint a léghangforrásoknál.

Testhangforrások:

Ütközés: az előző két lehetőségtől eltérően ebben az esetben az ütközési zaj a leguralkodóbb zajforrás gépekben. Számos zajgerjesztési mechanizmus ismétlődő ütközéseként kezelhető. Az ütközési zaj legfontosabb paraméterei az ütköző testek tömege és sebessége, valamint az ütközés időtartama.

Tervezési szabályok az ütközési zaj csökkentésére:

- ütközési idő növelése;
- az ütközési sebesség csökkentése;
- a szabadon ütköztetett test tömegének a lehető legkisebbre való csökkentése;
- a rögzített test tömegének növelése;
- a nem rögzített, váltakozó terhelésű alkatrészek kiküszöbölése.

A következőkben különböző testhangforrások kerülnek ismertetésre:

Fogkapcsolás:

Az ütközési zaj egyik különleges formája a fogaskerekek fogainak kapcsolódása. Fontos paraméterei az érintkező elemek érintkezési időtartama, az erő-időváltozás az érintkezés alatt és az érintkező elemek – fogak – merevsége. További erőváltozásokat okozhatnak a foghibák, amik a zajt növelhetik. A fogaskerekek legtöbbször tiszta hangokat gerjesztenek.

Fogkapcsolódás okozta testhang csökkentése:

- érintkezési idő növelése;
- ferde fogazású fogaskerekek használata;
- fogak számának növelése;
- minőség fokozása;
- kis terheléshez műanyagok használata.

Gördülés:

Gördüléskor keletkező zaj a gördülő felületek egymással való érintkezésénél lévő érdesség vagy egyenetlenség következménye, illetve függ az érintkező felületek rugalmasságától is.

Gördülési zaj csökkentése:

- sima gördülő felületek kialakítása;
- megfelelő olajozás alkalmazása;
- precíziós gördülőcsapágyak alkalmazása;
- ház méretűreinek a lehető legkisebbre való csökkentése;
- érintkező felületek rugalmasságának növelése.

Tehetetlenség:

a tömeg gyorsítása olyan erőket hoz létre, amelyek számos módon, például ütközéssel, gördüléssel, súrlódással vagy lüktetéssel zajt gerjesztenek. Tehetetlenségi erőket kiegyensúlyozással, a forgási sebesség, a gyorsuló tömegek vagy a gyorsulás csökkentésével lehet mérsékelni, illetve mozgás egyenetlenségének javításával.

Súrlódás, öngerjesztés:

Az olyan szerkezeteket, amelyekben a súrlódás tapadás- megcsúszás jelenséget okoz, potenciális zajforrások. az ezeknél tapasztalható erőváltozások, mint ütközések jelentkeznek, amelyek a szerkezetet a rezonanciáin gerjeszthetik és meghatározzák a rezonanciák öngerjesztésének formáját. Súrlódás és öngerjesztés által okozott testhangok csökkenthetők:

- a súrlódás csökkentése megfelelő anyagválasztással,
- a súrlódás csökkentése megfelelő kenéssel;
- öngerjesztésre hajlamos szerkezet csillapításának növelése.

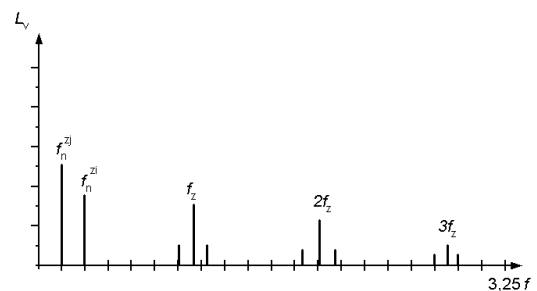
6. FOGASKERÉK KAPCSOLATOK HIBÁI [3]

Súlyos gépkárosodás okozója lehet a fogaskerekek valamely hibája. A hibák sokfélesége (kapcsolódási hiba, lazaság, excentricitás, fogak repedése/törése, stb.).

A fogaskerék kapcsolat állapotának elemzéséhez szükséges a nagyfelbontású spektrumfelvétel

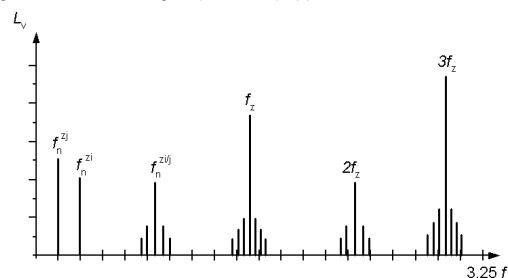
Fogaskerék hajtások általános spektruma

A fogaskerekes hajtások működésükből kifolyólag jellegzetes spektrummal rendelkeznek, melyet az 3. ábrán kísérhetünk figyelemmel. Az általános (hiba nélküli) spektrumban a fogaskerék fordulatszámának és az áttételnek megfelelő frekvenciákon kívül láthatóak az ún. fogkapcsolódási (f_k) (Gear Mesh Frequency = GMF) frekvenciák, és ezek igen alacsony rezgésamplitúdójú harmonikusai.



3. ábra Hibátlan fogkapcsolódás elvi spektruma

A fogkapcsolódási frekvenciák és harmonikusaik körül szimmetrikusan a fogaskerék fordulatszámának megfelelő ún. oldalsáv frekvenciák helyezkednek el. Mindegyik csúcs alacsony értékű és a spektrumban nem jelenik meg a fogaskerék saját frekvenciája (GNF (f_n)).



4. ábra fogprofil kopását jellemző elvi spektrum

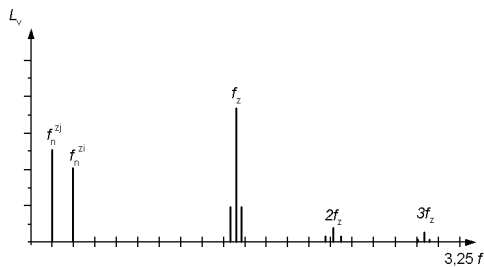
Fogkopás

A fogazat kopása esetén lásd 4. ábra, a spektrumban megjelenik a hibás fogaskerékre jellemző saját frekvencia, olyan oldalsáv frekvenciákkal, amelyek a kopott kerék fordulatszámának felelnek meg. A fogkapcsolódási frekvencia amplitúdója nem változik minden esetben, noha általában a kopott fogaskerekek esetében megnövekszik a fogkapcsolódási frekvenciák oldalsáv

frekvenciáinak nagysága és nő az oldalsáv amplitúdók száma is.

Az oldalsávok amplitúdó változásainak megfigyelésével a fogkopás jobban kimutatható, mint a fogkapcsolódási (f_k) frekvenciával.

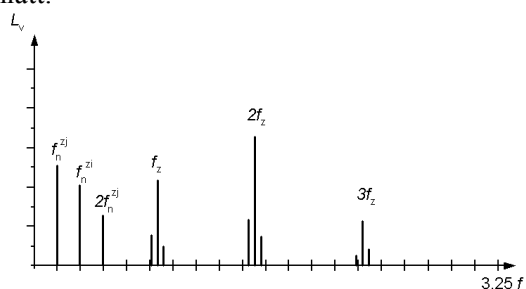
Szintén magas amplitúdók keletkezhetnek a $2xf_k$, de még inkább a $3xf_k$ frekvencián, még akkor is, ha a f_k frekvencia amplitúdója elfogadható nagyságú.



5. ábra A fogazat terhelés növekedés alapspektruma

Túlterhelés

A fogazat magas fogterhelésére vonatkozó tipikus rezgésspektrumot az 5. ábrán kísérhetjük figyelemmel. A fogkapcsolódási frekvenciák a legtöbb esetben nagymértékben érzékenyek a terhelésre. A magas fogkapcsolódási frekvencia amplitúdók nem jelentenek szükségszerűen meghibásodást, különösen akkor nem, ha az oldalsáv frekvenciák alacsony szinten maradnak és a spektrumban nem jelenik meg a fogaskerék sajátfrekvenciájának amplitúdója. A teljes analízis végrehajtásához lehetőleg a maximális üzemi terhelésen végrehajtott vizsgálat szükséges a spektrális összehasonlíthatóság miatt.



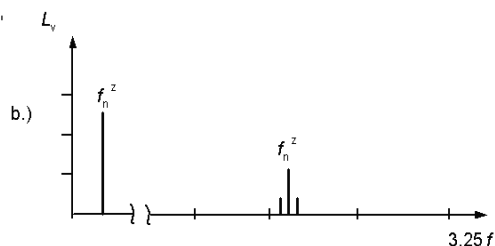
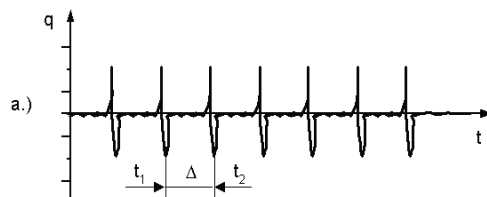
6. ábra Szerelt fogaskerék lazulásának elvi spektruma

Fogaskerékűtés, kotyogás (nagy foghézag)

A meglehetősen magas oldalsáv frekvenciák a GMF frekvenciák körül gyakran a fogaskerék excentrikusságára, vagy a helytelen foghézagra engednek következtetni, melyet az 6. ábra szemléltet. Ezek a problémák az oldalsáv

frekvenciák közötti távolságok (üres helyek) segítségével mutathatók ki.

Ha a fő probléma a fogaskerék ütése, akkor általában magas amplitúdójú lesz a fogaskerék fordulatszámának 1x-es frekvenciája. A helytelen foghézag általában olyan fogkapcsolódási frekvenciákat és fogaskerék saját frekvenciákat (f_n) gerjeszt, amelyek oldalsáv frekvenciái a fogaskerék egyszeres forgási frekvenciájának felelnek meg. A helytelenül beállított (nagy) foghézag miatt sok esetben előfordul, hogy a terhelés növekedésének eredményeként csökkenni fog a fogkapcsolódási amplitúdók magassága.



7. ábra Törött, vagy repedt fog időfüggvénye (a) és frekvencia (b) alapspektruma

Fogtörés

A részben letört, vagy kitört fog magas amplitúdót gerjeszt az 1x-es fogaskerék forgási frekvencián, de ez a meghibásodás csak az időtartományban történő vizsgálattal mutatható ki. A frekvencia tartományban a fogaskerék (f_n) saját frekvenciája jelenik meg két oldalán a fordulatszámnak megfelelő oldalsáv frekvenciákkal. A legjobb érzékelési mód mégis az időjel felvétele, amely meghatározott (a törött fog periódusidejének megfelelő) időközönként jelentkező csúcsokkal kimutatja azt a jelenséget, amikor a kapcsolódó kerek a törött fog helyén megpróbálnak kapcsolódni. Az ütközések között eltelt $T = 1/n$ (s) periódus időből következtethetünk a meghibásodásra. Az időjelben kimutatható ütközési csúcs amplitúdók gyakran tízszer, hússzor magasabbak a frekvenciatartományban ugyanezen frekvenciánál található amplitúdóknál. A fogtörésre jellemző időjel az 7. ábrán látható.

7. ZAJÁTVITEL – TESTHANGÁTVITELLEL

Testhangátvitelt a forrásoktól a lesugárzó felületekig az átvivő szerkezet tömeg-, merevség-, és csillapítás eloszlásának változtatásával lehet befolyásolni. A választott eljárás számos körülménytől függ, pl.:

- A tömegnövekedés meg van-e engedve vagy nem?
- Előgerjesztésről vagy sebességgerjesztésről van-e szó?
- A gerjesztés keskeny sávú vagy szélessávú?
- A gerjesztés kisfrekvenciás, középfrekvenciás vagy nagyfrekvenciás?

Ha a tömegnövekedés meg van engedve, akkor a tömegnövekedés a gerjesztési hely közelébe hatásos lehet.

Előgerjesztés esetén a bemeneti impedanciának a gerjesztési helyen tömeghozzáadással való növelése, különösen a többszörös rezonancia tartományban.

Sebességgerjesztés esetén – a tömegnövekedés nem segít- a forrás szigetelése hatásos.

Kisfrekvenciás tartományban:

- rezgésszigetelés.

Középfrekvenciás tartományban:

- tömegnövelés;
- csillapítás növelés;
- forrás szigetelés.

Nagyfrekvenciás tartományban:

- tömeg vagy merevség növelése;
- forrás szigetelése;

8. ÖSSZEFOGLALÁS

A kutatás célja egy ilyen azonosítási rendszer összeállítása, döntően műszaki irányelv szinten. Ez azt jelenti, hogy a spektrum jellegzetes frekvenciái, ill. azok változása alapján következtetni lehessen egyrészt a hiba okára (elem, vagy elempár működése, folyamat) másrészt a beavatkozás szükségességére és annak időpontjára. Ebből a célból előre meg kell határozni egy ideális fogaskerékpár működése során kialakuló spektrumot (alapspektrum), ennek változását normál működtetési körülmények között (elhasználódás az élettartam függvényében), majd a jellegzetes károsodási eseteknek megfelelőket. Az összehasonlítás jelenti ezután az értékelést, azaz a hiba forrásának megállapítását.

9. IRODALOM

- [1] Kováts Attila: Zaj – és rezgésvédelem Veszprémi Egyetemi Kiadó. Veszprém 2004
- [2] Kováts Attila: Gépszerkezettan. Tankönyvkiadó, Budapest 1988
- [3] Dömötör Ferenc. Rezgésdiagnosztika I. – II. kötet. Dunaújvárosi Főiskolai Kiadó Hivatal 2008/2010
- [4] Sarka Ferenc: A hajtóműház szerepe a csapágyak élettartamában. OGÉT 2008 konferencia kiadvány.
- [5] Sarka Ferenc: Fogaskerekes hajtóművek zajának csökkentése Doktoranduszok fóruma 2003 konferencia kiadvány.
- [6] Tóbis Zsolt: Hajtóműhibák frekvenciaelemzéssel. Géptervezők és Termékfejlesztők XXI. Szemináriuma. Miskolc, 2005. november 10 - 11. GTE Borsod-Abaúj-Zemplén megyei Géptervező Szakosztályának kiadványa. Miskolc, 2005.
- [7] Erney Gy.: Fogaskerek. Műszaki Könyvkiadó. Budapest, 1983.
- [8] Lipovszky Gy. – Sólyomvári K. – Varga G. Gépek rezgésvizsgálata és a karbantartás. Műszaki Könyvkiadó. Budapest, 1982.
- [8] Sarka Ferenc, Prof. Dr. Döbröczöni Ádám Alacsony zajkibocsátású gépek tervezéseinek irányelvei Géptervezők és Termékfejlesztők XXVII. Szemináriuma. Miskolc, 2011. november 10 - 11. GTE Borsod-Abaúj-Zemplén megyei Géptervező Szakosztályának kiadványa. Miskolc, 2011/9-10.
- [9] Sarka Ferenc, Prof. Dr. Döbröczöni Ádám Directives of designing machines with low noise emission, International journal Advanced Engineering 2011 No.2
- [10] Kováts A.: A fogaskerékpár alapspektruma és torzulásai I. –II. = Karbantartás és Diagnosztika, 3(1966)3. p. 2., 4/8, 4(1997)1. p. 27/30.
- [11] MSZ EN ISO 11688-1 Akusztika. A kis zajú gépek és berendezések tervezéseinek irányelvei

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

"A bemutatott kutató munka a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt részeként az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg."

A SZÍJAK NEMLINEÁRIS PARAMÉTEREINEK MEGHATÁROZÁSÁRA ALKALMAS BERENDEZÉS FEJLESZTÉSE

IMPROVEMENT OF A TEST MACHINE TO ESTABLISH THE NONLINEAR PARAMETERS OF DRIVING BELTS

Simon Gábor*, Török Tamás**

ABSTRACT

A test machine capable of establishing the nonlinear parameters of driving belts is discussed in this paper. The improvement of the device is achieved by revealing some solution varieties, these are capable of performing such tests. On the basis of value analysis the solution fitting best to our requirements has been obtained.

1. A MÉRŐBERENDEZÉS

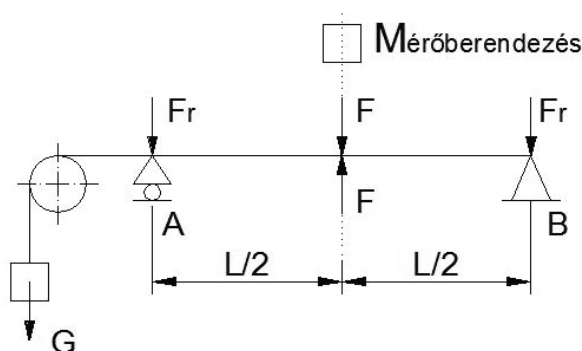
A dolgozatban kiválasztásra kerülő kísérleti berendezés megépítésével választ kívánunk kapni arra a kérdésre, hogy egy előfeszített szíjág transzverzális lengését hogyan befolyásolja a levegő és a szíj anyagának csillapítása.

1.1. A KÍSÉRLETI BERENDEZÉSSEL SZEMBEN TÁMASZTOTT KÖVETELMÉNYEK

A legfontosabb követelmény az, hogy a berendezés tegye lehetővé a transzverzális rezgések létrehozását és tanulmányozását. Lényeges, hogy különböző szélességű és hosszúságú szíjak is vizsgálhatóak legyenek. Fontos, hogy a szíjág előfeszítéséhez és a kitéréséhez szükséges erő állítható és pontosan mérhető legyen. A kísérleti berendezés egy lehetséges elvi felépítési vázlatát az 1. ábra szemlélteti.

* mérnök-tanár, Miskolci Egyetem, Szerszámgépek Tanszéke

** hallgató, Miskolci Egyetem, Szerszámgépek Tanszéke



1. ábra

További szempont, hogy a létrehozott lengések könnyen megfigyelhetők illetve mérhetőek legyenek a szíjág hosszának közepén. Ezért $L/2$ helyen, egy m tömeg került elhelyezésre. Az m tömeg nagyságát úgy kell meghatározni, hogy hozzá viszonyítva a szíj saját tömege elhanyagolható legyen.

1.2. A KÍSÉRLETI BERENDEZÉS

Az 1. ábrával összhangban a kísérleti berendezés szíjágának előfeszítésénél a B jelű ponton a szíj végét rögzítjük, míg az A pontban a szíj szabad vége, egy G súly segítségével elmozdítható. Az előfeszítő erőt a G súly változtatásával tudjuk állítani. A megfelelő előfeszítés után a szíjvég az A pontban is rögzítésre kerül. A szíjvégek rögzítésének az a célja, hogy a szíjág transzverzális lengése alatt, A és B helyen a szíj elmozdulása zérus legyen.

Ezután a szíjág keresztirányú kitérését következik. A kitérésnek az a célja, hogy a kényszer megszüntetése után a szíjág autonóm transzverzális rezgést végezzen. Erre a feladatra mechanikus-, hidraulikus/pneumatikus- és mágneses elven működő megoldásváltozatokat kerestünk részben intuitív módon, részben pedig a módszeres géptervezés eszközeivel.

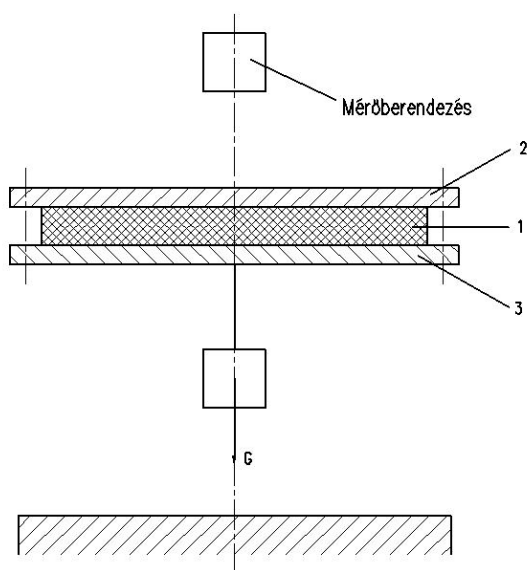
2. MEGOLDÁSVÁLTOZATOK ISMERTETÉSE

A legjobb konstrukció az a kísérleti berendezés, amely mindhárom főbb funkciót, a előfeszítést, rögzítést és a keresztirányú kitérítést a lehető legegyszerűbben képes megvalósítani, a rendelkezésre álló anyagokból és elemekből. Az első két feladat megoldása után, melyet ebben a dolgozatban nem részletezünk, a transzverzális rezgést biztosító kitérítésre kerestünk mechanikus, hidraulikus/pneumatikus és mágneses elven működő megoldásváltozatokat. A különböző elveken működő megoldásváltozatok közül ebben a dolgozatban csak néhány változat kerül bemutatásra.

2.1. MECHANIKUS ELVEN MŰKÖDŐ MEGOLDÁSOK

Ebben a témakörben elsősorban csuklós-, vezérpályás- és bütykös mechanizmusok alkalmazásával kerestük a feladat megoldására alkalmas szerkezeteket, melyekből itt most csak kettőt ismertetünk.

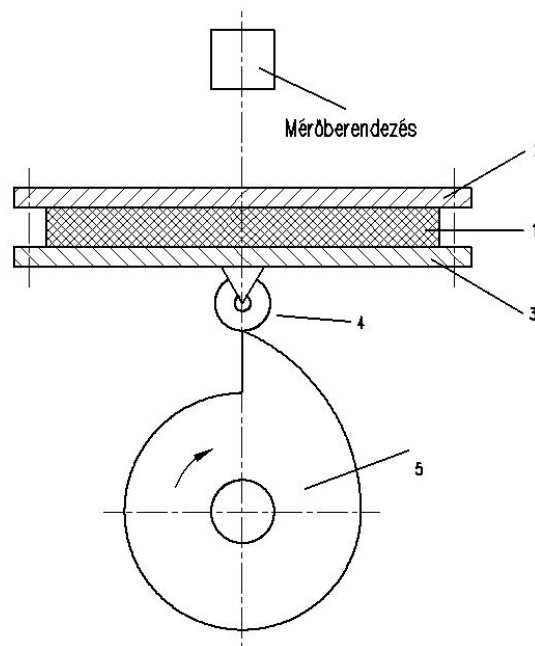
2.1.1. SÚLYKITÉRÍTÉSES MEGOLDÁS



2. ábra

A megoldás egyik előnye, hogy lehetővé teszi az m tömeg (2, 3) elhelyezését a szíj (1) hosszának felénél ($L/2$ helyen). Ehhez a tömeghez egy menetes furaton keresztül rögzítünk egy kampót. Erre a kampóra egy fonalat erősítünk, melynek a végére különböző súlyokat akaszthatunk, és így keresztirányú kitérésre kényszeríthetjük a szíjágat. Az kitérésből adódó tranziens mozgások megszűnése után a fonál elvágásával megtörténik a szíj gerjesztése.

2.1.2. BÜTYKÖS MECHANIZMUS



4. ábra

Itt az 5-ös számmal jelölt bütykös tárcsa, a 4-es számmal jelölt gördülőelemen keresztül érintkezik az m tömegpont szerepét betöltő lemezhez (3). A bütykös tárcsa forgatásával érhetjük el a szíjág keresztirányú kitérítését, ezáltal létrehozuk az autonóm transzverzális rezgést.

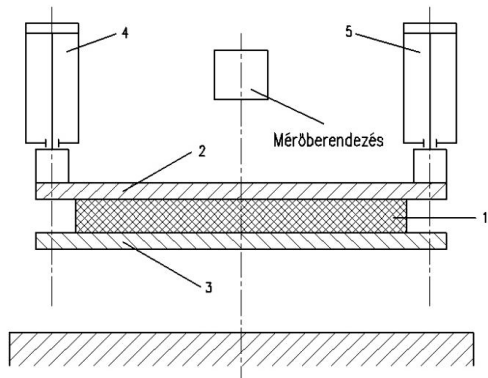
A 4. ábrán bemutatott konstrukció hátránya, hogy nem állítható a kitérés mértéke. Ez a probléma egy kettős működésű excenteres mechanizmus alkalmazásával fokozatmentesen megvalósítható.

2.2. HIDRAULIKUS/PNEUMATIKUS ELVEN MŰKÖDŐ MEGOLDÁSOK

Ezen az elven működő megoldásoknál is problémát jelent több hengeres működtetéseknel a két henger szinkron mozgatása, így itt sem biztosított a tiszta transzverzális lengés. Előnye viszont a mechanikus megoldásokkal szemben, hogy ugyanolyan bonyolultságú mozgásokat egyszerűbb konstrukcióval tudunk létrehozni.

2.2.1. HIDRAULIKUS/PNEUMATIKUS MEGOLDÁS

Ennél a megoldásnál kettő hidraulikusan vagy pneumatikusan működtetett munkahengert (4, 5) használunk, melyeket szinkronban mozgatunk.



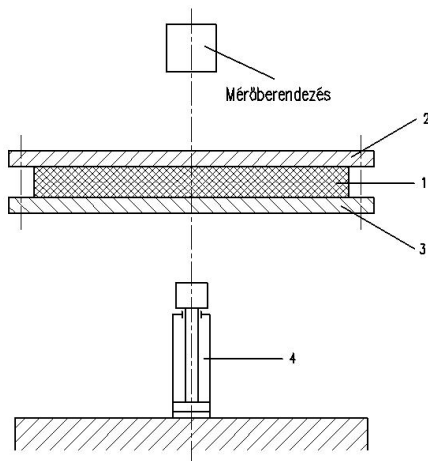
5. ábra

A két henger véghelyzetében megtörténik a szíjág keresztirányú kitérítése, ekkor a munkahengerek homlokfelületei a szíjág közepére helyezett lemez (2) felületével érintkeznek. Ennél a megoldásnál biztosítani kell, hogy a munkahengerek alaphelyzetbe történő mozgása a lehető legrövidebb idő alatt menjen végbe. Ehhez a kapcsolási körbe egy gyorsleürítő szelepet kell beépíteni.

Hátránya a megoldásnak, hogy ha nem elég gyors a hengerek alaphelyzetbe állása, akkor a rezgésben lévő szíj hozzáütődhet a munkahengerek homlokfelületéhez, ami megtörné a csillapodó transzverzális rezgést és meghamisítaná a mérést.

Előnye, hogy egyszerű a konstrukció és kevés elem szükséges a mozgások létrehozásához.

2.2.2. PNEUMATIKUS (VÁKUUMOS) MEGOLDÁS



6. ábra

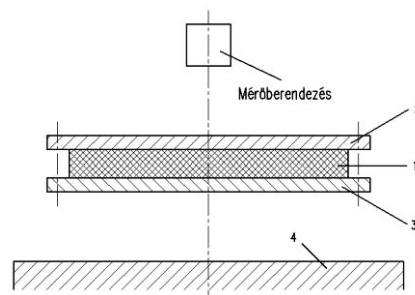
Ez a konstrukció nagyon hasonló a 2.1.1.-es pontban ismertetett megoldáshoz, előnye vele szemben, hogy jóval precízebben és elegánsabban oldja meg a szíjág kitérítésének a feladatát. A 4-sel jelölt alkatrész egy pneumatikus henger, melynek fejére egy vákuumos

tapadókorongot szerelünk. A henger végállásában hozzáér az m tömegpont szerepét betöltő lemez aljához, ekkor létrehozuk a vákuumot a tapadókorongban. Ezután visszaküldjük a hengert alaphelyzetbe, így megtörténik a keresztirányú kitérítés. A vákuum megszüntetésével hozzuk létre a szíjág transzverzális rezgést.

2.3. MÁGNESES ELVEN MŰKÖDŐ MEGOLDÁSOK

A mágneses elven működő megoldásoknál nem a mozgások bonyolultsága a probléma, hanem a keresztirányú kitérítés mértékének állítása jelent gondot.

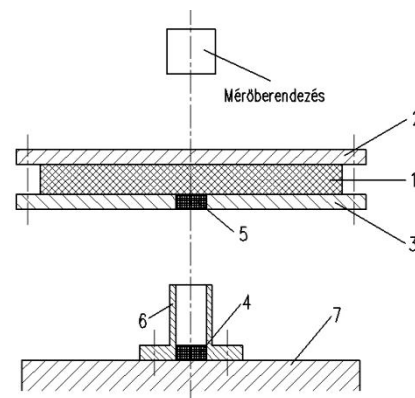
2.3.1. MÁGNESASZTALOS KONSTRUKCIÓ



7. ábra

Ebben az esetben a mágneses erő a szíjág közepére helyezett m tömegre (2, 3) hat. Ezt az erőt egy köszőrűgép mágneses asztala (4) szolgáltatja, erre rögzítjük fel a berendezést. A mágneses gépasztal bekapcsolásakor létrejön a keresztirányú kitérítés, kikapcsoláskor pedig megtörténik a szíjág gerjesztése.

2.3.2. MÁGNESESKORONGOS MEGOLDÁS



8. ábra

Ez egy bonyolultabb megoldás, de itt is a köszörűgép mágneses gépasztalát (7) használjuk. A rajzon látható 2-es és 3-as számmal jelölt alkatrész a szíjág közepére helyezett tömegpont feladatát látja el, ezek lemez alakúak és nem mágnesezhetőek. A csőszerű alkatrész (6), amely hozzá van rögzítve a gépasztalhoz szintén nem mágnesezhető anyagból készül. A csőben, illetve az alsó lemezben illesztve két erős mágnes található (4, 5). A gépasztal bekapcsolásakor a 4-es jelű állandó mágnes az asztalhoz tapad és mivel a mágneses erő az 5-ös jelű állandó mágnesre is hatással van, az keresztirányban kitéríti a szíjágat. Az elektromágnes kikapcsolásakor a 4-es állandó mágnes elindul a csőben és nekiütközik az 5-ös állandó mágnesnek, így megtörténik a gerjesztés.

3. A MEGOLDÁSOK ÉRTÉKELEMZÉSE

A módszeres géptervezésből ismert értékelemző módszerek közül a Rang-módszert alkalmaztuk az optimális megoldás megtalálására. Ennek a lényege, hogy szubjektív szempontok alapján, szubjektív pontozás szerint értékeljük a megoldásváltozatokat. A szempontokat úgy állítottuk össze, hogy azok minél jobban körülírják a legalkalmasabb berendezés tulajdonságait. A pontozás 1-től 5-ig történt, ahol 1 a legjobb és 5 a legrosszabb pontszám az adott tulajdonság szempontjából.

A szempontok a következők:

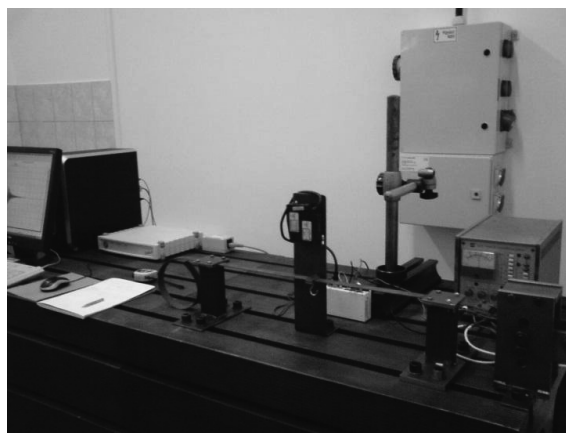
- Konstrukció.
- Mozgások bonyolultsága.
- Tiszta transzverzális rezgés létrehozása.
- A mérőberendezés elhelyezése.
- Mennyire univerzális?
- Rendelkezésre álló elemek.

	a)	b)	c)	d)	e)	f)	Σ
Csuklós	3	4	4	1	2	3	17
Bütykös	2	1	1	1	1	2	8
Súlykitérítéses	1	1	1	1	1	1	6
Vezérpályás	4	2	3	1	4	5	19
Mech.+Hidr.(1)	3	3	3	1	3	3	17
Mech.+Hidr.(2)	4	3	3	1	3	4	18
Hidr./Pneu.	2	2	2	2	4	1	13
Vákuumos	1	1	1	1	1	2	7
Mágnesasztalos	1	1	1	1	1	1	6
Mágneskorongos	3	1	1	1	1	5	12

1. táblázat

Ezek alapján a 2.1.1.-es, a 2.2.2.-es és a 2.3.1.-es pontban bemutatott megoldás változatok végeztek a legjobb helyen azonos pontszámmal. Az idő rövidsége és a rendelkezésre álló elemek hiánya miatt a 2.1.2.-es súlykitérítéses konstrukciót választottuk.

Az alkatrészek legyártása és összeszerelése után a kísérleti berendezéshez hozzáillesztettük a mérőberendezést. A mérőkör összeállítása és kalibrálása után elkezdtük a méréssorozat elvégzését, melynek kiértékelését egy másik cikkben közöljük.



9. ábra

Jelen publikáció a TÁMOP 4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt részeként az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósult meg.

4. IRODALOM

- Faragó K.: Szíjhajtású Szerszám gép Főorsók Nemlineáris Rezgése; kandidátusi értekezés, Miskolc 1985.
- Kauderer H: Nichtlineare Mechanik; Springer-Verlag, Berlin, 1958.
- Patkó Gy.: Közelítő módszer nemlineáris rezgések vizsgálatára; kandidátusi értekezés, Miskolci Egyetem, 1984.
- Simon G.: Beszámoló (Beszámoló a 2004-2007 közötti doktoranduszi tevékenységről)
- Török T.: Kísérleti berendezés tervezése szíjak dinamikai paramétereinek meghatározására; szakdolgozat, Miskolc, 2011.
- Hiram E.G.: Munkadarabefogó készülékek, Műszaki könyvkiadó, Budapest, 1970.

VESZÉLYES HIBALEHETŐSÉGEK A VÉGESELEMES MODELLEZÉS ÉS OPTIMÁLÁS SORÁN II.

DANGEROUS ERROR POSSIBILITIES DURING FINITE ELEMENT MODELLING AND OPTIMIZATION II.

Szabó Ferenc János, PhD, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék

ABSTRACT

During the study, education and practice of the finite element simulation of machine elements and products, it is easy to find some finite element modelling problems which can contain dangerous situations, which can have serious consequences if ignored or improperly modelized. In this work the effects of hydrostatic loading is investigated. This paper is the second member of a series of papers showing these kind of situations, which shows that designers and product developers can face frequently to these dangers. Further elements of this paper series would be presented in MicroCAD international conferences and Hungarian Seminar of Machine Designers and Product Developers.

1. BEVEZETÉS

A végeeselemes programrendszerek fejlődését követve azt tapasztalhatjuk, hogy ezeknek a programoknak a fejlesztése, főleg 1995 óta, (a Windows 95 megjelenésétől) két fő ágra vált szét:

- az első fejlesztési ág a tervezők munkáját segítő, könnyen áttekinthető, a CAD rendszerekkel rugalmasan kommunikáló, a tervezett szerkezet feszültségi és deformációs viselkedésére gyorsan áttekinthető, könnyen létrehozható eredményt adó verziók fejlesztése (pl. COSMOS Design Star, COSMOS Works, ANSYS Design Space [1], Workbench), nevezzük ezeket „integrált” verzióknak.

- a második ág pedig az eredeti programok további fejlesztése, melyek tartalmazzák az eddig összegyűlt teljes tudását a programrendszereknek, de emiatt több tudást, előképzettséget igényel a felhasználóktól, sőt néha kényelmetlennek tűnik a használata, mivel ezt a teljes tudást sokszor csak úgy lehet kihasználni, ha a szerkezetünket már a kezdet kezdetétől ebben a rendszerben építjük fel, nem pedig egy CAD rendszerből indulva próbáljuk

azt tovább vizsgálni, fejleszteni. Ezekre példa a COSMOS/M vagy az ANSYS TM programok, ezeket pedig nevezzük „mindentudó” verzióknak.

A kétféle fejlesztési ágból származó programok között sokszor különbségek tapasztalhatóak a felhasználó részére nyújtott szolgáltatásokban, a vizsgálható szerkezet típusban, az elvégezhető analízisekben, az alkalmazható véges elemek típusában, stb., még akkor is, ha ezeknek többféle moduljai kaphatók a szoftverpiacon és tudásuk, szolgáltatásaik folyamatosan bővülnek az újabb és újabb verziók megjelenésével.

A főbb különbségekre nézve nézzünk néhány jellemző példát, szolgáltatást, amit az eredeti „mindentudó” verziók tartalmaznak, az integrált verziók pedig nem:

- beépített programnyelv, a COSMOS/M [2] esetén ennek neve Macro Language, nagyon hasonló a FORTRAN programnyelvhez. Az ANSYS esetében APDL a neve (ANSYS Parametric Design Language), nagyon hasonló az előzőhöz. Ebben hozzáférhetünk a felépített végeeselemes modellünk összes adatához, a végeeselemes futási eredményekhez, és ezek felhasználásával olyan programot építhetünk, mely további vizsgálatokat, kiértékeléseket, esetleg optimálást végez, melyek a program által felkínált menüből már nem lennének kiválaszthatók [3], így felhasználó-specifikus továbbfejlesztések lehetségesek;

- különleges végeeselem-típusok (pl. többrétegű szálerősítéses kompozit-elem), melyekkel speciális szerkezet típusok vizsgálhatók;

- speciális analízis típusok (fejlett dinamikai vizsgálatok [4], nemlinearitások, stb.), melyek szintén igénylik és támogatják a programozhatóságot is.

Ide sorolható a hidrosztatikus terhelés kezelése is. Az „integrált” verziókban (pl. ANSYS DesignSpace v 14.), a hidrosztatikus nyomás egy külön menüpontként választható nyomás-fajta, a szokásos egyenletesen megoszló nyomás mellett. A leírás szerint a folyadékok,

porszerű anyagok esetén a közeg által kifejtett terhelés figyelembevételére szolgál. Főleg tartályok, silók, esetleg gátak, falak vizsgálatánál fontos a közeg által okozott hidrosztatikus terhelés figyelembe vétele.

Ezt alkalmazva, a tervező és a felhasználó abban a csalóka hitben ringathatja magát, hogy az ilyen szerkezetek vizsgálata esetén a sima terhelés helyett a hidrosztatikus terhelést választva teljesen kielégítő és megnyugtató eredményeket kapunk, melyekből aztán következtetéseket vonhatunk le a tervezett szerkezet megfelelő voltáról, teherbírásáról, viselkedéséről.

Az ezzel a terheléssel történő modellezés hatásairól, az ezzel kapcsolatos veszélyekről próbálunk a következőkben néhány gondolatot bemutatni, számpéldákkal illusztrálva.

2. A HIDROSZTATIKUS TERHELÉS DEFINÍCIÓJA, ALKALMAZÁSA

A hidrosztatikus terhelés leggyakrabban alkalmazott definíciója, hogy a nyomás értéke változik a mélység függvényében, azaz a közegben mélyebbre haladva a mélység lineáris függvénye a nyomás értéke p [MPa]:

$$p = \rho gh \quad (1)$$

A képletben ρ [kg/m³] a közeg sűrűsége, g a gravitációs gyorsulás (9.81 m/s²), h [m] pedig a mélységet jelöli.

Az említett programrendszerekben is, ha hidrosztatikus terhelésről beszélnek, ezt a definíciót értik hidrosztatikus nyomás, hidrosztatikus terhelés alatt.

Ez a definíció csak akkor lenne teljes mértékben kielégítő, ha a terhelést skálár mennyiségnek tekintjük, vagy elhanyagoljuk a terhelésnek az alakváltozási folyamat során bekövetkező esetleges irányváltásait.

Ritkábban hangsúlyozzák a definíciónak azt a részét, ami ezt a megfogalmazást pontosítja, kiegészíti, és különbséget tesz iránytartó terhelés és hidrosztatikus terhelés között:

Az iránytartó terhelés az alakváltozási folyamat során végig megtartja eredeti irányát. (Tehát pl. egy y irányú erő mindig y irányú marad, de a nyomás is, ha eredetileg az adott felületre merőlegesként lett megadva, megtartja eredeti irányát).

A hidrosztatikus terhelés viszont mindig merőleges az adott felületre, még akkor is, ha a felület az alakváltozás közben elferdül, vagy

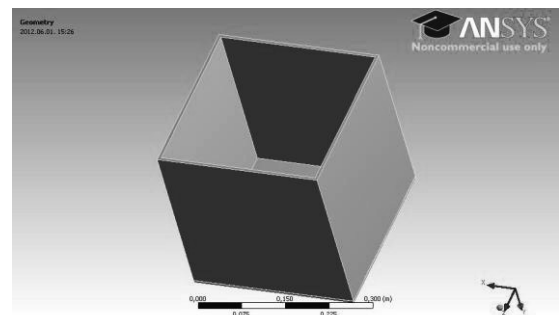
helyet változtat. Tehát a hidrosztatikus terhelés az alakváltozási folyamat során mintha irányt változtatna, azért, hogy merőleges maradjon az alakváltozott felületre. (Emellett természetesen az továbbra is igaz, hogy a mélységnek lineáris függvényeként számolható az értéke).

Mivel a folyadékokban a nyomás minden irányban egyformán hat, ezért az igazi hidrosztatikus (tehát folyadékból származó) nyomásnak nincs szüksége irányváltásra, hanem eleve tud merőlegesen hatni mind az eredeti felületre, mind pedig az alakváltozott felületre.

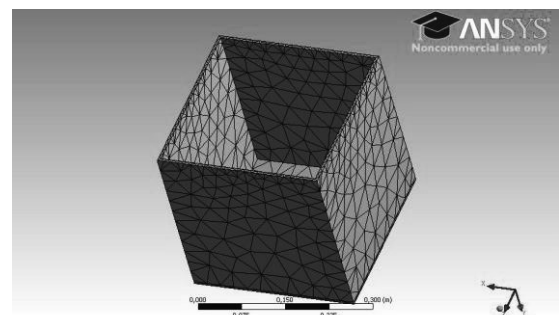
Azok a veszélyek, amikre itt fel szeretnénk hívni a figyelmet, főleg a hidrosztatikus terhelés nem-iránytartó viselkedésére vezethetők vissza.

Számpéldaként tekintsük egy akvárium (hasáb alakú tartály) egyszerű modelljét, melyet síklapokból építünk fel (200 X 200 mm mérettel és 5 mm falvastagsággal). A lapok anyaga az egyszerűség kedvéért legyen, pl. átlátszó plexi, amit a végeeselemes modellben polietilén anyagként veszünk figyelembe, a program anyagkönyvtárából ez könnyen kiválasztható.

Az akvárium képe az 1. ábrán, behálózva az 1.a ábrán látható.



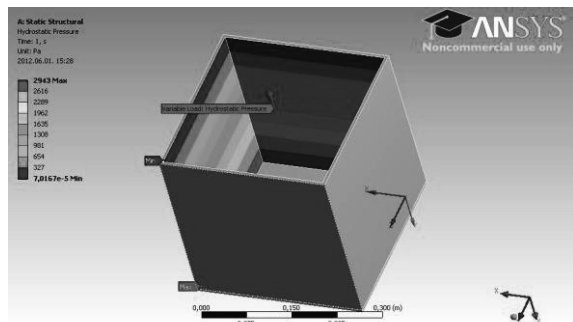
1. ábra. Az akvárium háromdimenziós modellje



1.a ábra. Az alkalmazott végeeselemes háló

Peremfeltételként azt adtuk meg, hogy az akvárium valamilyen felületen nyugszik, (azaz pl. asztallap), nem mozdítható el sem x , sem y , sem z irányba, azaz a merevtest- szerű

elmozdulások nem engedélyezettek. Ezt biztosítja a „fixed support” kényszer az alsó felületen. Terhelésként minden oldalfalon, a belső felületen az akváriumban lévő víz által kifejtett hidrosztatikus nyomást adtuk meg, ezt mutatja a 2. ábra.



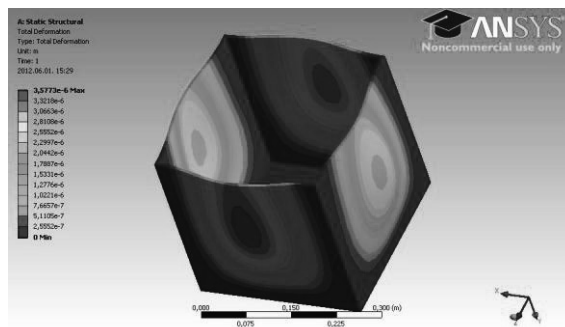
2. ábra. A hidrosztatikus nyomás eloszlása

Itt érdemes megemlíteni, hogy a hidrosztatikus terhelés megadása az ANSYS 14 Design Space verzióban nagyon kényelmes, logikus, világos módon történik, könnyen változtatható a közeg sűrűsége, a nehézségi gyorsulás értéke, iránya, sőt a közeg szabad felszíne is megadható, változtatható, esetleg meglévő felületek közül kiválasztható. Az erre szolgáló párbeszéd panel látható a 3. ábrán, a megadott értékek hatására kialakuló nyomás eloszlását (a melység irányában növekedő nyomás érték) pedig a 2. ábra szemlélteti.

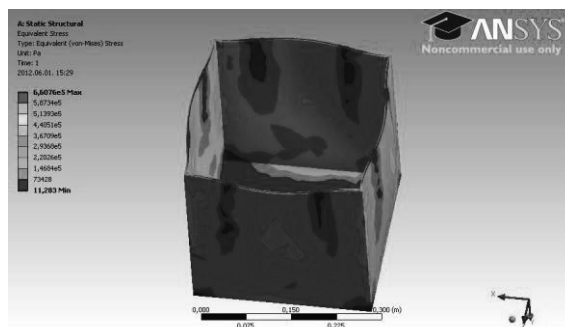
Details of "Hydrostatic Pressure"	
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	4 Faces
Definition	
Type	Hydrostatic Pressure
Coordinate System	Global Coordinate System
Suppressed	No
Fluid Density	1000, kg/m ³
Hydrostatic Acceleration	
Define By	Components
X Component	0, m/s ²
Y Component	9,81 m/s ²
Z Component	0, m/s ²
Free Surface Location	
X Coordinate	0,12454 m
Y Coordinate	-0,305 m
Z Coordinate	0,11465 m
Location	Click to Change

3. ábra. A hidrosztatikus nyomás megadása

A terhelés hatására fellépő feszültségi és deformációs értékek színes kontúros formában a 4. és 5. ábrán találhatók.



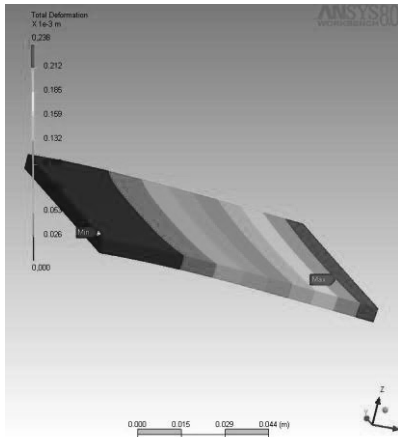
4. ábra. Az akvárium deformációs kontúrjai



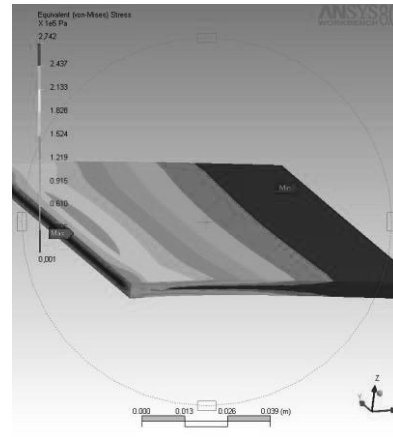
5. ábra. A feszültségkontúrok

Felmerül a kérdés, hogy az így figyelembe vett terhelés iránytartó-e, vagy esetleg követi a hidrosztatikus terhelés nem iránytartó jellegét? Ennek bizonyítására egy külön végeeselemes vizsgálatot végeztünk. Az akvárium egy lapját kiragadva, megadtuk a belső felületére az előzőekben leírt módon a hidrosztatikus terhelés felét, majd leolvastuk a hossz mentén több pontban az elmozdulás értékeket. Létrehoztuk a lemez alakváltozás utáni modelljét, a sík alak helyett a lehajlások érékeit görbülő felülettel közelítve. Erre, a deformáció utáni állapotra adtuk meg a hidrosztatikus terhelés másik felét, ekkor biztos, hogy az így megadott terhelés az alakváltozás utáni felületre merőleges lesz. Ezt a módszert természetesen lehetne finomítani, több lépésben felbontani az alakváltozási folyamatot, amit a „mindentudó” rendszerekben a programozási nyelv lehetőségei is megkönnyíthetnének, ám a viszonyokat már ez az egy lépéses felbontás is jól mutatja. A sík lemezen kialakuló feszültségi és deformációs állapotot a 6.a és b. ábrán, az alakváltozás utáni állapotra tett terhelés hatására bekövetkező helyzetet a 7.a és b. ábrán láthatjuk.

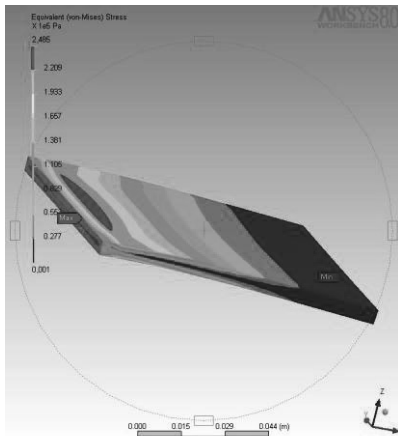
A sík lemezre alkalmazott egyszerre ráadott hidrosztatikus terhelés esetén a kialakuló maximális feszültség 0.2485 MPa, a maximális deformáció értéke pedig 0.238 mm.



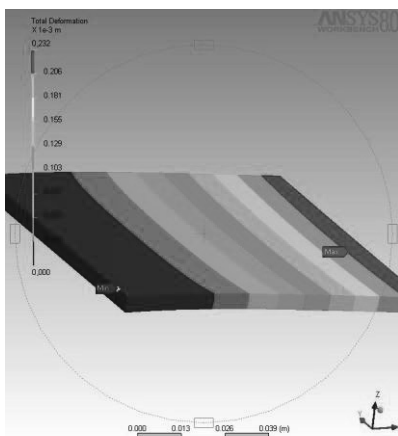
6.a. ábra. A sík lemezre alkalmazott terhelés hatására kialakuló deformációk



7.b. ábra. A 7.a. ábrabeli eset feszültségei



6.b. ábra. A 6.a ábrabeli esethez tartozó feszültségek



7.a. ábra. Az alakváltozás utáni állapotra tett terhelésre adódó deformációk

Az alakváltozás utáni állapoton alkalmazott hidrosztatikus terhelés (a terhelés második fele) esetén a maximális feszültség értéke 0.2742MPa volt, a legnagyobb deformáció pedig 0.232 mm.

Megjegyzendő, hogy a feszültségek viszonylag kis értéke arra vezethető vissza, hogy a tartály kis méretei miatt a terhelés értéke is viszonylag csekély. Nagyobb tartály esetén ezek az értékek jóval nagyobbak is lehetnének, de akkor a deformációk is nagyobbak lennének. Azért vizsgáltuk ezt az esetet, hogy megmaradhassunk a „kis alakváltozások” tartományában, hiszen így a legnagyobb alakváltozás mértéke kb. 20-ad része a lemez vastagságának, tehát még „kis” alakváltozásnak tekinthető.

A feszültségek esetén 10.34% eltérés mutatkozik (az alakváltozott szerkezetet terhelve nagyobb feszültség adódik), míg a deformációk értékét tekintve az eltérés mértéke 2.58%. Ezek az eltérések a terhelés növekedésével, a lehajlás értékének növelésével még jelentősebbek lennének, valamint most csak egy lépésben vizsgáltuk az alakváltozás utáni szerkezetre történő terhelés-irányváltást, több lépcső alkalmazásával a különbségek tovább nőnének.

Elmondható tehát, hogy a végeselemes program által alkalmazott hidrosztatikus terhelés iránytartó terhelésként viselkedik, tehát nem veszi figyelembe, hogy az alakváltozás során megváltozó felületre merőlegesnek kellene maradnia.

Az eltérésekből levonható másik, fontos következtetés pedig az, hogy azoknál a szerkezeteknél, ahol fontos a hidrosztatikus terhelés figyelembevétele, nem elegendő csupán a mélység szerinti nyomásváltozás követése, hanem elengedhetetlen az iránytartástól való eltérés, azaz a felületre

merőleges maradás követése is, hiszen ennek elhanyagolása jelentős eltéréseket eredményezhet, ráadásul a merőlegesen maradó terhelés nagyobb feszültségi értékeket okoz. Ezek az eltérések már kis alakváltozások esetén is jelentősek, nagyobb alakváltozásoknál még jelentősebb méreteket ölthetnek.

Ha az iránytartóan viselkedő hidrosztatikus terhelésből adódó feszültségek alapján vonnánk le azt a következtetést, hogy a tervezett szerkezet megfelelő, akkor az a veszély áll fenn, hogy a valóságos, merőlegesen maradó hidrosztatikus terhelés esetén létrejövő, jelentősen nagyobb feszültségek esetleg már tönkremenetelt okozhatnak! Egy ilyen eltérés akár olyan mértékű katasztrófát, tönkremenetelt is okozhat, mint amilyen az Ajka közelében tapasztalt vörös iszap- katasztrófa is volt.

Mivel a merőlegesen maradás modellezése nehézkes, körülményes (újra kell építeni a háromdimenziós modellt, a deformációkat is figyelembe véve, két, esetleg több lépésben), ezért esetleg korrekciós tényező alkalmazása is javasolható, vagy elfogadható lehet a hidrosztatikus terhelés merőlegesen maradó hatásának a figyelembevételéhez, de ennek elhanyagolását komoly szerkezetek tervezésekor semmiképpen sem javasoljuk!

3. AZ IRÁNYTARTÓ ÉS A HIDROSZTATIKUS TERHELÉS RÉSZLETES ÖSSZEHAJLÍTÁSA

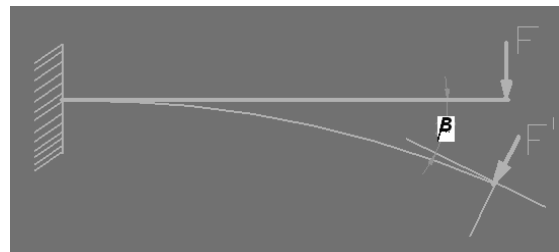
Vizsgáljuk meg részletesen, milyen következményekkel jár, ha a terhelés az iránytartás helyett mindig normális a felületre! Ehhez tekintsük a 8. ábrát, melyen sematikusabban ábrázoltuk egy befalazott tartó lehajlását. A terhelést az egyszerűség kedvéért koncentrált erőként ábrázoltuk.

Hidrosztatikus terhelés esetén a merőlegesen maradás miatt kialakuló irányváltozásból az iránytartó erőhöz képest egy újabb, vízszintes erőkomponens jelenik meg, ami iránytartó terhelés esetén elmarad. Ennek az erőkomponensnek feszültség- következményei skalár- szerűen hozzáadódhatnak a hajlítás okozta, megfelelő irányú feszültségekhez, viszont az ez által okozott megnyúlás csak vektorosan adódhat hozzá a hajlításból adódó lehajláshoz, hiszen más irányú, így a teljes lehajlás abszolút értékén az általa okozott eltérés kevésbé látszik meg, mint a feszültség értékében. Ugyanakkor az eredeti irányban a merőlegesen maradó erőnek már csak egy része mutat, ami látszólagos terheléscsökkenést

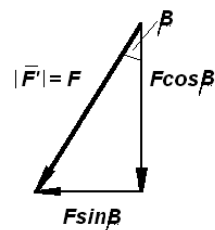
eredményez. Ez meg is mutatkozik a 6. és 7. ábra elmozdulási és feszültségi eredményeit összehasonlítva.

Külön ábrázoltuk az erővektorokat az alakváltozás előtti és az alakváltozott esetre, ahol a β -val jelölt szög az alakváltozás mértékét jelöli, nagyobb alakváltozáshoz nagyobb szög tartozik (8.a ábra).

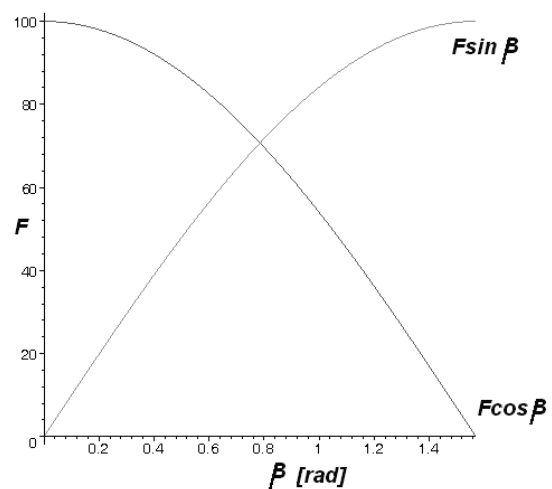
F jelöli a terhelést, ha ez iránytartó, akkor az ábrán vázolt helyzetben a terhelés mindig függőleges. Hidrosztatikus esetben az irányváltozást figyelembe véve az eredeti irányba mutató erőkomponens $F \cos \beta$, a megjelenő új erőkomponens, pedig $F \sin \beta$ nagyságú. Ezeket a β függvényében ábrázoltuk is a 9. ábrán.



8. ábra. Az alakváltozás előtti és utáni helyzet



8.a. ábra. Az erőkomponensek



9. ábra. Erőkomponensek a szög függvényében [N]

4. KÖVETKEZTETÉSEK

A hidrosztatikus terhelés definíciójának megadásakor figyelembe kell venni, hogy a terhelések vektormennyiségek, azaz nagyságuk és irányuk van, tehát a definíciót is ennek megfelelően kell felépíteni. A terhelés nagyságát illetően a definíció azt mondja ki, hogy a hidrosztatikus nyomás értéke a mélység lineáris függvénye. Sok esetben (pl. végeelemes programok által felkínált hidrosztatikus terhelés lehetőségek) meg is állnak ezen a ponton és nem veszik figyelembe a definíciónak a terhelés irányára vonatkozó részét, mely szerint a hidrosztatikus terhelés (főleg, ha ez valamilyen folyadék vagy hasonló közeg hatásából adódik) mindig merőleges a felületre, még ha a felület az alakváltozás során meg is változtatja helyét, pozícióját, stb.

Egy, síklapokból felépített akvárium példáján keresztül bemutattuk a hidrosztatikus terhelés használatát egy végeelemes programban, majd egy oldalfalat kiragadva, bebizonyítottuk, hogy a program által felkínált hidrosztatikus terhelés iránytartó, azaz nem marad merőleges az alakváltozás közben a felületre.

Az alakváltozási folyamatot a terhelés felénél megszakítva, létrehoztuk a deformáció utáni helyzetet, majd erre az alakváltozás utáni állapotra alkalmaztuk a terhelés másik felét, immár merőlegesen az alakváltozott felületre. Az így kapott eredményeket összehasonlítva az iránytartó esetre kapott eredményekkel, megállapítottuk, hogy a terhelés által okozott feszültségek értékében nem elhanyagolható növekedés tapasztalható a merőlegesen maradó terhelés esetén. Az elmozdulásokat tekintve kisebb az eltérés.

Mivel tehát a valóságban nagyobb feszültségek fordulnak elő, mint a program által számolt érték, ha csak a végeelemes számításokra hagyatkozunk, veszélybe kerülhet az általunk tervezett szerkezet, hiszen a számolt értéknél nagyobb feszültségek, főleg határállapotok közelében, nem várt tönkremeneteleket, esetleg fáradásos töréseket eredményezhetnek.

A másik fontos következtetés, hogy az elmozdulások tekintetében nem jelentősek az eltérések, tehát egy szerkezet esetleges állapotellenőrzései, felmérések, monitoring során ne csak a lehajlás, deformáció mért vagy érzékelhető mértékéből induljunk ki és vonjunk le következtetéseket a szerkezet állapotát, várható élettartamát illetően, hanem ennél sokkal fontosabb a feszültségállapot figyelése, felmérése, hiszen az eltérések a feszültségek esetében jelentősebbek.

Az erőkomponenseknek az alakváltozás mértékének függvényében való ábrázolása alapján az is látható, hogy minél nagyobb a szerkezet terhelése és az ebből adódó alakváltozás mértéke, annál jelentősebbek lesznek az eltérések, az ezt mutató görbék meredekek. Ebből arra lehet következtetni, hogy határállapotok közelsége, nagy terhelések esetén az így lefelé forduló veszélyek még nagyobb mértékűek. Mivel a hidrosztatikus terhelésnek a felületre merőlegesen maradása körülményesen modellezhető, az alakváltozás utáni felületre történő terhelés megadása időigényes, az egyszerűség kedvéért esetleg korrekciós tényezőt is alkalmazhatunk az itt bemutatott hatások tervezés során való figyelembe vételére, így csökkentve vagy kiküszöbölve az elhanyagolásukból adódó veszélyeket.

5. IRODALOM

[1] ANSYS Inc.; SAS IP Inc. (2011): *ANSYS Mechanical APDL Technology Demonstration Guide*, Southpointe, 275 Technology Drive, Canonsburg, PA 15137, USA.

[2] SRAC, Structural Research and Analysis Corporation (1997): *COSMOS/M User's Guide*, SRAC, Santa Barbara CA, USA.

[3] Szabó, F. J. (2008): Multidisciplinary optimization of a structure with temperature dependent material characteristics, subjected to impact loading. *International Review of Mechanical Engineering (IREME)*, Vol. 2. No. 3. May, 2008, Naples, Italy. ISSN 1970- 8734

[4] Szabó, F. J. (2010): *Modál- analízis*. 19.1 fejezet a **Rezgésdiagnosztika** című tankönyvben, Szerkesztő.: Dömötör Ferenc, Főiskolai Kiadó, Dunaújváros, 2010. pp. 191- 206.

6. KÖSZÖNETNYÍLVÁNÍTÁS

Jelen munka a TÁMOP-4.2.1.B- 10/2/KONV-2010-0001 sz. projekt részeként, az Új Magyarország Fejlesztési Terv keretében jött létre (4. sz. Kiválósági Központ, 4. sz. Tudományos Műhely). A projekt megvalósulását az Európai Unió az European Social Fund társfinanszírozásában támogatta. A szerző ezúton kíván köszönetet mondani a munka során kapott támogatásért és segítségért.

DINAMIKUSAN TERHELT CSŐ ALAKVÁLTOZÁSÁNAK VÉGESELEMES VIZSGÁLATA

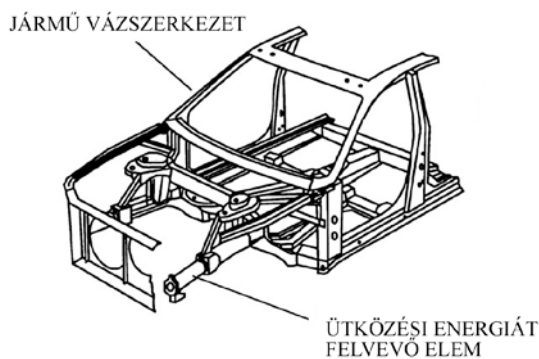
FINITE ELEMENT ANALYSIS OF TUBES UNDER AXIAL CRUSHING

Szalai Judit PhD hallgató, Dr. Váradi Károly egyetemi tanár
Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem
Gép- és Terméktervezés Tanszék
H-1111 Budapest, Műegyetem rkp. 3-9.

ABSTRACT This article deals with dynamically loaded tube deformation studies using finite element analyses. The tubes are prepared in different thickness, containing symmetrically arranged indentations which provides opportunity to examine the axial load induced processes, deformation and stress distributions. According to the results, at the edges of the cross-section the uniform stress distribution changes from constant to irregular stress distribution showing peak values.

1. BEVEZETÉS

Az energiaelnyelés fontos szerepet játszik a járműipari alkatrészek tervezésében, ahol a nagy intenzitású dinamikus terhelések enyhítésére jelentenek megoldást az ütközéscsillapító megoldások (1. ábra).



1. ábra: Energiaelnyelő elem alkalmazása a járműiparban [1]

A tervezők gyakorlati célja az, hogy a megfelelő merevséget és a strukturális terhelési maximumot megtalálják a járművek ütközésekor fellépő deformációs folyamatok figyelembevételével, ezért az ütközések során lejátszódó folyamatok modellezése fontos szerepet játszik az ütközésállóság tervezésében. A járművek ütközés szimulációjánál az utóbbi években egyre nagyobb teret nyertek a számítógéppel segített közelítő módszerek, melyekkel, az ütközési folyamatoknál térben és

időben lejátszódó folyamatok jó közelítéssel modellezhetők [2].

A deformációt leíró modellek leginkább a jármű elejének energiaelnyelő képességére és deformációjára fókuszálnak, mivel a leggyakrabban előforduló balesetforma a frontális ütközés a baleseti statisztikák szerint. A frontális ütközés során a jármű vázszerkezet deformációs és energiaelnyelő képességének erő, energia és alakváltozási kritériumoknak kell megfelelnie [3].

A vázelemek tervezett stabilitásvesztésnek megfelelő sorrendben történő tönkremenetele szempontjából fontos tényező, hogy az ütközés esetén ne sérüljön meg kritikus vázelem, és a jármű mozgási energiáját az előre meghatározott, kijelölt elemeknek kell deformációs munkával elnyelniük.

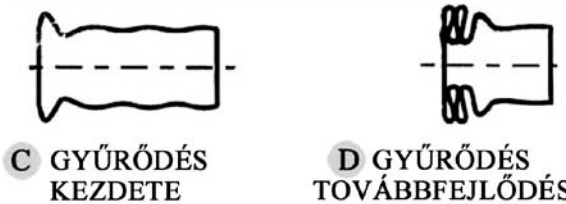
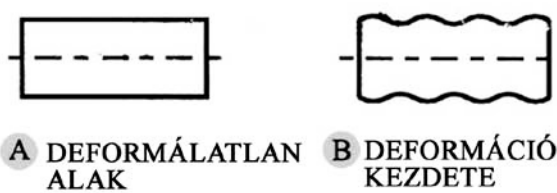
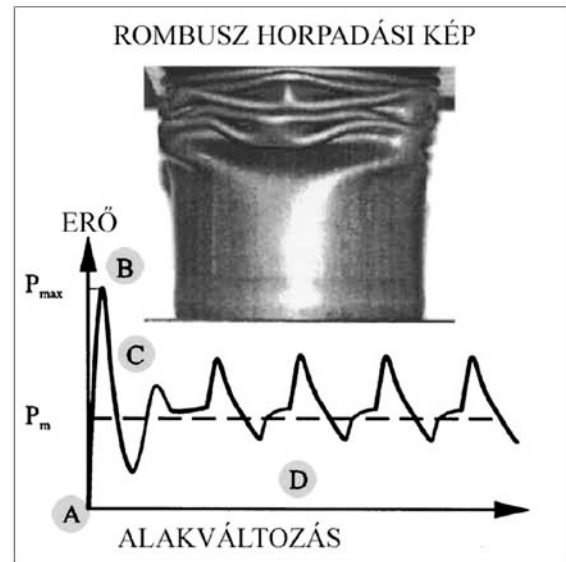
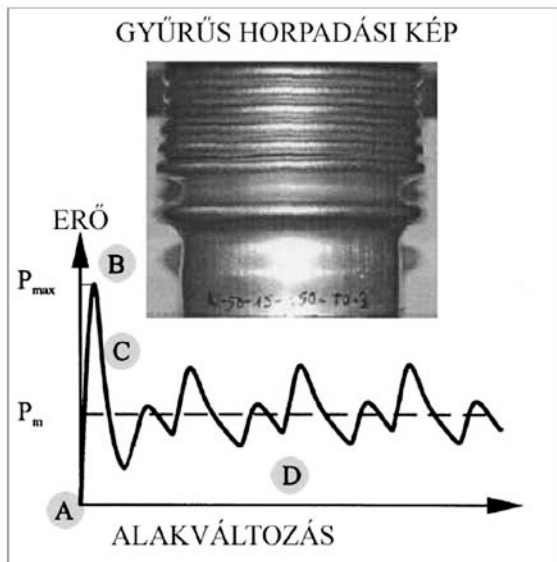
Az energiaelnyelő elem tervezése során tehát lényeges, a terhelés közben fellépő deformáció, horpadási mód és a hozzá kapcsolódó erőalakváltozás görbe paraméterfüggőségét előtérbe helyezni.

Az alakváltozás és energiaelnyelés befolyásoló főbb tényezők:

- geometria (méretek, bemetszések),
- anyagtulajdonságok (merevség, anyagi viselkedés),
- peremfeltételek (pl. befogott vagy nem befogott terhelt cső),
- terhelési feltételek (terhelés bevezetése, terhelés időtartalma).

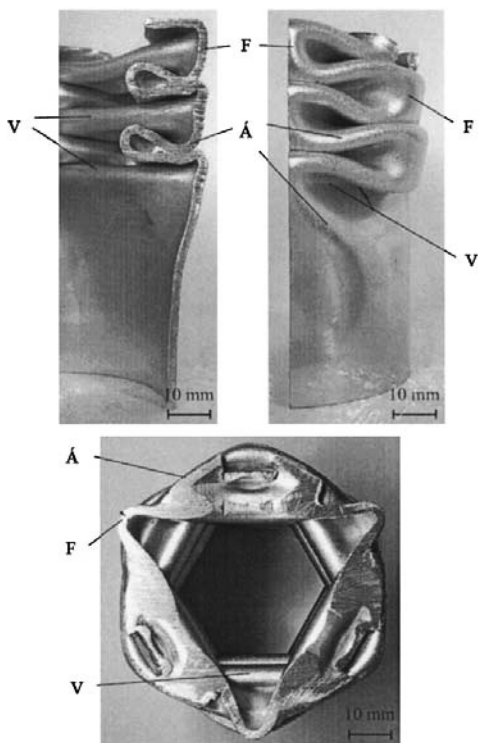
Az ütközéscsillapító elemként alkalmazott, tengelyirányú terhelésnek kitett acél csövek optimális méretének meghatározása során, azok kísérleti horpadási képeiről számos szakirodalmi anyag lelhető fel.

A geometria, a csőhossz, a falvastagság és átmérő függvényében létrejövő gyűrűs és rombusz típusú gyűrődési minták (2. ábra) bizonyultak a legelőnyösebbnek az energiaelnyelés során [1].



2. ábra: Tengelyirányú erővel terhelt cső jellemző horpadási módjai [1]

Az alakváltozási folyamat felbontható három horpadási szakaszra: átlós, vízszintes és függőleges horpadási módra, amit a 3. ábra törésteszt után félbevágott csöveken mutat be.



V: VÍZSZINTES HORPADÁS. F: FÜGGŐLEGES HORPADÁS
Á: ÁTLÓS HORPADÁS

3. ábra: Az energiaelnyelési folyamat során létrejövő gyűrődési minták [1]

2. CSŐ GEOMETRIA ÉS VEM MODELLJE

Munkánk során, végeeselemes modellek segítségével azt vizsgáltuk, hogy a speciális kialakítású, szabályos benyomódásokat tartalmazó csőgeometria esetén, különböző falvastagság mellett, hogyan változik meg az energiaelnyelés és a horpadási folyamat egyenletessége.

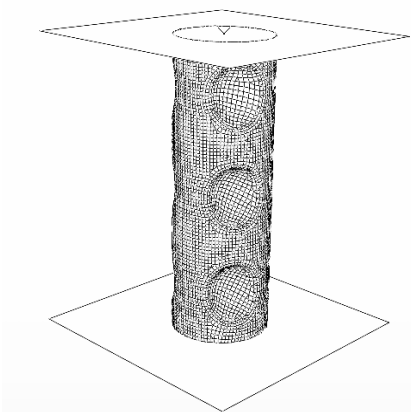
A kezdeti geometriai paraméterek kiválasztásában [4] a cső axiális, tengelyirányú horpadási viselkedésében a szakirodalomban fellelhető kísérletek alapján meghatározott deformációs folyamatok voltak a támpontok. A vizsgálat során használt anyagjellemzőket az 1. táblázat foglalja össze.

1. táblázat: A modellezéshez felhasznált főbb anyagjellemzők

<i>Anyagjellemzők</i>	
<i>Rugalmassági modulus (E_1, E_2)</i>	<i>210000MPa</i>
<i>Poisson-tényező (ν_1, ν_2)</i>	<i>0.3</i>

Az ütközés egyszerűsített modelljeként, a cső tengely irányú nyomásnak volt kitéve, és az egyik véglapot mozgónak a másikat merevnek tekintettük.

A terhelt cső fő méretei: átmérő $d=60\text{mm}$, csőhosszúság $L=170\text{mm}$, falvastagság $t_1=1\text{ mm}$, $t_2=1,5\text{ mm}$ (4. ábra).



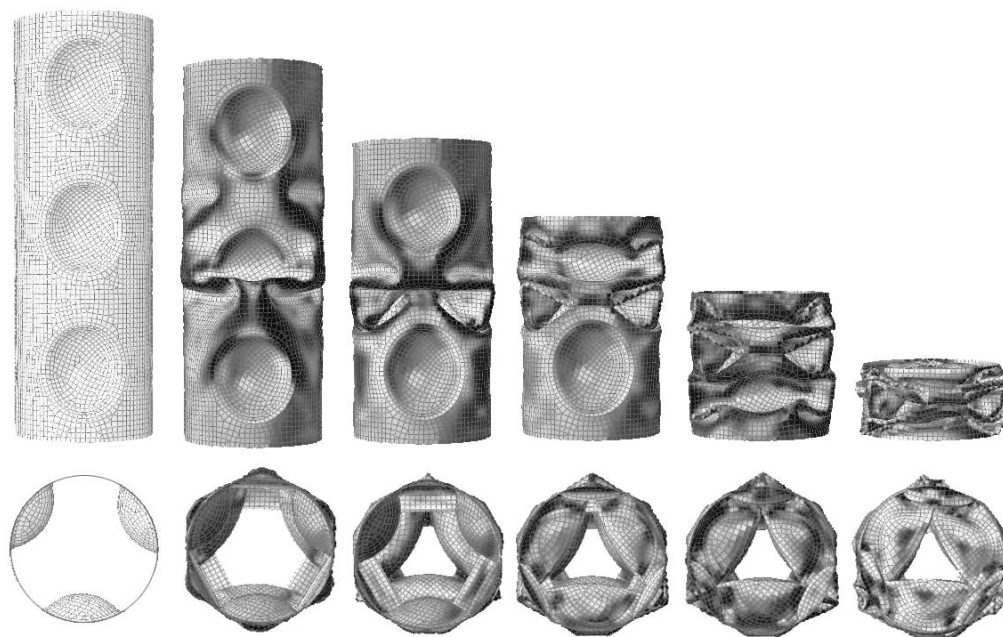
4. ábra: A felhasznált modell geometria

A ütközés időtartama 0,1 másodperc, az ütközés sebességét 30km/h-nak feltételezve, az ütközés kezdetekor a mozgó véglap kezdeti sebessége 8300mm/s, a rá ható tömegként 1000kg-ot adtunk meg.

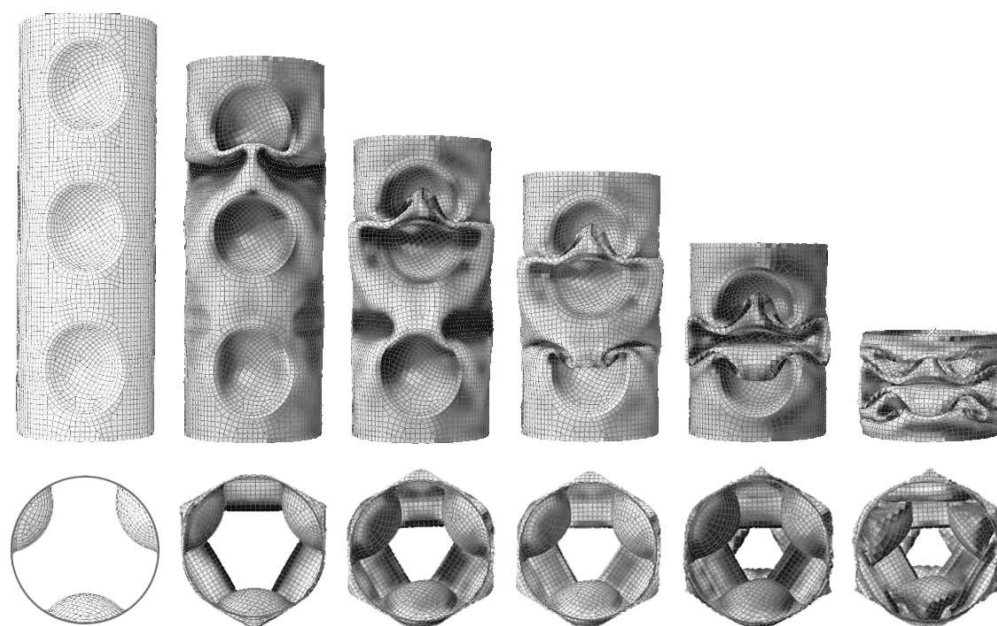
3. EREDMÉNYEK

01 cső esetén

A cső megfelelő merevséggel bír, falvastagsága 1 mm, viszonylag egyenletesen, folyamatosan nyeli el az energiát, a meggyengített keresztmetszetek gyűrődnek elsőként (5. ábra).

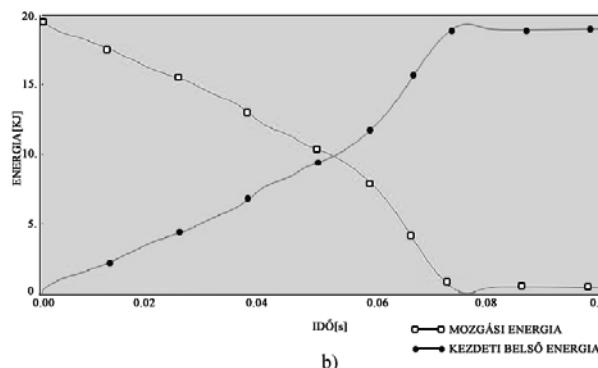
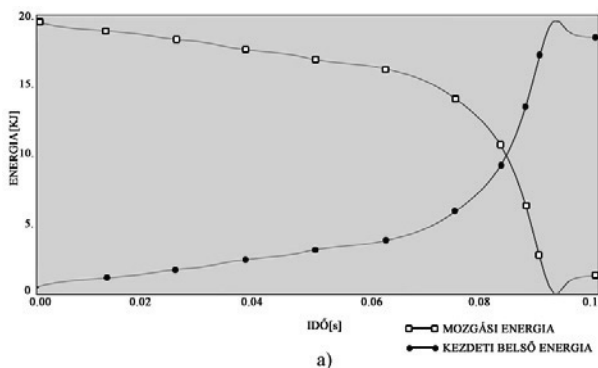


a) 01 cső ($t_1=1\text{ mm}$)



b) 02 cső ($t_2=1,5\text{ mm}$)

5. ábra: Horpadási kép oldal- és felülnézeti képe, változó falvastagság esetén



6. ábra: Mozgási és a kezdeti belső energia alakulása az idő függvényében
a) 01 cső esetén, b) 02 cső esetén

02 cső esetén

Az előző geometriájú cső falvastagságát 1,5 mm-re növeltük, ekkor a cső sokkal merevebb, erősebb.

Erőteljes horpadási viselkedés definiálható; a tönkremenetel a fedőlaphoz közeli területen érzékelhető elsőként jellegzetes horpadásként (5. ábra).

A belső energia függvény szintén folyamatosan, egyenletesen nagy merevséggel emelkedik, ami megmutatja, milyen jól torzul a cső (6. ábra).

4. KÖVETKEZTETÉSEK

A merevséget összességében a falvastagság, lokálisan pedig a bemetszések határozzák meg.

Ha a cső bármely keresztmetszet környezetében a nyomóerő nagysága meghaladja a kritikus értékét, a felületen a nyomóerő irányában jelentkező hullámmal, horpadás alakul ki.

A bemetszések által okozott keresztmetszet csökkenések helyén, az eddig egyenletes eloszlású feszültség szintek követik a bemetszés alakját. Az energiaelnyelés során feszültségkoncentrációk lépnek föl.

A "feszültségáram" határozottan eltérül, a bemetszések környezetében, legnagyobb értéke jelentősen befolyásolja a cső alakváltozását.

A gyengített keresztmetszetek környezetében bekövetkező alakváltozások feszültségkoncentrációs érzékenysége lényegesen nagyobb.

A kapott eredményekből látható, hogy a szabályos benyomódásokkal kialakított forma a gyúrt alakot illetve a gyűrődést irányítottá teszi, ami jól mutatja azt, hogy alkalmazásával egyenletesebb horpadási kép jön létre.

A keresztmetszet változásoknak a csőbeli feszültségre gyakorolt összesített hatását az alak és feszültségkoncentráció együttesen befolyásolja.

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A munka szakmai tartalma kapcsolódik a "Új tehetséggondozó programok és kutatások a Műegyetem tudományos műhelyeiben" c. projekt szakmai célkitűzéseinek megvalósításához. A projekt megvalósítását a TÁMOP - 4.2.2.B-10/1-2010-0009 program támogatja.

IRODALOMJEGYZÉK

- [1] Marsoleka, J.- Reimerdesb, H.-G.: Energy absorption of metallic cylindrical shells with induced non axsymmetric folding patterns, International Journal of Impact Engineering 2004, pp.1209–1223.
- [2] Harmati, I.- Várlaki, P.: Identification of Energy Distribution for Crash Deformational Processes of Road Vehicles, Acta Polytechnica Hungarica, 2007, pp. 19-20.
- [3] Vincze-Pap, S.: Autóbuszok ütközésállósági vizsgálatai, PhD dolgozat, Bp., 2008
- [4] Szalai, J.- Fodor, L.: Ütközésállóság vizsgálat és optimális méretezés lökhárító energiaelnyelő elemeinek esetén, XX. Nemzetközi Gépészeti Találkozó 2012, Kolozsvár, Románia, pp. 425-427.

OSZLOPOS FÚRÓGÉP REZGÉSEINEK VÉGESELEMES VIZSGÁLATA

VIBRATION ANALYSIS FOR A PILLAR DRILLING MACHINE BY FINITE ELEMENT TECHNIQUE

*Szirkik Sándor, egyetemi docens, PhD
Miskolci Egyetem, Mechanikai Tanszék*

ABSTRACT

This paper deals with the vibration analysis of a pillar drilling machine. A simplified FE model is presented, where a beam model is used instead of a 3D model of the drilling machine. The main objective is to determinate the natural frequencies and mode shapes. The dynamic behavior of the machine structure can be investigated by mode superposition analysis in Adina finite element software [6]. The finite element analysis is a powerful technique which is enabled to obtain the forced response of the machine.

1. BEVEZETÉS

A forgácsolási eljárások közül a fúrás az egyik leggyakoribb művelet, amelynél a forgácsoló mozgást és az előtoló mozgást is a gép orsójába fogott szerszám végzi el. Az adott átmérőjű furatok készítése, vagy a már előfúrt furatok bővítése a munkadarabokon többféle szerszámgépen is elvégezhető, azonban a fúrás alapvető gépe a fúrógép.

A fúrógép szerkezeti kialakításának tökéletesítéséhez, működésének hatékonyabbá tételéhez, stb. több minden más mellett különféle rezgéstani vizsgálatok, számítások is szükségesek. Jelen esetben egy, az általunk megválasztott paraméterekkel bíró, általános felhasználású oszlopos fúrógép szerkezetének mechanikai vizsgálata kerül bemutatásra az Adina végelelemes program segítségével. A fúrógép rezgéstani modelljének alkotása során a főbb szerkezeti elemek tömegét és kialakítását alapul véve redukált tömegekből és őket összekapcsoló megfelelő rugalmassággal és geometriai paraméterekkel bíró rudak felhasználásával egy ún. csillapítás mentes rezgőrendszer kerül felépítésre. A fúrógép szerkezetének dinamikai viselkedését az így kialakított tömeg-rugó rendszer segítségével lehet gyorsan és hatékonyan elemezni.

Természetesen az így felépített modell jóságát igazán csak mérések útján lehetne igazolni.

A számítások alapját a szerkezet első néhány sajátfrekvenciájának meghatározása jelenti és ezek birtokában kerül sor egy időben változó nagyságú terhelő erő hatásának vizsgálatára, azaz a gépállvány üzem közbeni terheléseit modellezve vizsgáljuk az ún. erőgerjesztések szerkezetre gyakorolt hatását. A gép fúrési pontosságát sok más tényező mellett a szerkezeti kialakítás rezgéstani viselkedése alapvetően befolyásolja. Így a konstrukció minősítésekor a különböző gerjesztések szerkezetre kifejtett hatását is figyelembe kell venni. A gép sajátrezgéseinek meghatározását és azokat befolyásoló, őket elhangoló tömegek hatását már az [1], [2] munkák is vizsgálták. Ezen túlmenően további paraméterek és méretváltoztatások fúrógép működésére gyakorolt hatását is lehet az említett módon kialakított modellen vizsgálni.

2. OSZLOPOS FÚRÓGÉP SZERKEZETI FELÉPÍTÉSE

Az oszlopos fúrógép géposzlopát a legegyszerűbb módon szabványos méretű és megfelelő módon megmunkált acélcsőből lehet elkészíteni. A mechanikai szempontok alapján történő ellenőrzés során az oszlop gyártása közben végzett különféle átalakításoktól és megmunkálásoktól az egyszerűség végett természetesen eltekintünk és csak magát az egyszerűsített geometriát, azaz a géposzlopot, mint vastag falú körgyűrű keresztmetszetű prizmatikus rudat vesszük figyelembe. Így a géposzlopot a továbbiakban egy $D = 80$ mm külső átmérővel és $v = 5$ mm falvastagsággal bíró, valamint a költséghatékonyság miatt S235 jelű szerkezeti acélból készített vastag falú csőnek tekintjük.

A gép paramétereit az átlagos értékek alapján választottak, így a főoszlop 1600 mm magasságú, amelyen az állítható magasságú munkasztal a géptalptól mért 800 mm magasságban rögzített. A fúrófej hossz tengelye

és a főoszlop középvonala között $l_1 = 180$ mm távolság, a motor súlypontja és a főoszlop középvonala között pedig $l_2 = 200$ mm távolság mérhető.

A numerikus számítások során a szerkezeti részek szükséges anyagjellemzőit és az egyéb paraméterek számértékeit csak mértékegység egyeztetés után lehet megadni, mivel alkalmazott végeeselemes programmal végzett számítások dimenziótalanított módon történnek. Így ha az elmozdulás-koordinátákat mm a feszültség jellegű mennyiségeket pedig MPa mértékegységben szeretnénk megkapni, akkor a tömeget tonnában a sűrűséget pedig tonna/mm³-ben kell megadni a dinamikai feladatok előírása során.

A géposzlop szilárdságtani ellenőrzése során a várt módon, az 1. ábrán látható A jelű pontnál, azaz a befalazással modellezett géptalpnál ébred a géposzlopban a legnagyobb redukált feszültség, mint az a [3] munkában is kimutatásra került. Ha ezt összevetjük az acélcső acélanyagára érvényes folyáshatár számértékével, megállapíthatjuk azt, hogy az n_t tényleges biztonsági tényező értéke eléggé nagy ahhoz, hogy az oszlop szilárdságtani szempontból nagy biztonsággal megfeleljen a rászertelt alkatrészek súlyából származó állandó terhelések által okozott igénybevételeknek és még nagy tartalékokkal rendelkezik ahhoz is, hogy a dinamikus hatásokból keletkező terhelések hatását is jól viselje. Természetesen a [3] szakdolgozatban a géposzlop, mint karsú rúd kihajlásra is ellenőrzésre került. Az itt most külön nem részletezett számításokból kiderült, hogy a géposzlop a megadott terhelések mellett kihajlásra egyáltalán nem lesz veszélyes.

3. A GÉPOSZLOP SAJÁTREZGÉSEI

A géposzlopot egy egyszerű rúdmodellként, azaz hajlított-nyírt rúdelemekből felépített végeeselemes modellként kezelve számíthatók a sajátfrekvenciák, valamint a hozzájuk tartozó lengésképek. Ilyen egyszerű geometria mellett lehetőség nyílik a végeeselemes számításból nyert sajátfrekvenciák számértékeinek gyors ellenőrzésére a [4] alapján felírt, befalazott végű rúd sajátfrekvenciáira érvényes analitikus képletből számított értékek alapján, ahol a számításokban alkalmazott anyagjellemzők az $E = 2 \times 10^5$ MPa a Young-féle rugalmassági modulus és $\rho = 7800$ kg/m³ sűrűség.

Összevetve a végeeselemes megoldást az analitikus képlet alapján végzett számításból nyert eredményekkel az 1. jelű táblázatból megállapítható az, hogy a rúdmodellen végzett végeeselemes számításból nyert számértékek

közel azonosak az analitikus értékekkel, így az alkalmazott végeeselemes tárgyalás módban a beállított paraméterek, azaz a megfelelően megválasztott elemhossz mellett a numerikus számítás is kellően pontos eredményeket szolgáltat.

1. táblázat. Sajátfrekvenciák értékei [Hz]

Rezgéskép	Adina	Analitikus mo.
1.	29,4	29,45
2.	183,5	184,05
3.	510,8	515,52

Az oszlop falvastagságának növelése, mint azt [3] is kimutatta, a sajátfrekvenciák csökkenését eredményezi, ami jól egybevág a gyakorlatban tapasztaltakkal, azaz géposzlopnak itt célszerű csövet választani.

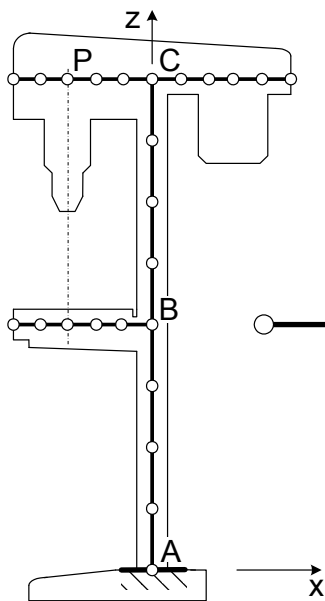
4. A FÚRÓGÉP VÉGESELEMES MODELLJE

4.1. Modelllezési feltevések

A fűrógép szerkezeti felépítését egyszerűsítve a géposzlopot, a villanymotort, magát a fűrógépséget és az ezeket tartó részeket, valamint a munkaasztalt két csomópontú rúdelemekre osztott rúdmodell helyettesítik a rezgéstani vizsgálatokban. A főoszlop előző rúdmodelljét kell tehát továbbfejleszteni, kiegészíteni. A rezgéstani modell így további rudakkal kerül kiegészítésre, ahol az egyes új rúdszakaszokon vett rúdelemekhez úgy kell keresztmetszeti jellemzőket rendelni, hogy azok a gép adott részein lévő keresztmetszetek befoglaló téglalap-keresztmetszeteit vegyék alapul. Összefoglalva tehát úgy járunk el, hogy az adott rúdszakaszokon az egyszerűsített keresztmetszet területének nagyságát, valamint másodrendű nyomatékait elemenként külön-külön adjuk meg, amely elég időigényes munka, de csak így lehet a megfelelő módon a modellt felépíteni. A géposzlopra szerelt alkatrészek közül a villanymotor $m_m = 22$ kg és fűrógépség $m_f = 27,5$ kg tömege jelentősebb. Így ezeket a modellben mindenféleképpen az alkalmasan választott elemcsomópontokhoz kell hozzárendelni.

A gép főbb szerkezeti elemei közötti oldható kötésekkel megvalósított kapcsolódást, például a munkaasztal géposzlopra történő rögzítését is csak egy egyszerűsített formában lehet megvalósítani a modellalkotás során. A fűrógép általunk modellezett főrészeinek valós kapcsolódásaiból származó és a szerkezetet merevítő hatásoknak a figyelembevétele pedig úgy történik az alkalmazott Adina programban

[6], hogy a kapcsolódási pontokat tartalmazó rúdelemek végénél egy ún. merev zónát jelölünk ki.



1. ábra. A végeselemes modell elvi vázlatja.

Ezt a modellezési megoldást lehet az 1. ábrán vett B és C jelű csomópontoknál is alkalmazni. A merev zónákat a B jelű pont környezetében kiemelve is mutatja az 1. ábrán belül látható kis magyarzó ábra.

4.2. Sajátfrekvenciák számítása

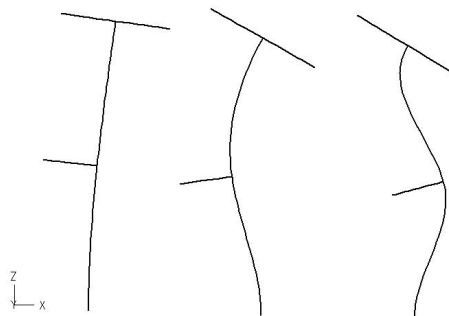
A gép előbbiek alapján felépített végeselemes modelljében lineárisan rugalmas anyagmodell alkalmazott és az egyszerűség végett a vizsgált rezgőrendszer csillapítás nélküli. A szerkezet számításokból nyert növekvő sorba állított sajátfrekvenciáit a 2. táblázat foglalja össze:

2. táblázat. Sajátfrekvenciák értékei

Rezgéskép	Sajátfrekvencia [Hz]
1.	6,349
2.	48,91
3.	115,1

A rezgéstani modellen végzett számításokból természetesen további sajátfrekvenciák is kinyerhetők, de azok már nem szükségesek a továbblépéshez. A sajátfrekvenciákhoz tartozó sajátrezgések pedig a 2. ábrán láthatóak. A sajátfrekvenciák számértékei a géposzlopnál számított értékekhez képest a várt módon változtak, mivel a felszerelt alkatrészek: a motor, a fűrőfej, stb. tömege elhangolta a géposzlop frekvenciáit, így a vizsgált szerkezet sajátfrekvenciái kisebbek lettek. Emellett még sok minden más, így például a munkaasztalra

helyezett munkadarab tömege is elhangolhatja a rezgőrendszert [1].



2. ábra. Az első három sajátfrekvenciához tartozó rezgéskép.

5. REZGÉSEK VIZSGÁLATA

A fűrőgép erőerjesztés hatására bekövetkező rezgéseinek vizsgálatához az előállított első néhány sajátfrekvenciához tartozó sajátrezgés ismerete már elegendő. A tapasztalat azt mutatja, hogy a magasabb sajátfrekvenciához tartozó sajátrezgések már csak kisebb mértékben befolyásolják az üzemszerűen működő gép dinamikai viselkedését.

5.1. Mozgásegyenlet megoldásáról

A fellépő gerjesztések dinamikai hatásainak numerikus vizsgálatára egy a csillapítás nélküli esetre érvényes

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{f}(t) \quad (1)$$

általános alakú mozgásegyenlet írható fel, ahol \mathbf{M} jelöli az ún. tömegmátrixot, \mathbf{K} a merevségi mátrixot, \mathbf{q} a csomóponti elmozdulásvektort, \mathbf{f} pedig egy az időtől függő tehervektort. A mozgásegyenlet megoldása során többféle numerikus eljárás is jól alkalmazható, de jelen esetben vett az egymástól lineárisan független és ortogonális sajátvektorok felhasználásán alapul. Ez a módszer az egymás után nagyság szerint vett α_i sajátkörfrekvenciákhoz tartozó φ^i sajátvektorok w_i főkoordinátákkal vett szorzataival közelíti, azaz így az ismert sajátrezgések szerint sorba fejtí a

$$\mathbf{q} = \sum_{i=1}^k \varphi^i w_i = \Phi \mathbf{w} \quad (2)$$

csomóponti elmozdulásvektort, amely felírható az itt látható mátrixalakban. Ezt a közelítést az (1) mozgásegyenletbe helyettesítve nyert új alakban csak diagonális mátrixok jelennek meg

és így az szétesik k darab egymástól független differenciálegyenletre, amelyek megoldása már

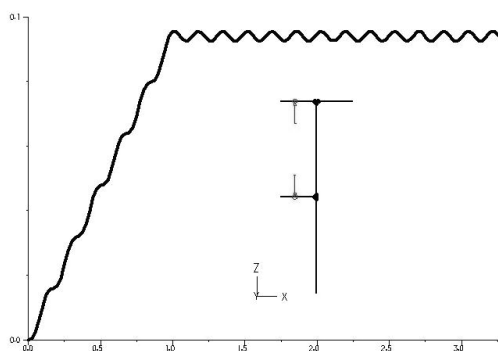
$$w_i(t) = A_i \cos \alpha_i t + B_i \sin \alpha_i t + w_{ip} \quad (3)$$

alakban jól ismert a főkoordinátára, ahol a w_{ip} által jelölt partikuláris megoldás többféleképp előállítható. A sajátrezgések ismeretén alapuló megoldási módszert [5] is részletesen tárgyalja.

5.2. A gerjesztő erő hatása

A fűrógép szerkezetét a fűrési műveletek során dinamikus terhelések érik, így az ezekből származó rezgések is befolyásolják a műveleti pontosságot. A fúraskor ébredő erők igen tág határok közt változhatnak, mivel ezek több tényezőtől is, így például a munkadarab méretétől, a készítendő furat átmérőjétől és egyéb paraméterektől is erősen függenek.

A fúrás során fellépő erőhatást most leegyszerűsített módon, előírt terhelésként vesszük figyelembe, amely egy adott terhelési függvény szerint terheli fel a szerkezetet, amely mechanikai viselkedése így időbeli lefolyással rendelkezik. Ezt az erőhatást, amely egy időben jelenik meg az állvány felső részén kijelölt P pontban és a gép munkasztalát modellben helyettesítő rúd megfelelő pontján úgy adjuk meg, hogy az időintervallum kezdetén lineárisan növekvő, majd végül egy állandó szakaszban folytatódó függvény legyen. A vonatkozó számításokban ez a függvény a $[0, 5 \text{ s}]$ közötti időszakban tekintett és a kellően jó minőségű megoldás érdekében az időintervallum 200 darab $0,025 \text{ s}$ hosszúságú időlépésre osztott.



3. ábra. A P pont gerjesztés hatására bekövetkező x irányú mozgása mm-ben.

A modellen végzett számítás egy maximálisan 300 N nagyságot elérő terhelő erőt működtetve kerül bemutatásra. A 3. ábrán látható diagramból kitűnik az, hogy a lineárisan rugalmas gépszerkezet vizsgált P pontjában,

ahogy a szerkezet többi pontjában is, a terhelés által okozott rugalmas elmozdulásokra szuperponálódnak a keletkező rezgések. A numerikus számítás kiértékelése azt mutatja, hogy a kijelölt P pont x irányban történő közel $0,09 \text{ mm}$ elmozdulására egy nagyságrenddel kisebb amplitúdóval bíró rezgés rakódik. A gépszal terheléseinek amplitúdója is hasonló nagyságrendet mutat. Így a gép fűrési pontossága a vizsgált erőerjesztés mellett tizedmilliméteres érték körül alakul, amelyet azonban a forgácsolás során fellépő egyéb hatások módosíthatnak.

6. ÖSSZEFOGLALÁS

A bemutatott végeses elemes tárgyalásmód előnye az, hogy gyorsan felépíthető és a megfelelő paraméterek elemek szintjén történő megadása után jól közelíti a szerkezet valós viselkedését. A modell jóságát azonban csak a mérésekkel történő ellenőrzés igazolhatja. A választott modell a gyors átalakíthatóság miatt többféle beállítási mód és terhelési eset sorozatszámítására, valamint a szerkezeti kialakítás paraméter érzékenység vizsgálatára is alkalmas.

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A tanulmány/kutató munka a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt részeként - az Új Magyarország Fejlesztési Terv keretében - az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg.

IRODALOM

- [1] J. S. Saini, M. P. Garg, T. Nanda: Finding the natural frequencies and mode shapes for vibration analysis of upright drilling machine, IE (I) Journal. MC, Vol. 86, October 2005, pp. 164-171.
- [2] R. S. Bais, A. K. Gupta, B. C. Nakra, T. K. Kundra: Studies in dynamic design of drilling machine using updated finite element models Mechanism and Machine Theory 39, 2004, pp. 1307-1320.
- [3] Radezky L.: Oszlopos fűrógép géposzlopának mechanikai vizsgálatai, szakdolgozat, 2011.
- [4] Ponomarjov, Sz. D.: Szilárdsági számítások a gépészetben (6) Műszaki Könyvkiadó, 1966.
- [5] K. J. Bathe: Finite Element Procedures, Prentice-Hall, Inc., New Jersey, 1996.
- [6] ADINA theory and modeling guide. Report ARD 10-5, ADINA R&D, Inc; 2010.

NAGYTELJESÍTMÉNYŰ HENGERÍTŐGÉP ERŐ- ÉS TELJESÍTMÉNYVISZONYAINAK SZÁMÍTÓGÉPES VIZSGÁLATA

COMPUTATIONAL ANALYSIS OF THE POWER CONDITIONS OF A ROLLING-BENDING MACHINE WITH HIGH POWER

Dr. Szilágyi Attila, Hegedűs György**, Kiss Dániel****

ABSTRACT

This article concerns the power and loading conditions of a large rolling-bending machine with high power. This condition is analyzed with the application of a special-purpose software, where the plastic deformation model of the rolling-bending process is applied. The software computes the loadings emerge during the process, and, on the basis of these results, gives a rough estimation on the possible response of the rolling-bending process. This information might be useful either for the technician or for the operator of the machine in order to know the capabilities of the equipment when a new product is entered into the manufacturing.

1. BEVEZETÉS

A Miskolci Egyetem Szerszámgépek Tanszéke 2012 nyarán egy K+F feladat keretében végezte el egy nagy teljesítményű és méretű, három hengeres hengerítő berendezés statikus merevségének vizsgálatát. A vizsgálatok eredményeként javaslatot tettünk a hengerítő berendezés vázszerkezetének merevítésére, valamint meghatároztuk a merevített konstrukció hengerítési folyamattal szembeni teherbírását. Ehhez megvizsgáltuk a hengerítés folyamatát, annak teljesítményszükségletét, valamint erőjátékát. Ezek ismeretében készítettünk továbbá egy számítógépes programot, melynek segítségével a gyártástechnológus, esetleg a berendezés kezelője gyors és hozzáférhető információkat kaphat a pillanatnyi hengerítési folyamat kimeneteléről. Jelen cikk ezt a számítógépes programot mutatja be röviden.

* PhD, egyetemi docens, Miskolci Egyetem, Szerszámgépek Tanszéke

** Egyetemi adjunktus, Miskolci Egyetem, Szerszámgépek Tanszéke

*** PhD-hallgató, Miskolci Egyetem, Szerszámgépek Tanszéke

2. A HENGERÍTŐ BERENDEZÉS

A vizsgált berendezést az 1. ábra mutatja. A hengerítést két hajtott (alul), és egy szabadon futó henger (felül) végzi.



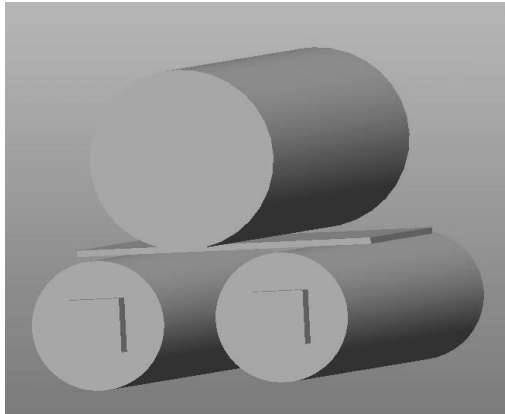
1. ábra. A nagyteljesítményű hengerítő berendezés hengerítés közben

Az alábbi ábrán a hengerek elrendezése figyelhető meg részletesebben (2. ábra).



2. ábra. A hajtott és szabadon futó hengerek

Alul helyezkedik el a hajtott hengerpár, felül pedig a nagyobb átmérőjű szabadon futó henger. A hengerítés kezdetén a hengerek és a hengerítésre szánt lemez helyzetét az alábbi ábra mutatja (3. ábra).



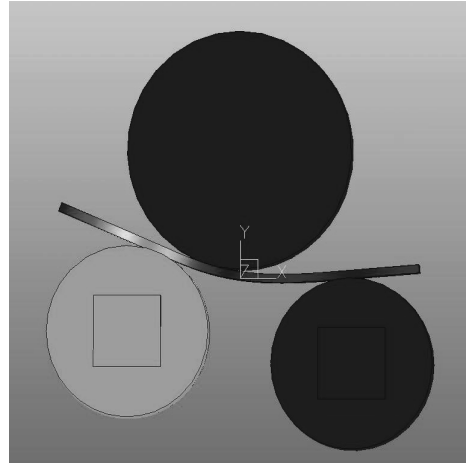
3. ábra. A hengerítés kiindulási helyzete

Ezt a helyzetet a hajtott hengerek megfelelő függőleges pozícióba történő mozgatásával érik el, és a lemezt a szabadon futó hengerhez szorítják. A hengerek függőleges irányú mozgatását egy mozgatóorsó végzi (4. ábra).



4. ábra. A hajtott hengerek függőleges helyzetét biztosító mozgó orsó

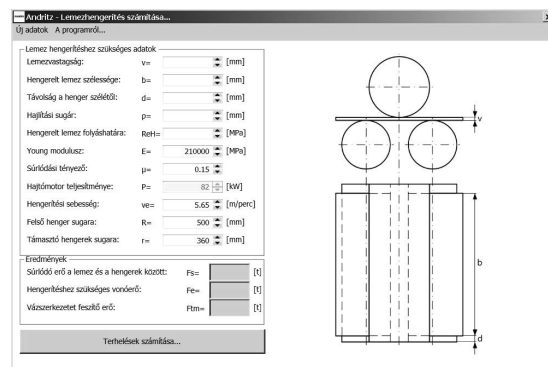
Ezután a baloldali hengert megfelelő útszakaszon felfelé elmozdítva végzik a lemezvég „betörését” (5. ábra). A betörést követően előálló ún. betörési rádiuszt sablonnal ellenőrzik. Megjegyezzük, hogy a lemezvég betörése több lépésben történik. Minden egyes betörési lépést egy hengerítési folyamat követ. Erre nem a berendezés teljesítménye miatt, hanem a pontos hengerítési rádiusz elérése miatt van szükség.



5. ábra. A lemezvég betörése

3. A SZÁMÍTÓGÉPES PROGRAM

A számítógépes programot MAPLE 12 [2] és Visual Basic környezetben fejlesztettük. Az teljesítmény- és terhelési viszonyok feltárásához szükséges geometriai méreteket és technológiai adatokat a megbízó cég adta át műszaki dokumentáció formájában. Ezek alapján megalkottunk egy olyan szoftvert, amely a technológusnak, és egyúttal a berendezés kezelőjének hozzávetőleges információt szolgáltat az éppen aktuális hengerítési folyamat legvalószínűbb kimeneteléről. A szoftver inputként az alábbi ábrán (6. ábra) látható. A hengerítéssel, illetve a hengerítendő lemez anyagtulajdonságaival, méret jellemzőivel kapcsolatos adatokat igényli (a sematikus ábrán v a lemezvastagság, b a lemez szélessége, d pedig a lemeznek és a hengerek lenyitható oldali szélétől való távolsága).



6. ábra. A számítógépes program bemenő adatai

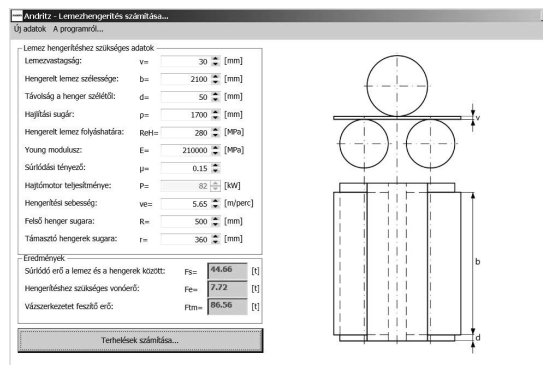
Más adatok – E a hengerítésben résztvevő, valamint a vázszerkezetet alkotó acélalapanyagok rugalmassági modulusza, μ a lemez és a hengerek között ébredő súrlódási erő együtthatója, P a hajtómotorok össztel-

jesítménye, v_e a hengerítés során a lemez sebessége, valamint a hengerítést végző hengerek sugarai – rögzített értékkel vannak figyelembe véve. Emellett a következő feltételeket vettünk figyelembe:

- A lemez betörését követően kialakuló hajlítási rádiusz kisebb legyen egy – a hengerítés adataiból előre meghatározható – ρ_{\max} rádiusznál, amelynél a lemez, kilépve a rugalmas hajlítás tartományából – maradandó alakváltozást szenvedjen.
- A hengerítendő lemez, és a hengerek közötti nyugalmi súrlódási együttható $\mu_0 = 0,15$.
- [1] alapján feltételeztük, hogy a betört lemezszakasz közelítőleg körív mentén hajlik.

Ez utóbbi feltételezés alapján – [1]-re hivatkozva – számítható az adott rádiusra történő hengerítés nyomatékszüksége, így pedig meghatározható a hengerítés erőjátéka, a hengerítendő lemez áthúzásához szükséges vonóerő, és a berendezést a törőlapokon keresztül közel vízszintesen terhelő erő hozzávetőleges nagysága. Ezt követően a rendelkezésre álló gépkönyv alapján meghatározzuk a hajtott hengerek által maximálisan kifejtendő kerületi erőt. Ennek során feltételezzük, hogy a hajtásláncban szereplő csigahajtás hatásfoka – önzáró hajtásról lévén szó – az 50 %-ot nem haladja meg. A hajtáslánc további – fogaskerékes hajtómű, csapágyazások – veszteségét összességében 90 %-os hatásfokkal vesszük figyelembe. Az előzőek során meghatározott – a hengerítendő lemez áthúzásához szükséges – vonóerőt vetjük össze a hajtott hengerekre ható erőkből számítható súrlódási erővel – amely a lemez áthengerítését végzi –, valamint a hajtott hengerpár által közösen maximálisan kifejtendő kerületi erővel. Ezen adatok alapján a szoftver informálja a felhasználót a hengerítési folyamat során fellépő lényeges terhelési adatokról valamint a hengerítés legvalószínűbb kimenetéről. A futás eredményeként az alábbi értékek jelennek meg (7. ábra):

- F_s a lemez és a hajtott hengerek között fellépő súrlódási erő értéke tonnában. Ez az erő végzi a lemez áthengerítését;
- F_e az adott hengerítési rádiushengerítéséhez szükséges vonóerő (tonnában), amely az F_s értékénél kisebb kell legyen, hogy a hengerítés megtörténjen;
- F_{im} a hengerítés folyamata során a vázszerkezetet a törőlapon keresztül, vízszintesen terhelő erő, szintén tonnában. Ennek az értéke – hogy a vázszerkezet túlterhelését elkerüljük – a projekt más részében meghatározott határterhelés alatt kell, hogy legyen.



7. ábra. A számított erő és terhelési értékek

Az előzőekben említett – relációk formájában történő – összevetések eredményeként adódnak az alábbi ábrán (8. ábra) összefoglalt, a hengerítés kimenetelére vonatkozó lehetőségek, melyek az előző ábrán (7. ábra) bemutatott számértékek mellett jelennek meg.

<i>A hengerítés egy lépésben elvégezhető.</i>
<i>A lemez áthengerítése egy lépésben nem végezhető el, mert kicsi az áthúzáshoz szükséges súrlódási erő, és a hajtott hengerek megcsúsznak!</i>
<i>A lemez áthengerítése egy lépésben nem végezhető el, mert a gép lefullad!</i>
<i>A lemez áthengerítése egy lépésben nem végezhető el, mert a vázszerkezet túlterhelődik!</i>

8. ábra. A hengerítési folyamat lehetséges kimenetelei

A szoftver segítségével eldönthető, hogy az adott hengerítés – elméletileg – egy lépésben elvégezhető e. Ennek ismerete a biztonságosan elvégezhető hengerítés irányába hat, ugyanis a gyakorlatban történő hengerítés általában – mértellenőrzések miatt – több fokozatban zajlik, ami miatt a hengerítés során fellépő terhelések kisebbek, mint amelyek egy lépésben történő hengerítés során fellépnének. A cégnél jelenleg gyártásban lévő hengerített gyártmányok ismeretében, minden egyes gyártmány esetére elvégeztük a számításokat. Azon gyártmányoknál, amelyek elméletileg egy lépésben – ezáltal a gyakorlatban több lépésben biztonságosan – hengeríthetők megállapítottuk, hogy ezen gyártmányok hengerítésekor adódó terhelő erő – ha összevetjük az eredeti konstrukció teherbírásával – mindig kisebb, mint az eredeti konstrukció teherbírása.

Azon gyártmányok esetében, ahol a hengerítés egy lépésben nem végezhető el, meghatároztuk azt a minimális fokozatszámot, amely mellett a hengerítés elvégezhető anélkül, hogy a hajtott henger lefulladna, megcsúszna, esetleg a vázszerkezet túlterhelődne. Ezekhez is meghatároztuk a vázszerkezetet terhelő erőt, amely tulajdonképpen az egy lépésben történő áthengerítés során elméletileg fellépne. Mivel ezek

áthengerítése gyakorlatilag eleve több lépésben történhet, így ilyenkor a terhelő erők is jóval kisebbek, mint a táblázatban megadott értékek, de nagy valószínűséggel meghaladják azt a határterhelést, amely az eredeti vázszerkezet képlékeny alakváltozását idézi elő. Ezért ezek a gyártmányok már csak a felújított, merevített vázszerkezetű berendezésen hengeríthetők

Hangsúlyozzuk, hogy az igen nagyméretű és lemezvastagságú termékcsalád hengerítése során fellépő terhelések szempontjából már nem a merevített mellső állványzat a kritikus teherviselő egység, hanem a hajtáslánc további elemei: a tengelykapcsolók, a hajtóművek és a villanymotor.

4. ÖSSZEFOGLALÁS

Cikkünkben röviden bemutattunk egy számítógépes programot, amely három hengeres, nagyteljesítményű hengerítő berendezés teljesítmény- és erőviszonyait számítja ki, majd a számított eredmények alapján utal egy hengerítési folyamat lehetséges kimenetelére, tájékoztatva ezzel a gépgyártás-technológust, esetleg a gépkezelőt a hengerítés során előállható problémákról.

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A bemutatott kutató munka a TAMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt részeként az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg

This research was carried out as part of the TAMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 project with support by the European Union, co-financed by the European Social Fund.

IRODALOM

- [1] GELEJI, S.: Fémek képlékeny alakításának elmélete. Akadémiai Kiadó, Budapest, 1967.
- [2] MERIAM, J., L., KRAIGE, L., G.: Solving Dynamics Problems in Maple.

NAGYTELJESÍTMÉNYŰ HENGERÍTŐGÉP STATIKUS MEREVSÉGVIZSGÁLATA

STATIC-STIFFNESS ANALYSIS OF A ROLLING-BENDING MACHINE WITH HIGH-POWER

Dr. Szilágyi Attila*, Kiss Dániel**, Nyerges Dávid***

ABSTRACT

This article is a brief summary of an R&D project work, that includes the improvement of a rolling-bending machine with high power. The emphasis was laid on achieving an increased static stiffness of the equipment. In the followings the numerical calculations and the simulations are presented.

1. BEVEZETÉS

Az energetikai ipar nagyméretű berendezéseinek hengerpalást-szerű elemeit általában acéllemezekből, hengerítő berendezésekkel alakítják ki. Egy-egy ilyen lemezelem átmérője és hossza egyaránt elérheti a 4-5000 mm-t, míg a lemez vastagsága nem ritkán a 100 mm-t is meghaladja. Ezek hengerítése során a hengerítő berendezés állványzatát többszáz tonnás erő feszíti. Különösen nagy az igénybevétel kúpos hengerítéskor. Ezért a hengerítő berendezés élettartamának szempontjából lényeges jellemző az állványzat statikus merevsége. A több évtizedes használatot követően előfordul, hogy a berendezés állványzata – az esetenként fellépő extrém terhelések következtében – oly mértékű maradó alakváltozást szenved, aminek következtében a hengerítés előírt pontossággal már nem végezhető el. Ekkor esedékessé válhat a berendezés selejtezése, és egy új, korszerűbb, merevebb berendezés beszerzése és üzembe állítása, vagy a meglévő berendezés javítása, statikus merevségének növelése. Tekintve a jelenlegi gazdasági helyzetet, valamint azt, hogy az első lehetőség igen költséges és időigényes, célszerű megvizsgálni egy ilyen berendezés esetében, hogy a szokásos évi karbantartási munkálatok sorába miként – milyen idő és költségvonzat mellett – illeszthető be a berendezés állványzatának teljes felújítása, melynek következtében a berendezés statikus merevsége is jelentős mértékben növelhető. A Miskolci

* PhD, egyetemi docens, Miskolci Egyetem, Szerszámgépek Tanszéke

** PhD-hallgató, Miskolci Egyetem, Szerszámgépek Tanszéke

*** Egyetemi hallgató, Miskolci Egyetem

Egyetem Szerszámgépek Tanszéke 2012 nyarán egy K+F munka keretében végezte el egy ilyen nagy teljesítményű hengerítő gép statikus merevségének vizsgálatát, és tett javaslatot az állványszerkezet merevségének növelésére. A vizsgálatokat a numerikus mechanika eszközeivel, több CAD szoftver párhuzamos alkalmazásával végeztük [2].

2. A HENGERÍTŐ BERENDEZÉS

A vizsgált berendezést az 1. ábra mutatja. A hengerítést két hajtott (alul), és egy szabadon futó henger végzi. A hajtott hengerek függőleges pozíciója a csapágyházaik emelőorsóval történő mozgatásával, az állványon elhelyezkedő vezetékek mentén valósul meg.



1. ábra. A nagyteljesítményű hengerítő berendezés hengerítés közben

A vizsgálatba vont egység a mellső állványzat. Ennek nyíllal jelölt tornya szenvedett maradandó alakváltozást a több évtizedes használat során. A megbízó cég képviselői szerint a torony felső pontjának kihajlása a 4 mm-t is meghaladja, melynek következtében a hajtott hengerek függőleges pozícióját megadó útmérő egység működése pontatlanná vált, továbbá a hajtott henger függőleges irányba elmozduló csapágyháza, és a torony vezetéke közé behelyezett öntöttvas törőlap gyakran tönkrement. A mellső állvány jelentős része a

talajszint alatt, egy betontechnőben helyezkedik el (2. ábra).



2. ábra. A mellső állvány talajszint alatti része

Az alábbi ábrák az egyes hajtott hengerek mozgató orsóját (3. ábra), a csapágyházát (4. ábra), valamint a csapágyház és az állvány vezetőkei közé helyezett törőlapot (5. ábra) mutatják.



3. ábra. A hajtott hengerek függőleges helyzetét biztosító mozgató orsó



4. ábra. A hajtott henger csapágyháza



5. ábra. A csapágyház és az állvány vezetőkei közé helyezett törőlap

A modellezés elvégzéséhez a megbízó rendelkezésünkre bocsájtotta az egyes géprészek műszaki rajzdokumentációját.

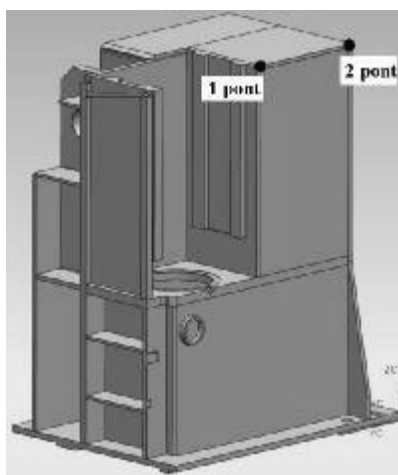
3. MODELLALKOTÁS

A vonatkozó szakirodalom feldolgozását követően, egyszerűsítő feltevésekkel élve, megalkottuk a hengerítési művelet ideálisan képlékeny modelljét, és feltételeztük, hogy a – *hengerítést megelőző* – betöréseket követően a lemez körhenger felületnek megfelelően deformálódik.

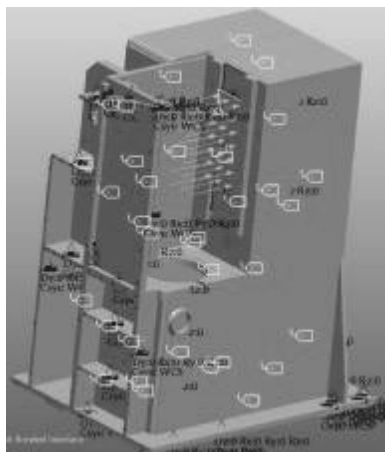
Leegyszerűsítve a hengerítés folyamatát, előzetes számításokat végeztünk a művelet során, a vázszerkezetet érő terhelések nagyságrendjének becslésére. A hengerítés ideálisan képlékeny anyagmodelljéből kiindulva, felhasználva a berendezés idevonatkozó rajzdokumentációját, statikai jellegű számítások segítségével – *a lemez és a hengerek közötti nyugvó súrlódást is feltételezve* ($\mu_0 = 0,15$) – meghatároztuk a vázszerkezetet vízszintes irány mentén hajlító erőt. Ezekből a becsült értékekből kiindulva elvégeztük az eredeti vázszerkezet szilárdságtani ellenőrzését, és a kapott deformációs képet összevetettük a valóságos deformált alakkal. A geometriai modell megalkotása során a lemezfelületek találkozásának élei mentén – *ahol lehetett* – hegesztési varratot is figyelembe vettünk. Az anyagtulajdonságok definiálása során mindenhol ideálisan képlékenynek tételeztük fel a vázszerkezet alapanyagát, vagyis a szerkezet azon pontjában, ahol a feszültség eléri a folyáshatár nagyságát, ott a feszültségérték a terhelés növekedésével sem növekszik tovább. Feltételeztük továbbá, hogy a geometriai modell mellett a megfogási és a terhelési peremfeltételek is tükröz szimmetrikusak, így ebben az esetben elég csak a modellezni kívánt gépegység felét figyelembe venni, és így – *a kevesebb számú végeelem miatt* – jelentősen – *közel felére* – csökkenthető a számítási idő.

4. AZ ÁLLVÁNY MEREVSÉGVIZSGÁLATA

Elsőként a 2. ábra által bemutatott állvány merevségvizsgálatát végeztük el. Ennek során meghatároztuk, hogy adott terhelés mellett a vázszerkezet adott pontjai mekkora elmozdulást szenvednek, valamint meghatároztuk azt a terhelő erőt, amelynél a szerkezet valamely zónája már képlékeny állapotba kerül. Az alábbi ábrák a geometriai (6. ábra) és a szilárdságtani (7. ábra) modelleket mutatják. A geometriai modell ábráján a referencia pontok helyzetét is feltüntetjük. E pontok elmozdulásának nagysága bír számunkra jelzés értékkel a konstrukció merevségét illetően.



6. ábra. Az állvány geometriai modellje



7. ábra. A szilárdságtani modell

Ezekben a pontokban meghatározott elmozdulásokat tekintjük referencia értékeknek. A merevített megoldásváltozatok esetén is kiszámítjuk ezeket az értékeket, majd százalékos eltérés segítségével ítéljük meg, hogy az egyes megoldásváltozatok mennyivel mere-

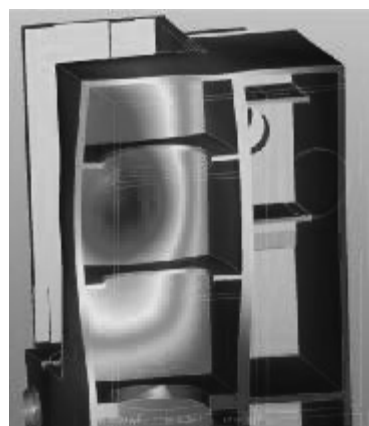
vebbek, esetleg kevésbé merevek, mint az eredeti konstrukció.

A 8. ábra a vázszerkezet elmozdulás mezőjét jeleníti meg.



8. ábra. Az eredeti állvány elmozdulás mezője

A 9. ábra CT-technika segítségével ábrázolja az eredetileg takart merevítő elemek alakváltozását. Ennek elemzése révén nyílik lehetőség a további merevítő elemek alkalmas elhelyezésére, melynek következtében a berendezés állványának merevségnövekedése várható.

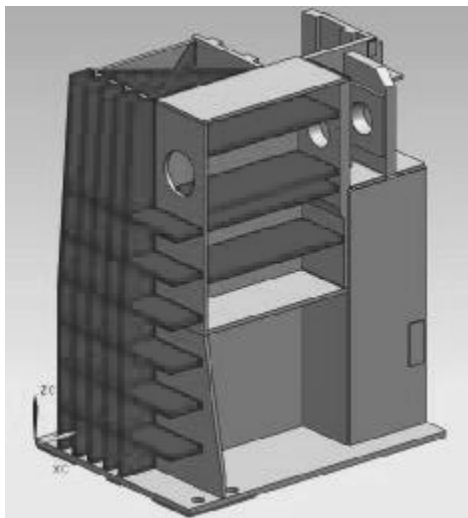


9. ábra. A belső merevítő elemek deformációja

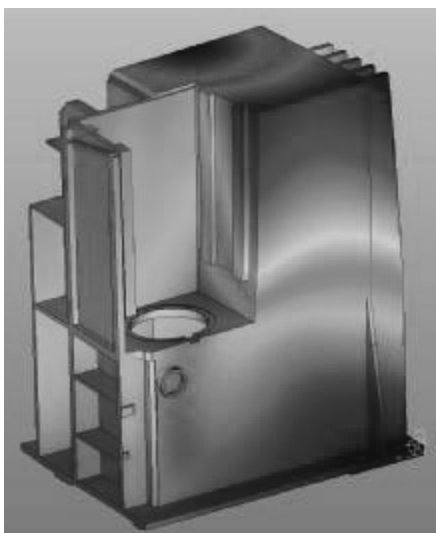
Az egyes változatok szilárdságtani viszonyait a 7. ábra által bemutatott mechanikai modell segítségével vizsgáltuk, és a 6. ábra által feltüntetett pontbeli elmozdulás értékeket vettük figyelembe a változatok rangsorolása során. Összesen 28 változatot vizsgáltunk meg.

A megvalósuló állvány geometriai modelljét és szilárdságtani viszonyait az alábbi ábrák (10. ábra, 11. ábra) jelenítik meg. Az ábrán sötétebb színnel emeljük

ki a statikus merevség növekedést eredményező, pótlólagosan beépítésre kerülő merevítő elemeket.



10. ábra. A merevített állvány



11. ábra. A merevített állvány elmozdulás mezője

Az előző ábrán megfigyelhető, hogy a beépített merevítő elemek számának és elhelyezkedésének következtében – a 8. ábra modelljével összevetve – a törőelem által eredetileg létrehozott horpadás, amely egyébként a törőelem későbbi, gyakori tönkremenetelét is okozta, egyáltalán nem jelentkezik. A következő ábra a konstrukció rejtett merevítő elemeinek a deformációját mutatja (12. ábra). Azonos lépték mellett összevetve a merevített és az eredeti konstrukció belső elemeinek alakváltozását (9. ábra, 12. ábra), megfigyelhető a statikus merevség jelentős növekedése.



12. ábra. A belső merevítő elemek alakváltozása

Összefoglalva mondhatjuk, hogy az alkalmazott merevítés az új vázszerkezet merevségét az eredeti konstrukcióéhoz képest több mint 20 %-kal növeli meg. Ennek az érintkező törőlapok élettartama, valamint a hengerítés pontosságának szempontjából van jelentősége. Megjegyezzük továbbá, hogy a merevített állvány maradó alakváltozásra vonatkozó teherbírása – az eredeti konstrukcióhoz képest – több mint négyszeresére nőtt.

5. ÖSSZEFOGLALÁS

Cikkünkben röviden bemutatottuk egy nagyteljesítményű hengerítő berendezés statikus-merevség vizsgálatát. A vizsgálati eredmények alapján a Miskolci Egyetem Szerszámgépek Tanszéke javaslatot tett a megbízó telephelyén működő hengerítő berendezés állványzatának – karbantartási folyamat során történő – felújítására, melynek következtében annak statikus merevsége jelentős mértékben nőtt, és így a cég profiljába illeszkedő, folyamatosan felmerülő, nagy hengerítési teljesítményt igénylő, vastag lemezek hengerítése is gond nélkül elvégezhető.

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A bemutatott kutató munka a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt részeként az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg.

IRODALOM

- [1] GELEJI, S.: Fémek képlékeny alakításának elmélete. Akadémiai Kiadó, Budapest, 1967.
- [2] PARAMETRIC TECHNOLOGY CORPORATION: Pro/MECHANICA, Model Reference for Structure and Thermal.

TRAPÉZMENETES ÉS GOLYÓSORSÓS HAJTÁSOK EGYENÉRTÉKŰSÉGÉNEK MEGHATÁROZÁSA SZOFTVERREL

DETERMINATION OF EQUIVALENCE BETWEEN TRAPEZOIDAL- AND BALLSCREW DRIVES BY SOFTWARE

Dr. Szilágyi Attila*, Dr. Takács György**, Hegedűs György***

ABSTRACT

The feeding motion of traditional cutting machines is generated by trapezoid-screw drives, so when it comes to the maintenance process of such machines, the replacement of the trapezoid-screw by a ball-screw drive sometimes can be a demand. Some questions can be emerging in connection with the aspects when the replacement of the trapezoid drive is demanded. This article is a brief summary of a computerised method that gives instructions for such a replacement.

1. BEVEZETÉS

Hagyományos forgácsoló berendezések előtoló mozgását trapézmenetes orsóval oldották meg. Így, az ilyen gépek karbantartása, felújítása során gyakran igényként jelentkezik a korszerűtlen trapézmenetes hajtás korszerű, CNC berendezéseken előforduló golyósorsós hajtással történő cseréje. Ekkor kérdésként merülhet fel, hogy melyek azok a szempontok, amelyek alapján eldönthető, hogy az adott trapézmenetes hajtás milyen méretű és típusú golyósorsós hajtással helyettesíthető. Cikkünkben egy ilyen kiválasztási módszer számítógépes implementációját mutatjuk be.

2. ELVI ALAPOK

Egy trapézmenetes hajtás orsója négy jellemző igénybevételnek van kitéve: összetett (húzó-nyomó+csavaró), felületi nyomás, kihajlás, menettő

* PhD, egyetemi docens, Miskolci Egyetem, Szerszámgépek Tanszéke

** PhD, egyetemi docens, Miskolci Egyetem, Szerszámgépek Tanszéke

*** egyetemi adjunktus, Miskolci Egyetem, Szerszámgépek Tanszéke

hajlítás. Az igénybevételi anyagjellemzők értékei, valamint a hajtás jellemzői – geometria, anyagtulajdonságok, mozgásmennyiségek szélsőértékei – alapján minden egyes igénybevétel esetén kiszámítható egy-egy előtoló érték. Ezek közül véve a legkisebbet, majd ezt az előtoló erő értéket felhasználva, és egy algoritmus segítségével kiválasztott golyóshajtás felületi és élettartam jellemzőit kiszámítva, meghatározhatjuk azt a golyósorsó-anya kombinációt, amely ugyanazokat a terhelési és élettartam követelményeket elégíti ki, mint az eredeti trapézmenetes hajtás.

3. A TRAPÉZMENETES ORSÓK IGÉNYBEVÉTELEI

Az alábbiakban az egyes igénybevételekhez tartozó maximális előtoló értékek kifejezéseit soroljuk fel a szükséges bemeneti paraméterekkel együtt. A menettő hajlításból eredő igénybevételt elhanyagoljuk.

Összetett húzó-nyomó+csavaró igénybevétel esetén az előtoló erő maximális értéke

$$F_{e_{\max, \text{össz}}} = \frac{\pi d_3^2 \sigma_{\text{meg}}}{4 \sqrt{1 + 12 \left(\frac{d_2}{d_3}\right)^2 \left[\frac{\pi d_2 \mu + P \cos(\beta / 2)}{\pi d_2 \cos(\beta / 2) - \mu P} \right]^2}}$$

ahol d_2 az orsó magátmérője, d_3 az orsó középátmérője, P az orsó menetemelkedése, β a profilszög, μ az orsó-anya anyagpárosításra jellemző csúszási súrlódási együttható. $\sigma_{\text{meg}} = \frac{R_{eH}}{n}$, ahol R_{eH} az orsó anyagjellemzője, n pedig a biztonsági tényező.

Hasonló módon adjuk meg a felületi igénybevételhez tartozó maximális előtoló erő értéket.

$$F_{e_{\max, \text{felületi}}} = \frac{L p_{\text{meg}} d_2 \pi H_1 z}{P}$$

ahol L az anya hossza, H_1 az anya és az orsó meteteinek átfedési hossza, z a menetbekezdések száma, p_{meg} a megengedett maximális felületi nyomás, amely függ az anyagpárosítástól és a maximális előtoló sebesség nagyságától. Ezekre az adatokra vonatkozóan utalunk a szakirodalomra [3], [7].

Az orsó kihajlása az

$$F_{e_{max, kihajlás}} = \frac{21 \cdot 10^4 d_5^4 \pi^3 f_k}{64 L_k^2}$$

kifejezésből számítható, ahol f_k az orsó megtámasztásától függő korrekciós tényező [4], L_k a támasztási hossz.

A fenti erők közül általában a felületi igénybevétel-nél meghatározott $F_{e_{max, felületi}}$ előtoló erő értéke a mérvadó, rendszerint a három érték közül ez adódik a legkisebbre. Ez lesz az irányadó előtoló erő érték a golyósorsós hajtás kiválasztásakor.

4. AZ EGYENÉRTÉKŰ GOLYÓSORSÓS HAJTÁS KIVÁLASZTÁSA

Ehhez a folyamathoz az imént meghatározott előtoló érték és maximális előtoló sebesség mellett rendelkezésre áll a felújítást végző cég által gyártott golyósorsós hajtás választéka. Amennyiben minden egyes választékot – a geometriai és anyagjellemzőivel együtt – egy rekordtömb egyes elemeinek fogjuk fel, úgy például intervallumfelező eljárással – itt az egyes rekordok sorszámára hivatkozva indexként – indítható egy iteratív kiválasztó eljárás. Ennek során először kiválasztásra kerül egy rekord a tömb közepéről, és figyelembe véve rekord elemeit (geometriai és anyagjellemzők, gördülőelemek száma, stb.), valamint az $F_{e_{max, felületi}}$ előtoló erő értéket, meghatározzuk a kivá-

lasztott golyósorsós konstrukció elemei közötti Hertz-feszültségeket, valamint az élettartamot. A számított Hertz-feszültség értékekkel szakirodalomból származó felületi nyomás értékekkel vetjük össze. Amennyiben az összevetés eredménye pozitív, úgy a fenti eljárást a tömbben található, következő kisebb átmérőjű golyósormentes hajtásra is alkalmazzuk mindaddig, míg az összevetés eredménye nem válik megfelelővé. Amennyiben az eljárás első összevetésének az eredménye negatív, úgy felelve a kiválasztott tömbelemhez képest nagyobb átmérőjű orsókat tartalmazó tömbelemek intervallumát az eljárást előlről kezdjük.

Az imént bemutatott algoritmus az alábbiakban tárgyalásra kerülő számítási módszert alkalmazza a Hertz-feszültségre, valamint az élettartam jellemzőkre vonatkozó becsléseket, ellenőrzéseket illetően.

5. ELLENŐRZÉS HERTZ-FESZÜLTÉSÉGRE

Mivel a Hertz-feszültségre történő ellenőrzés során szükségünk van az egymással érintkező felületpárok érintkezési pontbeli görbületi jellemzőire, ezért először ezeket állítjuk elő. Ehhez differenciál geometriai eszközöket alkalmazunk [1], [2]. Elsőként felírjuk az anya és az orsómenet felületének paraméteres egyenletrendszerét, amely

$$x(\varphi, \vartheta) = \left(\frac{d_{o1}}{2} + r_p \cos \vartheta \right) \cos \varphi + r_p \sin \alpha \sin \vartheta \sin \varphi$$

$$y(\varphi, \vartheta) = \left(\frac{d_{o1}}{2} + r_p \cos \vartheta \right) \sin \varphi - r_p \sin \alpha \sin \vartheta \cos \varphi$$

$$z(\varphi, \vartheta) = r_p \cos \alpha \sin \vartheta + \frac{h\varphi}{2\pi}$$

alakú, és ahol d_{o1} , r_p , h rendre a csavarvonal átmérője, a menetprofil sugara és a menetemelkedés, α , ϑ pedig szögparaméterek. Ezt követően deriválással előállítottuk a felületi koordinátarendszer

$$\mathbf{g}_1 = \frac{\partial \mathbf{r}}{\partial \varphi}; \quad \mathbf{g}_2 = \frac{\partial \mathbf{r}}{\partial \vartheta}$$

kovariáns bázisvektorait és a

$$g^{\mu\beta} = \mathbf{g}^\mu \cdot \mathbf{g}^\beta; \quad (\mu, \beta = 1, 2)$$

kontravariáns mértéktenzort. Ezekből adódnak a görbületi tenzor elemei, amely értékek a Hertz-feszültségek kiszámításához szükségesek. Az érintkezésponban a csavar felület H közepes görbületét és a K Gauss-féle görbületét a görbületi tenzor egyik indexének emelésével nyert vegyes indexű mennyiséggel fejezhetjük ki a

$$b^\mu_\gamma = g^{\mu\beta} b_{\beta\gamma}; \quad (\mu, \beta, \gamma = 1, 2)$$

összefüggésnek megfelelően, melyből adódnak a

$$H = \frac{1}{2}(\kappa_I + \kappa_{II}) = \frac{1}{2} b^\mu_\mu; \quad K = \kappa_I \kappa_{II} = \det(b^\mu_\gamma)$$

közepes és a Gauss-féle görbületet, amelyek alapján egy másodfokú egyenlet származtatja a κ_I , κ_{II} főgörbületet, valamint a

$$R_I = \frac{1}{|\kappa_I|}; \quad R_{II} = \frac{1}{|\kappa_{II}|}$$

hányadosok szolgáltatják a gördülőelem és a menetfelületek főgörbületi sugarait. Szükségünk van továbbá az egyes gördülőelemekre ható erőkre. Feltételezzük, hogy ezek minden gördülő elem esetén azonosak, és ezt a 3. fejezetben meghatározott előtoló erő isme-

retében felírhatjuk az alábbiak szerint. A golyósanya-gördülőelem-orsó kapcsolatról feltételezzük, hogy jó közelítéssel megfelel egymás mögött elhelyezkedő, ferde hatásvonalú golyóscsapágyak sorozatának

Feltesszük, hogy a golyósorsót csak axiálisan terheljük. Az axiális terhelés hatására az anyánál δ_a , az orsónál δ_o rugalmas elmozdulás jön létre, melyek hatására a kezdeti α_o hatásszög megnő. A ' -vel jelölt mennyiségek a deformációt követő állapotra vonatkoznak. Itt nem részletezett számítások szerint a deformációt követően kialakuló hatásszög értéke az

$$\alpha = \arcsin \left(\frac{\sin \alpha_o + \frac{\delta_{ax}}{A}}{\sqrt{\cos^2 \alpha_o + \left(\sin \alpha_o + \frac{\delta_{ax}}{A} \right)^2}} - 1 \right)$$

összefüggés alapján határozható meg. Egyetlen gördülőelem erőtérjátékát az

$$F_a = ZF_g \sin \alpha$$

egyenlet írja le, ahol F_a az axiális terhelés, Z a terhelésben résztvevő gördülőtestek száma, F_g pedig a gördülőelem terhelés. Az egyetlen gördülőelemre ható terhelés az előző összefüggésből határozható meg, amely egyéb más jellemzők mellett szükséges adat a golyósorsó rendszer Hertz-feszültségek alapján történő élettartam megítéléséhez. Az axiális terhelés az orsóra ható megmunkálási terhelés mellett a golyósanyát előfeszítő erőt is tartalmazza.

Az előzőekben meghatározott görbületi jellemzők és terhelések alapján – az anyagjellemzőket is figyelembe véve – felírhatjuk az érintkező elemek közötti, ellipszis alakúnak feltételezett kontakt zónák kis- és nagytengelyeinek

$$a_a = n_{aa} \sqrt[3]{\frac{3\eta F_g}{2(\kappa_{11g} + \kappa_{12g} + \kappa_{21a} + \kappa_{22a})}}$$

$$b_a = n_{ba} \sqrt[3]{\frac{3\eta F_g}{2(\kappa_{11g} + \kappa_{12g} + \kappa_{21a} + \kappa_{22a})}}$$

összefüggéseit, ahol a κ értékek a megfelelő főgörbületek az érintkezési pontokban (esetünkben az anya és a gördülő test érintkezési pontjában), $\eta = \frac{2(1-\nu^2)}{E}$

anyagjellemző, az (n_a, n_b) értékek a szakirodalomból kereshetők ki [6]. Hasonló mennyiségek írhatók fel az orsó és a gördülő elemek érintkezési viszonyaira. Ezek alapján az orsón és az anyán jelentkező érintkezési nyomások a

$$p_{0o} = n_{po} \sqrt[3]{\frac{3\eta F_g}{2(\kappa_{11g} + \kappa_{12g} + \kappa_{21o} + \kappa_{22o})}}$$

$$p_{0a} = n_{pa} \sqrt[3]{\frac{3\eta F_g}{2(\kappa_{11g} + \kappa_{12g} + \kappa_{21a} + \kappa_{22a})}}$$

kifejezésekkel számíthatók, ahol az n_p értékek az előzőleg hivatkozott [6] szakirodalom alapján veendő figyelembe.

Az érintkezési nyomás maximum értékei lehetővé teszik a gördülőpályák élettartamának hozzávetőleges minősítését. A szakirodalomban szokás megkülönböztetni a statikus, illetve a dinamikus igénybevételeket. Statikus igénybevételre a szakirodalom a $p_0 = 4600 MPa$ értéket javasolja a legnagyobb megengedett érintkezési nyomásnak. Dinamikus igénybevétel esetén a legnagyobb megengedett érintkezési nyomást a [6] szakirodalom szerint $p_0 = 3500 MPa$, az [5] szakirodalom szerint pedig a $p_0 = 5,25 HB$, ahol $[p_0] = MPa$, HB pedig az orsó és anya alapanyagának Brinell-keménysége.

Az élettartam számítás az ismert

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

összefüggés alapján becsülhető, ahol C a dinamikus alapterherbírás, P az egyenértékű axiális terhelés, amely a 3. Fejezetben kiszámolt előtoló erők közül a minimális. Ez az összefüggés üzemóra és megtett útra is átszámítható. Értéke a gyártói katalógusban feltüntetett elvárt élettartam értékek alapján ítélt meg.

6. A PROGRAM BEMUTATÁSA

A tervezőmérnökök számára fontos feladat, hogy egy új egyenértékű helyettesítő golyósorsó kiválasztásakor rövid idő alatt tudjon alternatívákat mondani a megrendelő felé. Az előző fejezetekben ismertetett számítások elvégzése hagyományos eszközökkel időigényes, gyors eredmények matematikai szoftverek, vagy erre a célra létrehozott célprogram segítségével érhetők el. A matematikai szoftverek költséges eszközök, ezért célszerű egy erre a célra fejlesztett alkalmazást létrehozni. A jelen fejezetben bemutatásra kerülő célszoftver *Microsoft Visual Studio 2010* integrált fejlesztői környezetben készült, *Visual Basic* nyelven [8]. A szoftver alkalmazásával a golyósorsó katalógus adatai alapján gyorsan, egyszerűen meghatározhatók és kiválaszthatók az egyenértékű helyettesítő golyósorsók paraméterei. A program folyamatábráját az 1. ábra mutatja.

ÖSSZEFOGLALÁS

Cikkünkben röviden bemutattunk egy olyan módszert, melynek segítségével lehetővé válik trapézmenetes és golyósorsós hajtások terhelhetőségének és élettartamának összevetése, így egymással történő helyettesítése, amely egyébként hagyományos trapézmenetes mellékhajtással ellátott megmunkálógépek esetén sokszor felmerül igényként.

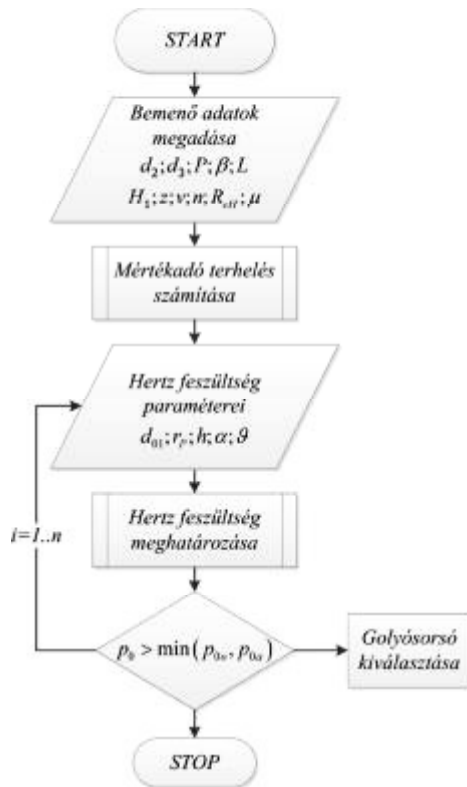
KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A bemutatott kutató munka a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt részeként az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg

This research was carried out as part of the TAMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 project with support by the European Union, co-financed by the European Social Fund.

IRODALOM

- [1] BÉDA, Gy., KOZÁK, I.: Rugalmas testek mechanikája. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1987.
- [2] Dr. SZABÓ, T., SZILÁGYI, A., Dr. TAKÁCS, Gy.: Golyósorsó konstrukciók élettartamának meghatározása. XXV. microCAD International Scientific Conference, 31st March – 1st April 2011. Miskolc – Egyetemváros, pp: 45 – 50.
- [3] Dr. TERPLÁN, Z.: Gépelemek I. Tankönyvkiadó, Budapest. 1990.
- [4] <http://www.scribd.com/farhadfakurian/d/60174920-Kammerer-Engels>
- [5] MOLNÁR, L., dr. VARGA, L.: Gördülő csapágyazások tervezése. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1977.
- [6] PONOMARJOV, SZ. D.: Szilárdsági számítások a gépészetben, III. Kötet. Lemezek. Héjak. Vastagfalú csövek. Érintkezési Feszültség. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1966.
- [7] UNGÁR, T., VIDA, A.: Segédlet a Gépelemek I-II. kötetéhez. Tankönyvkiadó, Budapest 1989.
- [8] <http://www.microsoft.com/hun/visualstudio/>



1. ábra. A program folyamatábrája

A program beviteli paneljét és egy számítás eredményét a 2. ábra mutatja.

Helyettesítendő trapézorsó adatai	
Orsó középátmérő:	d2= 14 [mm]
Orsó magátmérő:	d3= 11,5 [mm]
Menetemelkedés:	P= 4 [mm]
Profilszög:	β= 30 [°]
Anya hossza:	L= 24 [mm]
Érintkező zóna hossza:	H1= 2 [mm]
Bekezdések száma:	z= 1 [db]
Maximális előtolási sebesség:	v= 4 [m/perc]
Biztonsági tényező:	n= 2,5
<input checked="" type="radio"/> Előre definiált anyagpárosítás:	
Orsó anyaga:	C15
Anyagpárosítás:	Acél-bronz
<input type="radio"/> Felhasználó által definiált anyag:	
Folyáshatár (orsó):	ReH= 441 [MPa]
Súrlódási tényező:	μ= 0,083
Trapézorsó jellemző terhelése	
Megengedett normálfeszültség:	σ meg= 176,4 [MPa]
Megengedhető előtoló erő:	Ft max= 14645,45 [N]
Maximális előtoló sebesség:	vh max= 0,733 [m/perc]
Felületi nyomásból származó erő:	Fp max= 791,681 [N]
A számítások alapján az egyenértékű golyósorsó kiválasztásakor figyelembe vett mértékadó terhelés:	
791,681 N	

2. ábra. A beviteli mező a számítás eredményével

HOT-SPOT VÁNDORLÁS HŐTANI ELEMZÉSE

DIE THERMISCHE ANALYSE DER „HOT-SPOT” WANDERUNG

Szűcs Péter MSc hallgató*; Dr. Váradi Károly MTA doktora, egyetemi tanár*
* Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Gép- és Terméktervezés Tanszék

INHALT. Während der Untersuchung ist die Heißpunktwanderung der Bremsklötze mit FE Analyse geprüft worden. Bei den Analysen sind die Bewegung und die Zunahme der Wärmequelle aufgrund der Grundsätze zweier unterschiedlichen Abnutzungsmechanismen gesteuert worden. Als Anfangspunkt dienten die Ergebnisse der Temperaturmessungen, die an der Technischen und Wirtschaftswissenschaftlichen Universität Budapest, Lehrstuhl für Eisenbahnfahrzeuge und Fahrzeugsystemanalyse gemessen worden sind. Als Ergebnisse haben wir den Vergleich der Analysen und der Temperaturmessungen zusammengefasst. Die Endergebnisse der thermischen Analysen haben die bewegende Abnutzung (Wärmequelle) eindeutig bestätigt.

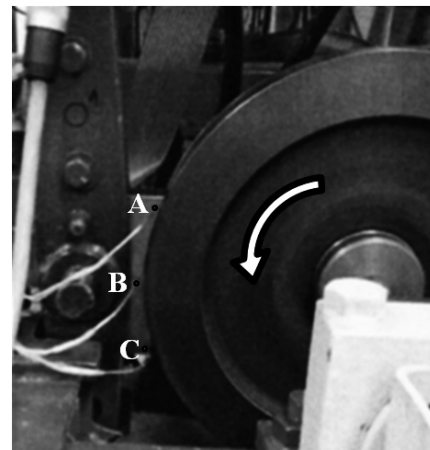
1. BEVEZETÉS

A tuskós fékrendszerek kopási folyamatainak megismerése és modellezése már több vizsgálat tárgyát képezte [1], [2]. A súrlódás, kopás, hőfejlődés valamint az anyagjellemzők hőmérsékletfüggése rendkívül bonyolulttá teszi a lejátszódó jelenség modellezését. A mai számítástechnikai háttér mellett is szükséges, hogy közelítő feltevésekkel vizsgáljuk a problémát. Vizsgálatunk célja az volt, hogy két kopási elmélet feltevéseire alapozva transziens hőtani analízisekkel közelítsük a hőmérsékletmérésből származó adatokat, majd az eredményeket kiértékelve megállapításokat tegyünk a lejátszódó folyamat lehetséges magyarázatára. A vizsgálatoknál elhanyagoltuk a kopást, a hőpartíciók időbeli változását, valamint a tuskóerő és a súrlódással fejlődött hő geometriát deformáló hatását is. A nagyléptékű egyszerűsítések mellett egy fontos alapelv érvényesült a hőtani analízisek terhelésvezérlésénél, mely szerint a hőforrás helye és az aktuális érintkezési tartomány minden időpillanatban megegyezik. A kiértékeléshez a hőtani számítások eredményeit transziens szilárdságtani analízisekbe importáltuk terhelésként, majd

az itt kapott eredményeket közelítő analitikus számításokkal ellenőriztük.

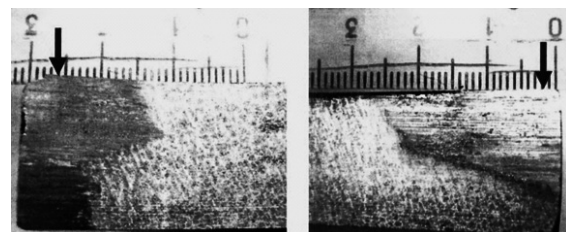
2. KIINDULÓ ADATOK

A mérések során a kisminta féktuskót 3 termoelemmel látták el (1. ábra), melyek a 100 másodperces mérés alatt hőmérsékleti adatokat szolgáltatottak. A mérés ideje alatt konstans értékű adatnak tekinthető a tuskóerő ($F_t=500$ N), a súrlódási tényező ($\mu=0,3$) és a kerületi sebesség ($v_k=11,6$ m/s).



1. ábra. A termoelemek elhelyezkedése [4]
(A: belépőoldali, B: középső, C: kilépőoldali)

Az 1:4-es méretarányú kisminta féktuskót úgy gyártották, hogy belső ívének sugara kisebb, mint a kerék sugara, így az érintkezési tartomány kezdetben a tuskó széléinél található. A 100 másodperces fékezés eredményeképpen kapott kopásminta a be- és kilépő oldalak esetén a 2. ábrán látható.



2. ábra. Belépőoldali (jobbra) és kilépőoldali (balra) kopásminta a mérés végén [4]

3. A VÉGESELEM MODELL FELEPÍTÉSE

Az analízisekhez a bemutatott kisminta féktuskó modelljét használtuk, melynél tuskó belső íves felületét kis felületdarabokra osztottuk a kopásminta diszkretizálásához. Hálósűrítési okok miatt a geometriai testmodellt 3 részre vágtuk.

3.1 Anyagmodell és anyagjellemzők

A számításokhoz lineárisan rugalmas anyagmodellt használtunk, melynél figyelembe vettük az anyagjellemzők nagy részének hőmérsékletfüggését is. A sűrűség kivételével, az anyagjellemzők megegyeznek a [3]-as irodalomban található értékekkel.

$$\text{- Sűrűség: } 7850 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

3.2 Hőtani peremfeltételek

A féktuskó által felvett hőmennyiség a tuskó felületein át környezeti levegő és a befogószerkezet felé hőátadással távozik. Az oldalfelületeken a hőátadást $20 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right]$ hőátadási tényező és $35[^\circ\text{C}]$ -os környezeti hőmérséklet jellemzi. A csatlakozó furaton intenzívebb hőterjedést feltételeztünk a fém részek felé, ezért itt $100 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right]$ hőátadási tényezőt adtunk meg. A féktuskó kiinduló hőmérséklete szintén $35[^\circ\text{C}]$.

3.3 Terhelések

A hőtani analízisek terhelését az időben konstans értékű, mozgó hőforrások jelentik. A súrlódási folyamat során fejlődő hőmennyiség az 1. összefüggés alapján számítható.

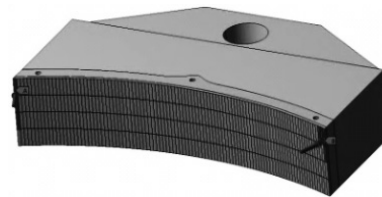
$$\begin{aligned} Q &= F_N \cdot \mu \cdot v_k = \\ &= 500 \text{ [N]} \cdot 0,3 \text{ [-]} \cdot 11,6 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] = 1740 \text{ [W]} \quad (1.) \end{aligned}$$

A teljes hőmennyiség egyik része a kerék felé, másik része pedig a féktuskó felé terjed. Mind a kerékre jutó, mind a féktuskóra jutó hánypad további két részre bontható a két érintkezési tartomány miatt. Az egyik rész a belépő él környezetében, a másik rész pedig a kilépő él környezetében fejlődött hő. Terhelésként a belépő oldalon 185 [W] míg a kilépő oldalon 133 [W] hőteljesítményt használtunk [3.], [4.]. A hőterhelések nagysága, a féktuskó mindkét oldalán, az analízis végéig konstans értékű.

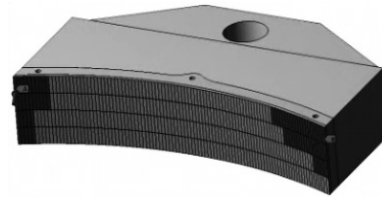
4. MÉRÉSI EREDMÉNYEK KÖZELÍTÉSE A NEM VÁNDORLÓ KOPÁS ELVE ALAPJÁN

Az analízisnél a hőterhelés megadásának helye (későbbiekben érintkezési tartomány) és mérete, azt az elvet követi, hogy az érintkezési tartomány a tuskó széleitől indulva a tuskó közepe felé folyamatosan növekedik a fékezési folyamat végéig. A folyamat során a konstans hőteljesítmény és a degresszíven növekedő érintkezési tartomány egyre kisebb hőáramsűrűséget eredményez.

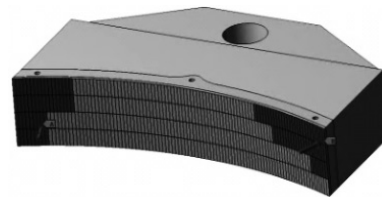
Az analízis három időintervallumban érvényes érintkezési tartományokat a 3., 4. és 5. ábrák szemléltetik.



3. ábra. Érintkezési zónák 0-5 másodperc között

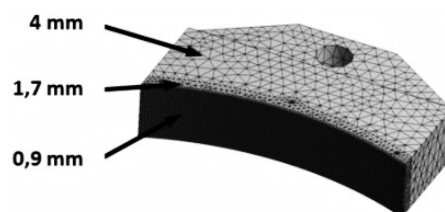


4. ábra. Érintkezési zónák 45-54 másodperc között



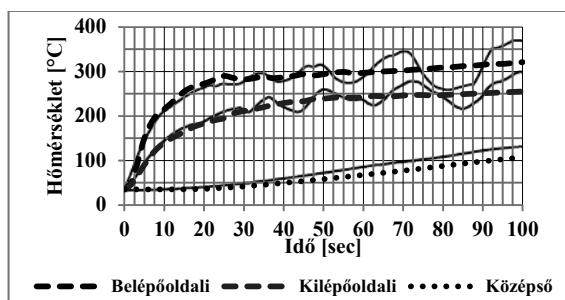
5. ábra. Érintkezési zónák 91-100 másodperc között

A végeeselemes háló, amely 10 csomópontos tetraéder elemekből épül fel a 6. ábrán látható.



6. ábra. A végeeselemes háló

A nem vándorló érintkezési tartomány feltevései alapján vezérelt analízis a mérési eredményeket csak globálisan tudta lekövetni, nem volt alkalmas a forrópont vándorlásra jellemző lokális hőmérsékleti maximumok és minimumok visszaadására. Az érintkezési tartomány méretének időbeli alakulása csak a felmelegedési görbék meredekségére volt hatással. Az analízis és a hőmérsékletmérési eredményeit a 7. ábrán hasonlítjuk össze. A mérési eredmények fekete folytonos vonallal láthatóak a diagramon.



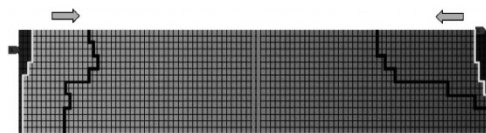
7. ábra Felmelegedési görbék

5. MÉRÉSI EREDMÉNYEK KÖZELÍTÉSE A VÁNDORLÓ KOPÁS ELVE ALAPJÁN

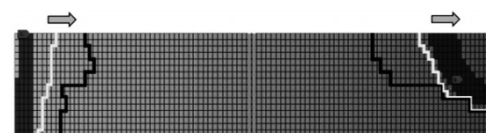
A hőterhelés-vezérlés elve azon alapul, hogy egy kisebb, folyamatosan mozgásban lévő érintkezési felületet feltételezünk. Ez azt jelenti, hogy a kopási, súrlódási folyamat megkezdődik a féktuskó ki- és belépő éleinél, majd kis idő elteltével az érintkezési tartomány elkezd a féktuskó közepe felé haladni. A kis érintkezési felületből adódó nagy hőáramsűrűség az éppen aktuális érintkező felületeknél magas kontakt-hőmérsékletet eredményez, amely helyi felületkidudorodással jár. Emellett, a tuskó globális hőmérsékletének emelkedése a tuskó nyílását eredményezi. Az érintkezési tartomány kis távolság megtétele után mozgásirányt vált és ismét a tuskó széleihez közelít. A következő befelé vándorlásakor az érintkezési tartomány már nagyobb utat tesz meg befelé, mielőtt ismét mozgásirányt váltana. A fékezési folyamat időtartamától függően a forrópont vándorlás ciklus többször is lejátszódik és az érintkezési tartomány minden kifelé és befelé haladásakor, a kerék egy-egy réteget koptat le a tuskóról. A fékezési folyamat közben a felmelegedett féktuskó hozzákopik a kerékhez, utána viszont visszahűl, és a belső sugara csökken a féktuskó záródásának köszönhetően. Emiatt a legközelebbi fékezéskor ismét a féktuskó széleitől indul az érintkezési tartomány.

5.1 A végeselem modell bemutatása

Az analízis két időintervallumának terhelésképét a 8. és 9. ábrák mutatják be. Az ábrákon látható felületfoltok az aktuális érintkezési tartományokat, a fekete határvonal a 100. másodperc végén elérendő kopási határvonalat, míg a fehér a már bekoptatott felület határvonalát adja meg. Az ábrák felső részén található nyilak az érintkezési tartomány aktuális mozgásirányára utalnak.

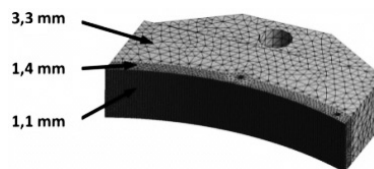


8. ábra. Érintkezési zónák 0-6 másodperc között



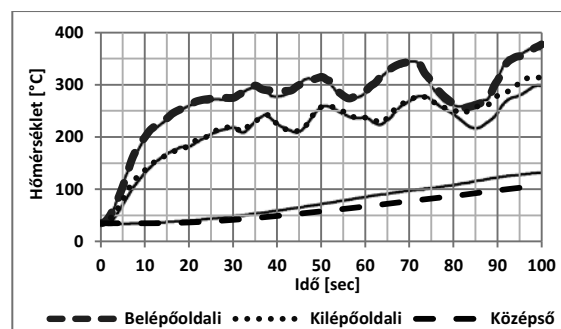
9. ábra. Érintkezési zónák 43-45 másodperc között

A végeselemes háló, mely a 10. ábrán látható, 10 csomópontos tetraéder elemekből épül fel.



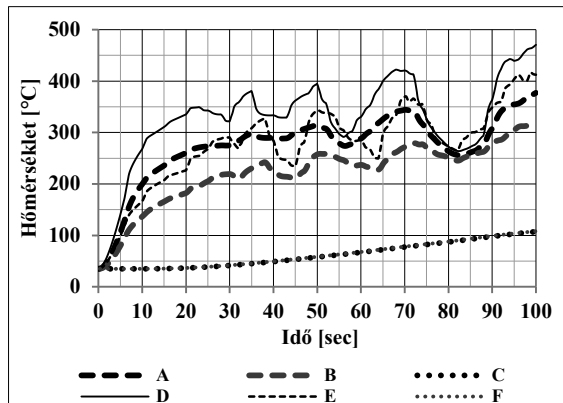
10. ábra. A végeselemes háló

Az analízis eredményei és a mérési eredmények 11. ábrán láthatóak. A hőmérséklet lekérdezéseket, a méréseknek megfelelően a termoelemeknek készített furatok felületein végeztük. A mérési eredmények fekete folytonos vonallal láthatóak a diagramon.



11. ábra. Felmelegedési görbék

A 12. ábra a termoelemeknél mérhető és a termoelemek felett, a féktuskó íves felületén mérhető hőmérsékleteket mutatja be. Jól látható a magasabb felületi hőmérséklet a furatokban mért hőmérsékletekhez képest.



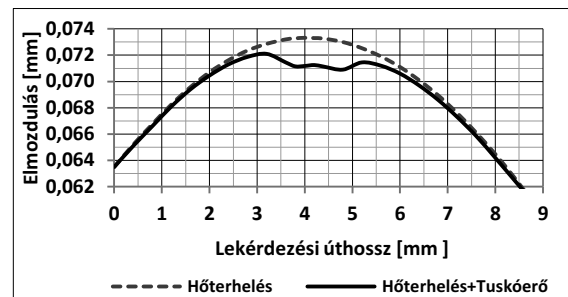
12. ábra. Termoelem és felület hőmérsékletek

- A: Hőmérséklet a belépőoldali termoelemnél
- B: Hőmérséklet a kilépőoldali termoelemnél
- C: Hőmérséklet a középső termoelemnél
- D: Belépőoldali felület hőmérséklete
- E: Kilépőoldali felület hőmérséklete
- F: Középső termoelem feletti felület hőmérséklete

6. SZILÁRDSÁGTANI SZÁMÍTÁSOK

A vándorló hóforrás, a nagyobb hőáramsűrűség, valamint a hőtágulás miatt, lokális kidudorodást idézett elő a felületen. Megvizsgáltuk a lecsökkent rugalmassági modulusú felületi dudor és a tuskóerő kölcsönhatását. A dudort terhelő erő számításához a teljes tuskóerőt a féktuskó két szélén működő hőpartíciók arányában osztottuk fel, majd az így kapott erőkkel a dudorok csúcsait terheltük radiális irányban. Peremfeltételként a féktuskó csatlakozó furatának palástfelületén fix megfogást alkalmaztunk. A tranzien szilárdságtani számítás első lépésében a kezdetben 35°C-os betétet a 82. másodpercben aktuális hőmérsékletmezővel terheltük. Az analízis második lépésében ezt a hőmérsékletmezőt megtartva a féktuskó két oldalán található dudoron a tuskóerő megfelelő hányadait működtettük. Az eredmények kiértékeléséhez lekérdeztük a radiális irányú elmozdulásokat a dudor környezetében. Ezt mutatja a 13. ábra. Az itt látható benyomódás értéke 0,0020 mm. A végeselemes számításokat Hertz-féle rugalmas benyomódás számításával

ellenőriztük gömb-síkfelület párra, a dudorkörnyezetnek megfelelő rugalmassági modulusal és az elmozdulás értékekből számított dudorgörbületi sugárral. Az analitikus számítások alapján a rugalmas benyomódás értéke 0,0027 mm.



13. ábra. Tuskóerő és dudorkörnyezet kölcsönhatása

7. KONKLÚZIÓ, ÖSSZEFOGLALÁS

Az analízisek eredményei alapján elmondható, hogy a vándorló kopási mechanizmus és így a vándorló hóforrás az elsődleges okozója a hot-spot vándorlásra jellemző hőmérsékletingadozásnak. A mérésnél alkalmazott tuskóerő nagysága nem elegendő ahhoz, hogy a lokális dudort visszanyomja, azaz a hőtágulás hatása dominánsabb.

8. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A munka szakmai tartalma kapcsolódik a "Új tehetséggondozó programok és kutatások a Műegyetem tudományos műhelyeiben" c. projekt szakmai célkitűzéseinek megvalósításához. A projekt megvalósítását a TAMOP-4.2.2.B-10/1--2010-0009 program támogatja.

9. IRODALOM

- [1] T. Vernersson: Thermally induced roughness of tread-braked railway wheels Part 1: brake rig experiments, *Wear* 236 (1999) 96-15
- [2] T. Vernersson: Thermally induced roughness of tread braked railway wheels Part 2: modelling and field measurements, *Wear* 236 (1999) 106-116
- [3] Liktör, B., Váradi, K.: Kisminta féktuskó hőtani analízise, *GÉP, A Gépipari Tudományos Egyesület folyóirata*, LXIII. évfolyam, 2012. 67-70. old.
- [4] Szűcs J.: Vasúti féktuskó-kerékabroncs érintkezési és kopási viselkedése, *Diplomaterv*, Budapest, 2010

SZUPERSZÁMÍTÓGÉP A MISKOLCI EGYETEMEN

SUPERCOMPUTER AT THE UNIVERSITY OF MISKOLC

Velezdi György*, Csáki Tibor**

ABSTRACT

This paper introduces an infrastructure development project at the University of Miskolc. The main goal of the project was to support research activities in computational mechanics. The main task was the building of a complete High Performance Computing (HPC) computer system. To achieve this goal we had to complete the following subtasks: procurement of HPC hardware, establishing complete HPC system, installing and optimizing operating software and creating operational environment.

1. BEVEZETÉS

A Miskolci Egyetem Szerszámgépek Tanszékén hosszú idő óta folynak olyan kutatások, ahol nagymennyiségű számítás elvégzésére van szükség az alábbi szakmai területeken:

- a géptervezés elméletének és gyakorlatának összekapcsolása az informatika új módszereivel és eszközeivel
- szerszámgépek, robotok mechatronikai rendszereinek és részegységeinek szerkezeti fejlesztése, új szerkezeti megoldások kutatása
- hardver-szoftver eszközök fejlesztése bonyolult geometriájú felületek forgácsoló megmunkálásához
- gyártásautomatizálási módszerek és eszközök kutatása-fejlesztése

Minél pontosabban követi a valóságot egy vizsgálandó konstrukció modellje, azaz minél kevesebb elhanyagolással kell élnünk a geometria, illetve a fizikai és mechanikai peremfeltételek megadásánál, továbbá minél kisebb időszekvenciát választunk az elemzések, szimulációk elvégzéséhez, annál nagyobb erőforrást igényelnek az analízis és vizualizációs számítógépes alkalmazások. A trend mindenképpen a feladatok méretének, bonyolultságának növekedése irányában mutat, és ezzel párhuzamosan a vizsgált változatok számának növekedése is várható.

A már meglévő grafikus számítógépes munkaadásokon futó alkalmazások teljesítménynövekedését ugyan kisebb anyagi ráfordításokkal lehet megoldani

* egyetemi adjunktus, Miskolci Egyetem, Szerszámgépek Tanszék

** egyetemi docens, Miskolci Egyetem, Szerszámgépek Tanszék

rövid távon (pl. újabb processzorok vagy komplett munkaállomások beszerzése), de ez nem ad esélyt a valódi újdonságot jelentő vizsgálatok elvégzésére és valóban jelentős eredmények elérésére, mert sziget-szerű működéssel csak korlátozottan skálázható számítási kapacitások kiépítése lehetséges.

A Miskolci Egyetem Szerszámgépek Tanszékén ezért döntöttünk úgy, hogy - pályázati lehetőségek kihasználásával - egy olyan szuperszámítógép beszerzését valósítjuk meg, amely igen nagy számítási kapacitással, valódi ún. High Performance Computing (HPC) képességekkel rendelkezik.

2. A HPC RENDSZEREK SAJÁTÓSÁGAI

A teljesítmény valódi növekedése elsősorban a számítások „párhuzamosításából”, azok egyidejű elvégzéséből adódik. Egy szuperszámítógépes rendszer „lényege” akkor használható ki igazán, ha a használt vagy kifejlesztett alkalmazások minél inkább párhuzamos működésre képesek. Az ún. *Soros (serial)* rendszereknél alaphelyzetben egy alkalmazás csak egy processzort illetve kiszolgálót képes használni. Az ún. *SMP* rendszereknél az alkalmazás ki tudja használni a kiszolgálóban lévő core-okat. Míg az *MPI* rendszerek esetén az alkalmazás párhuzamosan képes több kiszolgálón futni. A használt operációs rendszer alapvetően Unix/Linux vagy Windows verzió, több rendszer ezeket rugalmasan megosztva is képes kezelni.

Az elvégzendő tevékenység hatékonyságnövekedése alapvetően attól függ, hogy az adott alkalmazás (pl. a konkrét számításokat végrehajtó program) milyen verzióban áll rendelkezésre. A serial verziónál az egyetlen előny az, hogy nagyon sokat lehet belőle egyszerre futtatni több gépen (pl. más-más kiindulási feltételekkel vizsgálni ugyanazt a konstrukciót). Az *SMP* verzió már a core-ok számával arányos sebességnövekedést is ad, az *MPI* verzió nagyságrendekkel növeli a számítási sebességet. További jelentős hatékonyságnövekedés adódik az átviteli sebesség növekedésével (InfiniBand technológia akár 40-szer gyorsabb is lehet a Giga Bit Ethernethez képest), hiszen a programok általában nagyon sok adatot mozgatnak a node-ok (csomópontok) között.

A mai szuperszámítógépek architektúra szempontjából többfélék lehetnek. Az architektúra elnevezések és kategóriák meghatározása nem egyértelmű a szak-

mai szóhasználatban sem, de alapvetően *Cluster*, *MPP* és *Constellations* csoportokat különböztethetünk meg.

A Cluster legáltalánosabb meghatározása talán az, hogy „cluster” a nem külön HPC célokra gyártott, kereskedelmi forgalomban kapható, általában azonos kiépítésű 2, 4, 6, 8 core-t tartalmazó SMP szerverek vagy munkaállomások nagysebességű interconnect-el történő összekötéséből kialakult nagy kapacitású számítógép.

A legszívesebb kategória az MPP (Massive Parallel Processing) rendszerek családja. Ezen belül is több architektúrával találkozhatunk. Alapvetően két fontosabb alkategóriát érdemes kiemelni. Az *SMP* rendszer egy olyan architektúra, ahol a CPU-k mindegyike „látja” a teljes memóriát illetve I/O egységeket. Ezt az architektúrát nagyon nehéz 8-12 CPU-nál nagyobb méretben előállítani, mert a központi busz válik szűk keresztmetszetté. Ennek a feloldására születtek az ún. NUMA rendszerek. A NUMA rendszerekben a memória nem minden részét éri el egyforma sebességgel vagy késleltetéssel mindegyik CPU, de eléri. Ha több core-os CPU-t használunk és ezeket kötjük SMP-szerű rendszerbe, akkor is gyakorlatilag NUMA architektúra jön létre, hiszen az egy CPU-ban levő core-ok a saját cache memóriájukat gyorsabban elérik mint a központi memóriát, azaz nem egyformán ér el minden core minden memória rekeszt. Ebben a kategóriában a nagyobb teljesítményű gépeknél gyakorlatilag ezt az utóbbi megoldást találjuk meg mindenhol. A Microkernel architektúra (IBM BlueGene, CRAY XT) viszonylag ismert a nagyközönség számára is, első-sorban az érdekes technikai hírek világából. A „Microkernel” egy olyan lebutított Unix kernel, amely csak a processz és thread kreálás, megszüntetés és az IPC (Inter Process Communication) kódot tartalmazza, de mást nem. Minden egyéb szolgáltatás, pl. a file system-ek, - ami pl. egy monolitikus Linuxban a kernel része - itt egy szolgáltatásként (service) fut. A CRAY architektúrában ez annyival egészül ki, hogy az IPC a SeaStar2+ interconnect tetején is működik. Azaz a compute node-ok futatják a számológépes thread-eket, és ha bármilyen más szolgáltatásra van szükségük, (pl. file I/O vagy hálózat) akkor ezt IPC-vel megkérlik a service node-ok valamelyikétől. Fontos, hogy a mikrokernel alapú Unix-ok nem 100%-ig kód kompatibilisek a monolitikus kernel alapú Unix/Linux rendszerekkel, ami azt jelenti, hogy az alkalmazásokat újra kell fordítani a speciális programozási környezetek segítségével, ami a gyakorlatban nem mindig valósítható meg egyszerűen.

Constellations architektúrájú gépen olyan feladatok futnak, amelyek egy csomópont kapacitását nem haladják meg (ami lehet egy „nagy” SMP gép) és ilyen alkalmazásból futtatnak sokat.

A TOP500 (www.top500.org) - ez a világ ötszáz leggyorsabb számítógépét tartalmazó lista - alapján megállapítható, hogy a mai penge (blade) szerverekből összeállított nagy kapacitású gépek, azaz a *Cluster* architektúrájúak uralják a TOP500 listát (82%).

3. A MEGVALÓSÍTOTT HPC RENDSZER TULAJDONSÁGAI

Az előzőek alapján teljesen logikus, hogy a projekt keretében a ma meglévő szakmai kompetenciához illeszkedő „cluster” architektúrát választottunk úgy,

- hogy a beszerzés hatékony és gazdaságos legyen,
- teljesítménye legalább 5-8 évre oldja meg a számítási feladatok növekedéséből adódó igényeket,
- valóban új kutatási eredmények eléréséhez segítsen hozzá,
- a nemzetközi kapcsolatok kiszélesítésének is hatékony eszköze lehessen.

A rendszer összeállításánál arra törekedtünk, hogy a beszerzésre kerülő berendezés, kompakt, könnyen telepíthető és rugalmasan áthelyezhető legyen, és ne igényeljen különleges hűtési beruházást. Olyan szállító partnert választottunk, amely magyar képvisellel rendelkezik, és ahol magyar és angol nyelven folyamatos támogató kompetencia áll rendelkezésre.

Ezek a számítógépes rendszerek nem kaphatók dobozban, hanem a részegységeket kell az adott igények szerint összeszerelni. Ezért célszerűen a gyártó céget, a Hewlett-Packard-t bíztuk meg ezzel a feladattal, mert nálunk ilyen kompetencia jelenleg nem állt rendelkezésre (ehhez többéves HPC gyakorlat szükséges).

A specifikált, majd megrendelt és végül beüzemelt architektúrában 3 teraflops (!) körüli számítási teljesítmény áll rendelkezésre. A kiszolgálók (work node) InfiniBand (40Gb/s) sávsebességgel vannak összekötve, és amelyekhez jelenleg 100Mb/s és 1 GB/s switch-en keresztül tudnak a külső előkészítő munkahelyek csatlakozni. Minden kiszolgáló saját biztonságos tárolót használ, illetve a vezérkiszolgálóhoz (head node) RAID5 képes tárolót csatlakozik.

A rendszerkonfiguráció:

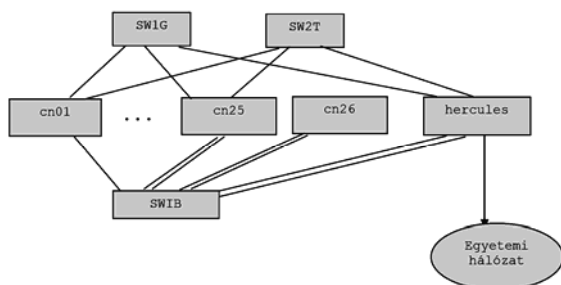
- Egy menedzser gép un. head node (Hercules)
- Két grafikus processzorral felszerelt gép (NVIDIA Quadro FX5800) grafikus alkalmazások és GPU-t használó párhuzamos számítások számára) (cn25 és cn26)
- Huszonnégy munkaállomás un. work node, vagy kiszolgáló (cn01 - cn24)

SW1G	
SW2T	
Head node	
cn25 (grafikus)	cn26 (grafikus)
cn12	cn24
cn11	cn23
cn10	cn22
cn09	cn21
cn08	cn20

cn07	cn19
cn06	cn18
cn05	cn17
cn04	cn16
cn03	cn15
cn02	cn14
cn01	cn13

1. ábra. A fizikai elrendezés

Mind a 24 gép 2 db hatmagos processzort tartalmaz (összesen 288 db 2.93 GHz mag), gépenként 160 Gb helyi tárolókapacitással. A Head node által kezelt teljes tárolókapacitást 12 db 2 TB-os merevlemez képezi, RAID5-be szervezve.



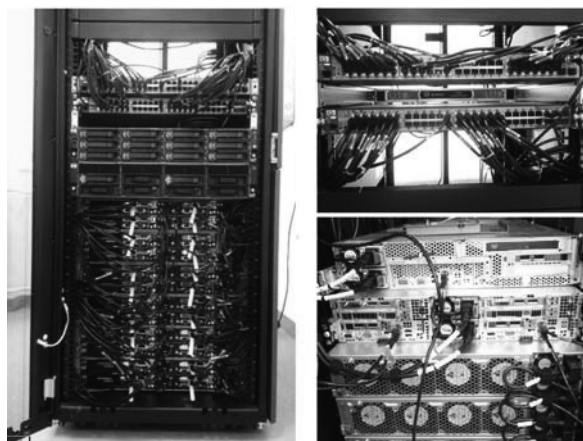
2. ábra. A hálózati topológia vázlatja

A leszállított szuperszámítógépre a hónapokig tartó utószerelési, átkábelezési munkálatok után *Red Hat Enterprise Linux 5.7 rhel5u7 ib* operációs rendszer lett installálva, amely időközönként frissítésre kerül.

Az operációs rendszer telepítése után következett a rendszer finomhangolása. A három hónapig tartó optimalizálási munka végén sikerült elérni - a kezdetben nem is remélt - igen figyelemre méltó, **3 teraflops** (3×10^{12} lebegőpontos művelet másodpercenként) számítási teljesítményt, amellyel igen előkelő helyet foglalunk el a Magyarországon található szuperszámítógépet üzemeltetők elit klubjában.



3. ábra. A berendezés a szerver helyiségben



4. ábra. A berendezés nyitott első és hátsó ajtókkal:

- felül a kommunikációs szekció a switchekkel,
- középen a tároló szekció a merevlemezekkel,
- alul a Head node és a 24 db munkaállomás

A működőképes számítógépes rendszer önmagában csak a lehetőséget teremtette meg a párhuzamos feldolgozás kihasználásához. A nagyságrendekkel magasabb számítási potenciál kiaknázásához az adott feladatokhoz szoftverek, az adott feladatok megoldását lehetővé tevő alkalmazások is szükségesek. Mivel az ilyen szoftverrendszerekből a világon viszonylag kevés van (a személyi számítógéphez képest), a megvásárolható alkalmazások köre is szűk (alig egy-két tucatnyi). Az általunk használni kívánt szoftvercsomagokat a konkrét kutatásokhoz kell megválasztani, illetve speciális igények esetén egyedileg fejleszteni. Ehhez jelentős anyagi erőforrások szükségesek, amelyek előteremtése - pl. pályázatok segítségével - jelenti az előttünk álló évek - a projekt folytatása szempontjából - legfontosabb feladatát, amely egyben a széleskörű alkalmazás, a megfelelő kapacitás kihasználás elérésének elengedhetetlen feltétele is.

Jelenleg az alábbi telepített szoftvereink vannak:

- o CMU (Cluster Management Utility)
- o NVIDIA CUDA SDK (párhuzamos számítások, a GPU kihasználása)
- o CONDOR (HTC) (feladatütemező és elosztó)
- o Modules Software Environment Manager
- o gcc, gfortran (fordító programok)

A számítógépünk, amelynek a **Hercules** nevet adtuk, az alábbi módokon érhető el:

- o Egyetemen belülről:
 - <http://193.6.3.130/>
 - ssh
 - sftp
- o Egyetemen kívülről:
 - ssh
 - 80-as és 1099-es port

Tekintettel arra a tényre, hogy a projekt eredeti célkitűzése egy szuperszámítógép beszerzése és üzembe

helyezése volt - beleértve bizonyos terhelési, skálázhatósági tesztek is -, amely beüzemelés 2011. végén fejeződött be, valamint a felhasználói igényfelmérések éppen, hogy csak elkezdődtek, korai lenne konkrét gyakorlati eredményekről beszámolni.

Az új architektúrájú rendszerünkön a számítási feladatok paralel futtatási képességeit kihasználni képes alkalmazások, szoftverek száma jelenleg még eléggé korlátozott világszerte, és ezen speciális programrendszerek beszerzési ára a hasonló célokra alkalmas szokásos szoftverekéhez képest lényegesen magasabb. További figyelembe veendő tényező az ilyen típusú szoftverrendszerek használatához szükséges ismeretek, tapasztalatok hiánya. E miatt könnyen belátható, hogy különös körültekintést és komoly források előteremtését igényli egy-egy ilyen eszköz megvásárlása. A kompetenciák, tapasztalatok hiánya fokozottan igaz a különböző feladatok megoldására alkalmas saját fejlesztésű szoftverek esetén. Ezen alkalmazások megléte pedig elengedhetetlenül szükséges ahhoz, hogy az új eszköz igénybe vehető legyen valódi feladatok megoldásra, új kutatási projekt beindításra.

Ezért a közeljövő legfontosabb feladata számunkra, hogy minél szélesebb szakmai körben mutassuk be ezen új eszközünk képességeit, lehetőségeit, keltsük fel ilyen szakirányú képzettséggel rendelkező kutatók, szakemberek, fiatal tehetséges hallgatók érdeklődését, valamint a hasonló berendezéssel - és remélhetőleg már tapasztalatokkal is - rendelkező intézményekkel történő kapcsolatfelvételt, aminek révén elindulhat a szuperszámítógép használatához leginkább szükséges szoftverek beszerzésének előkészítése, új alkalmazások fejlesztése, illetve közös kutatási projektek kialakítása. Ez irányban tett első lépéseink egyikeként a Miskolci Akadémiai Bizottság egyetemünkön tartott ülésén előadás keretében mutattuk be a régió tudományos életének legrangosabb képviselői előtt az új berendezést ill. annak használata lévén megnyíló minőségileg új lehetőségeket.

A kapcsolatépítés első eredménye a Budapesti Műszaki Egyetem Irányítástechnika és Informatika Tanszékével történő kapcsolatfelvétel, ahol számos kutatási projekt indult már HPC technológiák alkalmazása terén, és az azokon szerzett tapasztalatok révén sikerült a berendezésünk finomhangolási munkálatai során elérni a 3 teraflops számítási teljesítményt.

4. ÖSSZEFOGLALÁS

Magyarországon a HPC területen csak szórványosan folynak kutatások és csak néhány kutató használhat ilyen rendszereket. Az alkalmazott kutatásoknál is csak néhány olyan alkalmazási területet ismerünk, ahol szuperszámítógép segítségét tudják igénybe venni (pl. autóiipari tervezési és szimulációs számítások). A hazai helyzet javítására központi erőfeszítések is zajlanak, melyek az EU-s források segítségével három nagy egyetemet (Debrecen, Szeged, Pécs) szereltek fel egy-egy szuperszámítógépes kategóriába sorolt beren-

dezéssel és egy országos tárolókapacitás-hálózat megvalósítása is folyik. Sajnálatos módon a mi régióink nem volt érintett ebben a központi programban, de a sikeresen megvalósított projektünk eredményeként a közeljövőben mi is csatlakozni tudunk ehhez a folyamathoz.

A szuperszámítógép révén a kutatók – közülük is elsősorban a fiatal kutatók – bekapcsolódhatnak egy olyan nemzetközi akadémiai és felsőoktatási hálózatba, ahol versenyképes kompetenciákkal új, világszínvonalú kutatásokhoz való kapcsolódás is lehetővé válik.

A pályázat segítségével beszerzett szuperszámítógéppel és a hozzá kapcsolódó magas képzettségű munkaerővel olyan informatikai infrastruktúrát szeretnénk létrehozni, amely a régióban alapját képezheti ezen szakterületnek világszínvonalon való művelését.

A létrehozott rendszerre alapozva, a jövőben a Miskolci Egyetemen széles körben kívánjuk elterjeszteni a szuperszámítógépes ismereteket, alkalmat szeretnénk keríteni a gyakorlati képzés lehetőségeinek bővítéséhez, és indukálni szándékozunk olyan K+F+I tevékenységeket, amelyek révén a kutatók, az oktatók és hallgatók hatékonyan kapcsolódhatnak be mind az EU, mind a szélesebb nemzetközi szakmai közösségek munkájába.

A K+F+I tevékenységek a régióban minőségileg is új szakaszba léphetnek a rendszer üzembe állításával, mert olyan projektek megvalósítására is lehet gondolni, amelyek ezen kapacitás hiánya miatt eddig szóba sem kerülhettek (pl. nagy méretű rendszerek analízise és vizualizációja). A tevékenységek társadalmi hatásaként a Miskolci Egyetem K+F+I tevékenységeiben részt vevő hallgatóinak tudásszintje is minőségileg javul, és a projekt megvalósításának végén már nagyon jó eséllyel helyezkedhetnek el a regionális és nemzetközi munkaerőpiacon.

"A cikk a Miskolci Egyetemen megvalósult fejlesztési eredményeket mutatta be, amely a Nemzeti Fejlesztési Ügynökség támogatásával meghirdetett Baross Gábor Program, Kutatás-fejlesztési Infrastruktúra Fejlesztése alprogram REG_EM-09-1-2009-0023 számú támogatási szerződés alapján folyt, továbbá részét képezte a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 számú Kiválósági Központok Projektnek".

"This paper presented the results of a development project at the University of Miskolc based on the REG_EM-09-1-2009-0023 contract, under the Baross Gábor Project, Development of R&D Infrastructure sub-project supported by the National Development Agency, and also takes part of the TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 Centre of Excellence Project"

5. IRODALOM

- [1] VELEZDI, GY.: Projekt zárójelentés, *Baross Gábor Program, Kutatás-fejlesztési Infrastruktúra Fejlesztése alprogram, 2012.*

A TÁVOLI EGYÜTTMŰKÖDÉSBEN VÉGZETT TERVEZÉSI TEVÉKENYSÉGEK HATÉKONYSÁGI KÉRDÉSEI

QUESTIONS OF EFFECTIVENESS OF DESIGN ACTIVITIES IN REMOTE COLLABORATION ENVIRONMENT

Vidovics Balázs, egyetemi tanársegéd, BME Gép- és Terméktervezés Tanszék

ABSTRACT

Nowadays companies have their specialists geographically scattered around the globe. On top of different communication problems collaboration in a design project has its own challenges. As effectiveness is a key factor of success it is worth to study remote collaboration in virtual teams from different perspectives.

1. BEVEZETÉS

A globalizációnak és a felgyorsult versenynek köszönhetően a vállalatoknak az új, innovatív termékeket még gyorsabban kell kifejleszteniük, mint korábban. Nemcsak a multinacionális cégeket tekintjük globális vállalatoknak, hanem azokat a kisméretű, dinamikus fejlődő vállalkozásokat is, melyek sikerüket éppen a virtuális kapcsolattartásból fakadó előnyök hatékony kihasználásának köszönhetik [1]. Ebben a tekintetben fontos vizsgálni, hogy a kreatív együttműködés hatékonysága a távoli együttműködésben dolgozó tervezői teamekben, különösen a tervezési folyamat korai fázisaiban milyen tényezőktől függ, és hogyan lehet a folyamatot ösztönözni, javítani. A tapasztalatok azt mutatják, hogy a távoli együttműködésben résztvevők szükséges kompetencia profilja is eltér a hagyományos szervezetben dolgozókéétól. Míg a [2] a képzéseiben fejlesztett készségek közül a team munkát emeli ki első helyen, addig egy friss tanulmány [3] aggodalmát fejezi ki abban a tekintetben, hogy a távoli együttműködés által megkövetelt készségek fejlesztése a tantervekbe szinte még nem is kerül bele, és valószínűleg soha sem ismerik majd el ezt olyan területként, amely a helyi együttműködéstől érdemben különbözne. Jelen cikk a szerző szándéka szerint a tudományos és szakmai, valamint az elméleti és gyakorlati kérdések összefoglalásával hozzájárulhat ahhoz, hogy a távoli együttműködést, mint komplex tervezői környezetet megértsük, és a tervezői hatékonyságot befolyásoló tényezőket megismerjük.

2. A TÁVOLI EGYÜTTMŰKÖDÉS ALAPVETŐ JELLEMZŐI

A globális környezetben ma az jelenti a versenyelőnyt, ha a szervezet képes folyamatosan változni annak érdekében, hogy az erősségeket maximalizálja, a veszélyeket azonosítsák és növeljék a sebességet. Általában ezekre a célokra a teamek a legalkalmasabbak, mert ez a szervezeti forma gyűjti be a leggyorsabban a szükséges szellemi tőkét a különböző szervezetek, szervezeti egységek, földrajzi helyszínek oldaláról. [4]

2.1. A távoli együttműködés

„A munkavégzés egyre több munkakörben és a nap egyre jelentősebb részében szinte csak infokommunikációs eszközökön történik, így a munkatársak az egyes munkafeladatokat ún. virtuális teamekben a világ különböző pontjain, együttműködve végezhetik. Fontos látni, hogy míg a hagyományosan szerveződő cégeknél az esetleges virtuális kommunikáció csupán a kapcsolattartás eszköze, addig a virtuális teamek esetében ez a munkavégzés alapvető módja.” [1] Ezt az együttműködési formát összefoglalóan távoli együttműködésnek nevezzük.

2.2. A virtuális team

Hagyományosan, amikor team munkáról beszélünk, hajlamosak vagyunk egy csoportnyi emberre gondolni, akik találkoznak mindennap vagy a hét néhány napján, együtt dolgoznak, egy munkahelyen, sőt egy irodában. Ezekre az egységekre vonatkozik a helyi team elnevezés. Az idők változásával, illetve az új technológiák megjelenésével a team munka újabb formái jelentek meg. Amikor a cégek különböző helyi piacokra lépnek, a jól képzett alkalmazottak, különösen a specialisták száma kevésnek bizonyul, és azok az alkalmazottak, akik a szükséges know-how birtokában vannak, inkább kilépnek, minthogy a lakóhelyüket (családjukat, barátait) hátrahagyják – ekkor alakulnak ki a virtuális teamek. [5] „A virtuális team kifejezés olyan személyek csoportjára utal, akik az időbeli,

térbeli és szervezeti határokon átlépve dolgoznak együtt rövid- vagy hosszú távon, és a munka során a kapcsolatot elektronikus úton tartják egymással általában anélkül, hogy személyesen akár egyszer is találkoznának.” [1]

A távoli együttműködés a virtuális team szempontjából elsősorban földrajzi megosztottságot és időeltolódást jelent. Természetesen a távoli vagy virtuális team működése tulajdonképpen az új információs és kommunikációs technológiáknak, és azok elérhetőségének köszönhető. [5] Az üzleti környezet új körülményei, így a globalizáció, az új technológiák, a tudásalapú társadalom és az információs korszak megjelenése a virtuális teamet számos szervezet integrált részévé tette. A munkahelyeken a virtuális teamek száma napról napra növekszik.

3. A TERVEZÉSI FOLYAMAT

A tervezési folyamat valós és virtuális körülmények között is mindenképpen lezajlik. A tervezési folyamat hatékonyságát azonban nagyon nehéz mérni, erre például a menedzsment eszközök, a projektben érintettek (megrendelő, beszállítók, stb.) elégedettségének mérése vagy objektív indikátorok adnak lehetőséget. Azt mondják, hogy a minőséget és vevői elégedettséget a tervezők tervezik bele a termékbe. Ha pontosan tudnánk mérni a tervezés értékét (a tervezéssel teremtett érték arányát) a végső termék sikerességének tükrében, még akkor is nagyon hosszú idő telik el a visszajelzéséig. Ráadásul a módszerek csak keretet, segítséget adnak a tervezőknek, végeredményben a tervező oldja meg a problémákat. A tervező egyéni vagy csoportos tevékenységeinek támogatása ezért kiemelkedően fontos. Összességében az egyéni és szervezeti tanulás és a legjobb gyakorlatra törekvés az, ami a folyamatok hatékonyságát biztosíthatja.

Az ismert tervezési folyamatmodellek nagyon sok ponton különböznek egymástól, de abban egyetértés mutatkozik, hogy korunkban nem lehet a piaci viszonyoktól függetlenül, pusztán műszaki kérdésként tekinteni a terméktervezést, így egyre inkább a „piactól a piacig” megközelítést alkalmazzák. [6]

Világunk annyira gyorsan változik, hogy talán sohasem lesz ideális módszertan vagy folyamat. Ennek megfelelően ma az számít, hogy mennyire rugalmas az infrastruktúra, mennyire lát a vállalat előre, mennyire jól, mennyire gyorsan és milyen hatékonysággal reagál a változásokra. Ahogy nincs ideális elméleti modell, melyet a gyakorlatban igazolni lehetne,

úgy a legjobb gyakorlatot is lehetetlen azonosítani. [7]

3.1. A tervezési folyamat kritikus szakaszai

A tervezési folyamat kritikus szakaszainak azonosításában hasznos szempont lehet az, hogy milyen mértékben áll rendelkezésre előíró jellegű, konkrét módszertani támogatás. A vonatkozó irodalom alapján úgy tűnik, hogy azok a fázisok, melyek *a) divergensnek*, azaz több megoldási alternatíva létrehozásának képességét követelik meg, azok a munkalépések, melyek *b) kreativitást igényelnek*, továbbá azok a tevékenységek, melyek *c) összetettek és nehezen algoritmizálhatók*, a hagyományos struktúrákban végzett tervezési-fejlesztési folyamatok esetében is komoly kihívást jelentenek a tervezőknek és tervezői teameknek, hiszen egyrészt ezek a munkalépések a legkevésbé támogatottak módszertanilag, másrészt a rendelkezésre álló eszközök hatékony használata komoly tapasztalatot, odafigyelést és kooperációt igényel. [8]

Számos könyv, tudományos és szakmai közlemény több szempontból is foglalkozik azzal a kérdéssel, hogy melyek a tervezési folyamat legkritikusabb fázisai. Az innováció kulcskérdés az NPD folyamatban, e vonatkozásban egyetértés mutatkozik abban, hogy az innováció a korai fázisokban befolyásolható a legkönnyebben és arányaiban a legkisebb erőforrás ráfordításával, illetve ezekben a fázisokban születnek azok a döntések, melyekkel a piaci siker elsősorban elérhető [9]. Paradox módon a korai fázisok nem csak ebből a szempontból kritikusak, hiszen a tervezői team normái és munkamódszerei sem alakultak ki feltétlenül, illetve magáról a tervezési problémáról is kevés tudás áll rendelkezésre.

3.2. A tervezési folyamat kognitív vonatkozásai

A távoli együttműködés emberek között zajlik, és nem az együttműködést támogató megoldások között. [10] Annak érdekében, hogy az együttműködés elérje a kívánt hatékonyságát, a résztvevő, az ember kognitív jellemzőit (például tudásstruktúra, információfeldolgozás, kognitív modell, problémamegoldási mechanizmusok) is érdemes figyelembe venni a munka szervezésekor.

A távoli együttműködés egyik kimondott célja, hogy a vállalat a különböző piacok, így a különböző kultúrák ismerőitől tudást szerezzen be, ezt – a helyi piacokon sikert remélve – beépítse a termékbe. Az általános ismeretek tekintetében ezért előnyös bármilyen különbözőség. A szakismeretek tekintetében

felmerülő tudásbeli különbség a multidiszciplináris csapatok esetében magától értetődő. A munkaszervezés a vezető felelőssége, ebből a szempontból az egyes csapat tagok szakterületével, szakmai kompetenciáival érdemes neki tisztában lennie. A módszertani ismeretek és felkészültség esetében a hatékonyságot csökkentheti, ha a csapat tag nincs tisztában a folyamatok céljával, az adott módszerek alkalmazásával. A rengetegféle megközelítés, módszertan és eszköz ráadásul különféle szakszókincessel társul, melyet közös nevezőre kell hozni. A módszertani felzárkóztatás és korrekció, valamint a módszerek közös alapra helyezése lényeges hatékonyságbeli kérdés. Fontos megjegyezni, hogy a felmerülő különbségek akkor állíthatók a csapat munka szolgálatába, és akkor nem okoznak hatékonysági problémákat, ha a csapat és a menedzsment tudatosan keresi, észreveszi és kezeli azokat.

3.3. Kreativitás a tervezési folyamatban

A kreatív tervezés egy olyan folyamatként határozható meg, melyben az egyén vagy csapat egy adott helyzetben kidolgoz egy új vagy eredeti terméket (vagy szolgáltatást) a helyzet kontextusának és az elvárt kimenetnek megfelelően [11]. Ez jelenti a *a) kreatív résztvevőt* (egyéni, csapat, szervezet), amely az *b) alkotás folyamatán keresztül* létrehoz egy *c) kreatív terméket vagy szolgáltatást* válaszul a mikro és makro *d) környezetre* [11]. Ahogy korábban is említésre került, a vállalatok projekt csapatokat állítanak fel a vevői igények gyors és jó minőségű teljesítése érdekében. A megosztott környezetben működő virtuális csapatoknak kreativitást és innovációt kell felmutatniuk. A virtuális csapatokat leggyakrabban új termékek fejlesztése és döntéshozás céljából hozzák létre. A virtuális csapatok nagyon ígéretesek, ugyanakkor számos kihívást jelentenek a vezetőknek és a szervezeteknek a kreativitás szempontjából. [11] Letaief et al. [11] kutatásukban összegyűjtötték a kifejezetten virtuális csapatokra vonatkozó azon tényezőket, melyek a kreativitást, és ezen keresztül a virtuális csapatban végzett problémamegoldás hatékonyságát meghatározzák, és ezeket gátló vagy segítő tényezők csoportjaiba sorolták.

Eredményeikből látható, hogy a kreativitás és annak támogatása nagyon lényeges a megfelelő eredmény elérése szempontjából. A kreativitás olyan képesség, mely láttatja azokat a kapcsolatokat és kapcsolódásokat, melyeket mások nem látnak [12], ezért az innovációs versenyben döntő fontosságú.

4. A HATÉKONY CSAPAT

A termékek komplexitása, a sokrétű követelmények, az innovációra való állandó törekvés és még egy sor körülmény miatt a terméktervezés ma már csoportos tevékenység a vállalatoknál. A modern tervezési feladatok megoldása, különösen az NPD egészen pontosan nem is csoportmunkát, hanem csapat munkát igényel. Ullman [13] definíciója szerint a(z) általános) csapat olyan emberek kis csoportja, akiknek készségei egymást kiegészítik, és akik elkötelezettek a közös folyamat és teljesítmény célok elérésében, melyért kölcsönösen felelősséget vállalnak. A csapat munka a sikerben központi szerepet játszik, mert a párhuzamos munkavégzésnek ez az egyik alapfeltétele. A csapatokat ezenkívül olyan emberek alkotják, akik más-más területen tudnak hozzátenni a problémák megoldásához. Értelmezésében a csapat több, mint a tagok összessége (csapat szinergia). Alapvetően a csapat is hasonlóan old meg tervezési feladatokat, ahogyan az egyén tenné (megért, alkot, értékeli, dönt), de jelentős különbségek is mutatkoznak. Ezek ismerete alapvető fontosságú annak érdekében, hogy a szinergikus hatás kihasználásával a tervezési feladat megoldása is hatékonyabbá válhasson.

4.1. A virtuális csapatok összetettsége

Magától értetődő volna a virtuális csapatokat is a hagyományos csapatok esetében megszokott kategóriákba sorolni és úgy jellemezni. A virtuális csapatok ugyanakkor sokkal összetettebbek lehetnek a hagyományos, helyi csapatoknál, így jellemzésükhöz is árnyaltabb megközelítésre van szükség, mert a virtuális csapatok (1) átlépnek időbeli, térbeli (földrajzi) és szervezeti határokon, (2) elektronikus technológián alapuló formákat használnak a kommunikációhoz (az információ megosztáshoz) és a közös munkavégzéshez (a termék létrehozásához) [4] alapján. Duarte és Snyder a virtuális csapatok tipológiájában [4] azonosít egy *ún. projekt vagy termékfejlesztő csapat* típust, melyet az alábbiak szerint jellemezhetünk. A virtuális projekt és termékfejlesztő csapat képes arra, és feladata is, hogy átlépjen időbeli, térbeli és szervezeti határokat. A csapat tagok projekteken vesznek részt, melyek meghatározott időkeretben zajlanak, és felhasználók avagy (külső illetve belső) vevők szolgáltatják a megoldandó problémát. A folyamat eredménye jellemzően egy új termék, információs rendszer vagy szervezeti folyamat. A fejlesztő csapat jellemzője továbbá, hogy hosszabb időtávon belül létezik (igazodva a projekt ütemezéséhez), és nem csak javaslatokat,

de döntéseket is hozhat. A tagok nem feltétlenül állandóak a teljes projekt ideje alatt, az adott fázis aktuális szaktudás szükségleteihez – természetesen időben gondosan előre tervezetten – illesztik az erőforrásokat. A szervezetben belül világosan körvonalazott, hogy ki melyik projekten dolgozik, melyik team tagja, és az elérendő cél is egyértelmű (ez nem jelenti feltétlenül azt, hogy a fejlesztési probléma is megfelelően definiált). A virtuális teamek tehát több szempontból is különböznek a „szemtől szembe” teamektől.

5. ÖSSZEFOGLALÁS

A virtuális teamek létjogosultsága nem kérdőjelezhető meg. A szervezetek közötti gyorsaságot és agilitást növelik, hasznosítják a szaktudást és a vertikális integráció előnyeit a szervezetben vagy a szervezetek között, így az erőforrások szinte azonnal elérhetők. Másik oldalról a dolgozó (magán)életét kevésbé zavarja meg, hiszen nem szükséges annyit utaznia, hogy találkozzon a többi taggal. A team tagjai egyéni fejlődési és karrier lehetőségeiket növelhetik azzal, hogy több szervezetet és kultúrát is megismernek, illetve változatos projekteken és feladatokon dolgoznak.

Bár az elektronikus kommunikációs és kollaborációs technológiák hatékony használata alapvető fontosságú a virtuális teamek sikeressége szempontjából, a virtuális team sokkal többet kíván, mint technológiai háttérrel és számítógépeket. Láthatjuk, hogy a virtuális együttműködés hatékonysága milyen sokrétű és milyen komplex változóktól függ. A befolyásoló tényezők sora a szervezeti kérdésekkel, illetve a technológiai követelmények és lehetőségek elemzésével bővíthető. A távoli együttműködéshez kapcsolódó ICT megoldások és az állandó kommunikációs kényszer bizonyos „érzékelt távolságot” alakít ki az egyének, csoportok és szervezetek között. Minél nagyobb ez a virtuális elkülönülés, annál több problémát okoz a teamnek. A végső cél tehát ennek a bizonyos virtuális távolságnak a csökkentése, és ezáltal a távoli együttműködés hatékonyságának növelése. Ennek érdekében a fenti kérdéseket érdemes figyelembe venni, és a távoli együttműködési formákat és eszközöket tudatosan alkalmazni.

6. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A témában végzett kutatómunkát a Befektetések és Vállalati Pénzügyi Tanszék Alapítványa támogatta.

7. IRODALOM

- [1] Hári P., Várhelyi K., 2010. Virtuális munkavégzés, virtuális teamek. Munkaügyi Szemle, október, 4. sz.
- [2] Griffiths, R., n.d. Computer Supported Cooperative Work (CSCW) and Groupware. University of Brighton.
- [3] McLaughlin, T., Keske, S., 2012. Evaluation of Students' Skills in Remote Collaboration for Creative Problem Solving in Computer Graphics.
- [4] Duarte, D.L., Snyder, N.T., 2006. Mastering virtual teams: strategies, tools, and techniques that succeed. San Francisco: Wiley.
- [5] Chutnik, M., Grzesik K., 2009. Leading a Virtual Intercultural Team. Implications for Virtual Team Leaders. Journal of Intercultural Management, április, 1(1).
- [6] Dill, C., Scharer, M., Spath, D., 2000. Unterstützunk der Produktentstehung mit einem Prozesbegleitenden Methodenbaukasten auf Intra/Internetbasis, VDI-Tagung. Stuttgart: VDI-Berichte.
- [7] Design Council, 2007. Eleven lessons: managing design in eleven global companies. Desk research report.
- [8] Vidovics, B., Bercsey, T., 2004. Methodology development of designer's activities. BME Gépészet 2004. Budapest, Magyarország. május 28.
- [9] Vidovics B., Bercsey, T., 2004. A koncepcionális tervezés innovatív módszerei. EMT XII. Nemzetközi Gépész Találkozó, OGÉT. Csíksomlyó, Románia. április 24.
- [10] Chadwick-Wirth L., 2012. Making it Work: Remote Collaboration in a Digital Age. Criticalmass.com, Experience Matters.
- [11] Letaief, R. Favier, M., Coat, F., 2006. Creativity and the Creation Process in Global Virtual Teams: Case Study of the Intercultural Virtual Project. In: AIM (Association Information and Management) 11th International Conference, Information Systems and Collaboration, State of the Art and Perspectives. Luxemburg, június 8-9. Luxemburg, AIM.
- [12] Jirousek, C., 1995. Creativity and the Design Process. Cornell University.
- [13] Ullman, D. G., 2010. The Mechanical Design Process. 4th edition. New York: Mc Graw Hill.

VASÚTI SÍN-KERÉKABRONCS KAPCSOLAT SÚRLÓDÁSI ÁLLAPOTÁNAK VÉGESELEMES VIZSGÁLATA

FINITE ELEMENT ANALYSIS OF FRICTIONAL STATE OF A RAILWAY RAIL-WHEEL CONNECTION

Zwierczyk Péter T., PhD. hallgató

Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Gép- és Terméktervezés Tanszék, 1111 Bp. Műegyetem rkp. 3
e-mail: z.peter@gt3.bme.hu; web: gt3.bme.hu

Dr. Váradi Károly, egyetemi tanár

Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Gép- és Terméktervezés Tanszék, 1111 Bp. Műegyetem rkp. 3
e-mail: varadik@eik.bme.hu web: gt3.bme.hu

ABSTRACT. This paper involves the finite element analysis of a starting process of a railway trainset in the aspect of mechanical processes. With the help of the elaborated model the contact pressure distribution and the sliding and sticking zones in the contact zone can be examined.

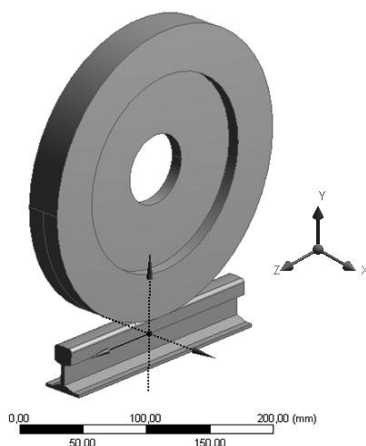
1. BEVEZETÉS

A mai, nagyteljesítményű vasúti vontatás egyik elengedhetetlen feltétele az indulás folyamatában a megfelelő tapadás, ezen túl a megfelelő traktációs erő biztosítása. Ennek egyik feltétele a kapcsolódó elemek közötti csúszás elkerülése.

Az elkészített végeelemes modell segítségével lehetőség nyílt az érintkezési feszültség, valamint az érintkezési tartományon belül megtalálható tapadási, illetve csúszási tartományok feltérképezésére megcsúszás mentes, illetve részleges megcsúszási esetben.

2. GEOMETRIAI MODELL FELÉPÍTÉSE

A vizsgálatok alapjául egy egyszerűsített M1:4 méretarányú geometriai modellt használtunk. A kerékabroncs esetében elhanyagoltuk a nyomkarimát valamint a futófelület kúposágát. A geometria felépítését az 1. ábra mutatja be.



1. ábra. A geometriai modell felépítése

A számítások során egy 125 mm sugarú kereket nyomtunk egy UIC-54-es szabványnak megfelelő [1], - méretarány szerinti - görbületű sínszálhoz.

Tekintettel a geometria YZ síkra szimmetrikus felépítésére a számítások során fél modellt alkalmaztunk a számítási idő csökkentése érdekében.

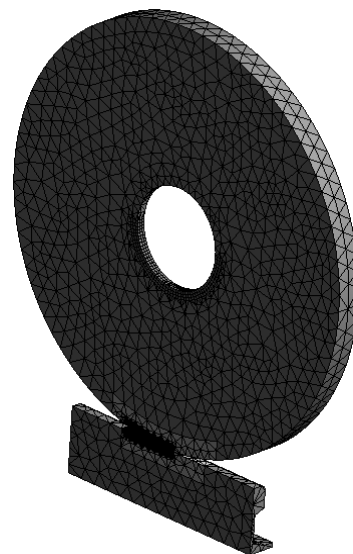
Mind a sín, mind pedig a kerékabroncs esetében azok anyagát általános szerkezeti acélnek tekintettük. A számítások során alkalmazott anyagjellemzőket az 1. táblázat foglalja össze.

1. táblázat. Az alkalmazott anyagjellemzők

Anyagjellemző:	Érték:
Rugalmassági modulus	200 GPa
Poisson tényező	0,3

2.1. A végeelem háló felépítése

A hálózás során több szekcióra bontottuk a modellt. Ennek köszönhetően csak a legszükségesebb helyen sűrítettük be a hálót, illetve alkalmaztunk 20 csomópontos hexaéder elemeket. Az érintkezési tartománytól távolabb eső, számítási pontosság szempontjából kevésbé fontos részekben 10 csomópontos tetraéder elemeket alkalmaztunk. A globális elemméret 15 mm volt. Lokálisan az érintkezési tartomány környezetében, a számítási pontosság növelése érdekében 0,35 mm-es elemméretre csökkent. A különböző szegmenseket, valamint a végeelemes hálót a 2. ábra mutatja be.

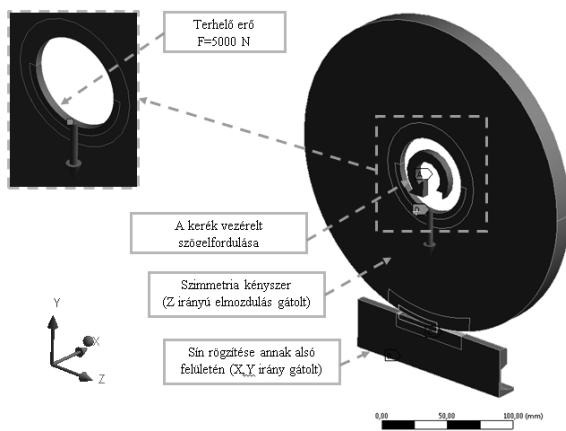


2. ábra. A végeelemes háló felépítése

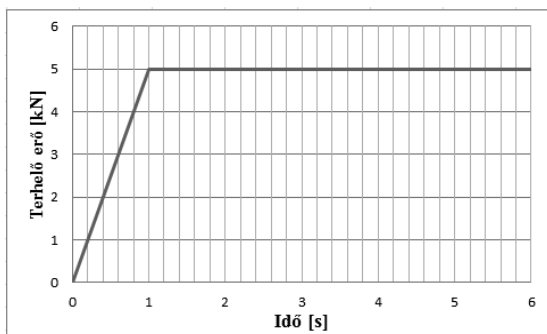
3. A VIZSGÁLAT PEREMFELTÉTELEI

A vizsgálat során alkalmazott peremfeltételeket a 3. ábra szemlélteti. A számítást két időszakaszra bontottuk. Az első, 1. másodpercig terjedő szakaszban történik a modell felterhelése. Ezt követően a 10. másodpercig a terhelő erő aktív marad. A második időszakaszban a kerék is elkezd forogni és a 10. másodpercig összesen $6,24^\circ$ -ot fordul el saját tengelye körül, miközben 7. másodpercig gyorsult (4. és 5. ábrák).

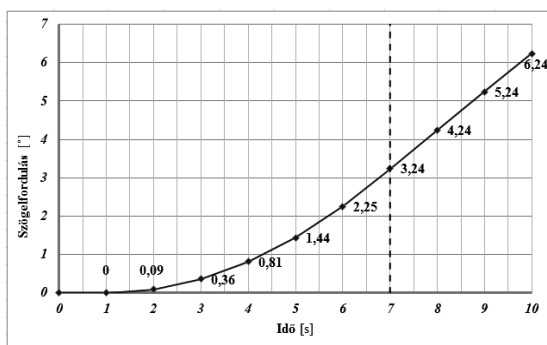
A terhelő erő mértéke összesen 10 kN volt. A fél modell miatt azonban a végeelemes modell összesen 5 kN terhelte a hajtótengely bevezetési pontján. A sín rögzítését annak alsó felületén ráadott, X,Y irányú elmozdulást gátló megfogás biztosította. Az alkalmazott fél modell miatt a 3. ábrán jelölt módon egy szimmetria megfogást is alkalmaztunk. A számítások során a súrlódási tényező értéke konstans érték volt, $\mu=0,384$.



3. ábra. A vizsgálat során alkalmazott peremfeltételek



4. ábra. A modell felterhelési görbéje

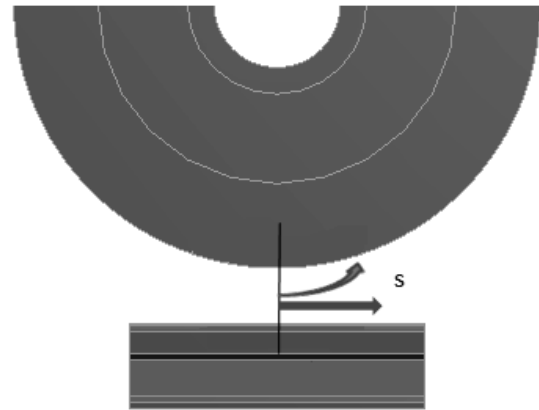


5. ábra. A kerék megforgatási időgörbéje

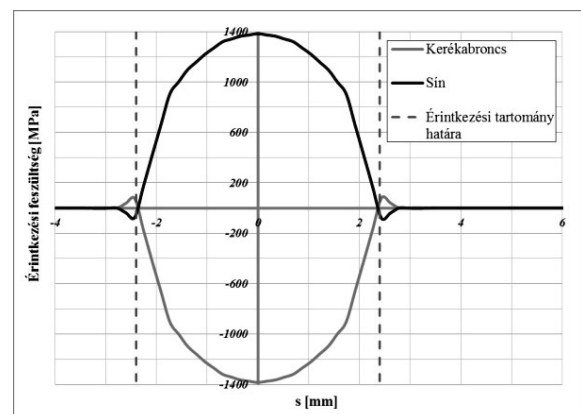
4. EREDMÉNYEK

4.1. I. A felterhelési szakasz eredményei

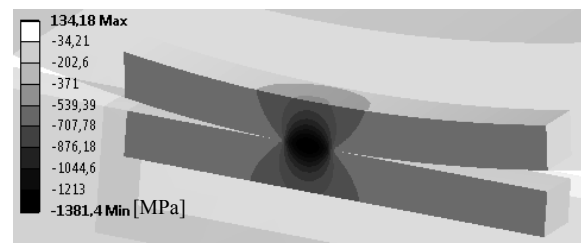
Az első számítási szakaszban, amely a vizsgálat első másodpercéig tart, megtörténik a modell felterhelése. A terhelő erő hatására az érintkezési tartományban 1381,4 MPa érintkezési feszültség ébred, amely az analitikus ellenőrző számításoktól [2] 5%-on belüli eltérést mutat, így a készített végeelemes modell kellően pontosnak tekinthető. A feszültségeloszlását a kontakt zónában a 7. ábra szemlélteti, míg a 8. ábrán grafikusán is látható a sűrített hálóval ellátott segédtesten. A diagramokon jelölt „s” érték az érintkezési tartomány középpontjából induló, mind a sínnel, mind pedig a kerékkel érintőleges koordináta (6. ábra).



6. ábra. Az „s” koordináta értelmezése



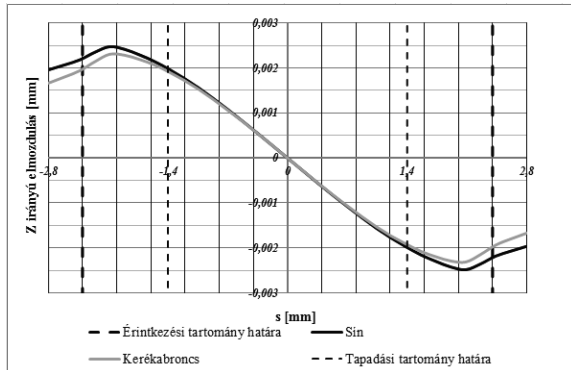
7. ábra. Érintkezési nyomás eloszlása az érintkezési tartományban ($t=1s$)



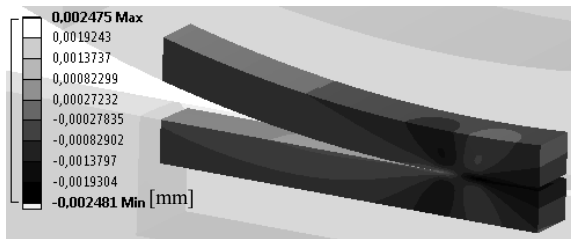
8. ábra. σ_y eloszlás az érintkezési tartomány környezetében ($t=1s$)

Az érintkezési feszültségen kívül a felterhelési szakaszban lehetőség nyílt az érintkezési

tartományon belüli tapadási és csúszási zónák kiterjedésének feltérképezésére. Ennek érdekében lekérdeztük az érintkezési tartomány környezetében a kapcsolódó testek Z irányú elmozdulását. Az elmozdulás görbéket, valamint a grafikus ábrázolást a 9, valamint a 10. ábra mutatja be.

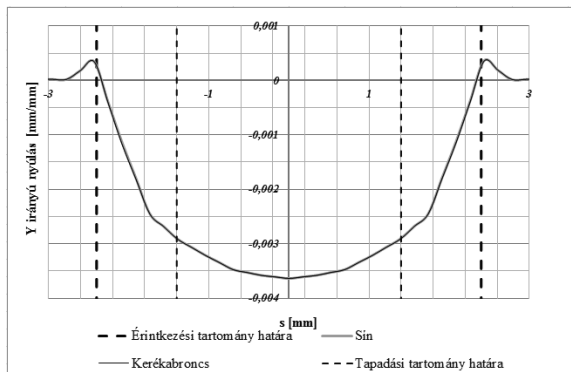


9. ábra. A kapcsolódó testek Z irányú elmozdulása az érintkezési tartomány környezetében ($t=1s$)



10. ábra. A kapcsolódó testek Z irányú elmozdulása az érintkezési tartomány környezetében grafikusán ábrázolva ($t=1s$)

A 9. ábrán jól látható, hogy az érintkezési tartomány két különálló zónára bontható. Egyrészt beszélhetünk egy tapadási tartományról, amelyen belül a két kapcsolódó alkatrész együtt mozdul el, valamint az érintkezési tartomány szélén elhelyezkedő csúszási zónáról is, ahol ugyan még kapcsolatban áll a két test, azonban elmozdulás görbéik szétválnak [3]. Az elmozdulás mellett megvizsgáltuk a kapcsolódó elemek érintkezési tartomány környezetében jelentkező nyúlását is (Y irány). A kapott eredményeket a 11 ábra szemlélteti.



11. ábra. Az érintkező elemek Y irányú nyúlása ($t=1s$)

Az ábrán látható, hogy a tapadási tartományon belül a nyúlásértékek megegyeznek, míg a csúszási

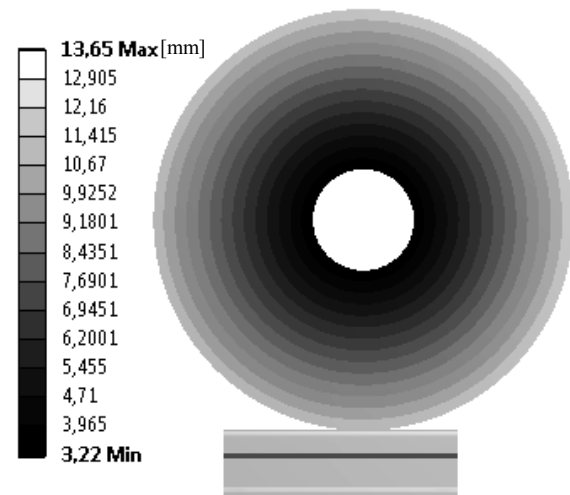
tartomány esetében, ugyan csak kis mértékben, de eltérés mutatkozik az értékek között.

4.2. II. A kezdeti gördülési szakasz eredményei

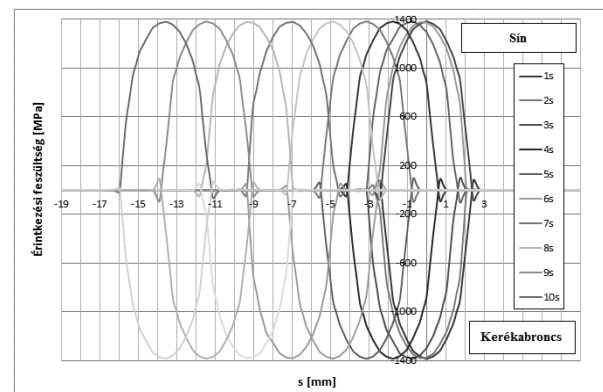
A második számítási szakaszban aktívá válik a kerék szögelfordulását vezérlő kényszer, amely forgómozgás hatására a sín is elmozdul. Az elmozdulás mértékét a 12. ábra mutatja be.

Az ábrán látható, hogy a sín lineáris elmozdulása, valamint a kerék kerületi elmozdulása megegyezik (mindösszesen 13,65 mm a kerület mentén), amely alátámasztja a két kapcsolódó elem gördülőkapsolatát.

A gördülés hatására az érintkezési tartomány is elvándorol. Ha megvizsgáljuk az így kapott érintkezési görbéket, jól látható, hogy azok Hertz jellege megmaradt, a kisebb torzulásoktól eltekintve, valamint a maximális feszültség értéke is a korábbi 1381 MPa-os érték környezetében maradt. Az érintkezési tartomány vándorlását, az egyes másodpercekben a feszültségérték eloszlását a 13. ábra mutatja be.



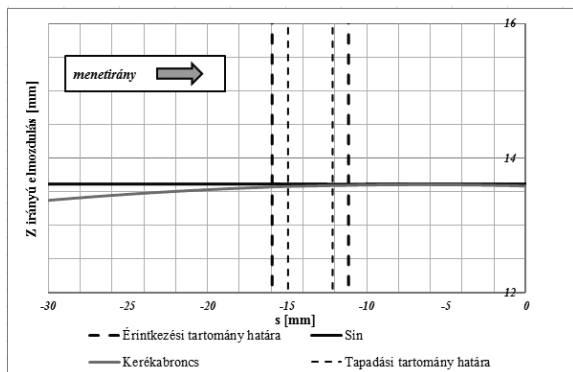
12. ábra. A kerék egyenértékű elmozdulása



13. ábra. Az érintkezési tartomány vándorlása az érintkezési nyomáeloszlás vándorlásán szemléltetve

Gördülés esetén a kezdeti tapadási zóna kiterjedése az érintkezési tartomány elvándorlásával sem változik. Ennek ellenőrzése céljából megvizsgáltuk a korábban szemléltetett, kapcsolódó elemek Z irányú

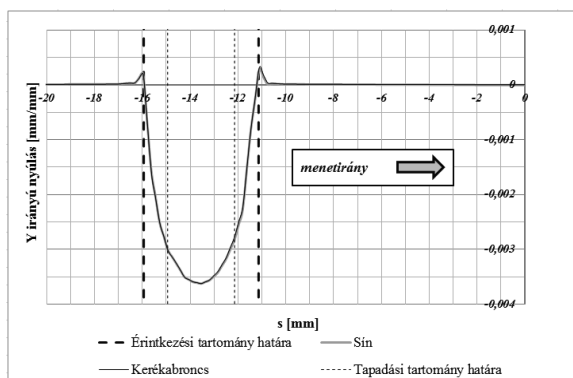
elmozdulását a vizsgálat utolsó, 10. másodpercében. A kapott eredményeket a 14. ábra szemlélteti.



14. ábra. A kapcsolódó elemek Z irányú elmozdulása az érintkezési tartomány környezetében a vizsgálat utolsó, 10. másodpercében

A fenti ábrán látható, akárcsak a kiinduló felterhelt állapotban a tapadási tartományon belül a két test elmozdulás görbéi együtt futnak, míg a csúszási zónában kismértékben ugyan, de kettéválnak.

Hasonló trend figyelhető meg a nyúlás görbék esetében is. A 15. ábra szemlélteti a vizsgálat utolsó másodpercében az Y irányú nyúlás értékét.



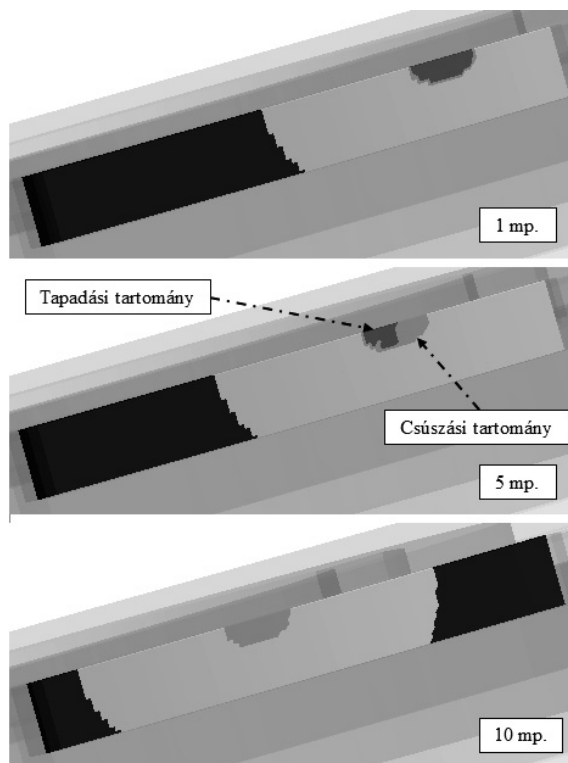
15. ábra. Az érintkező elemek Y irányú nyúlása a vizsgálat utolsó, 10. másodpercében

4.3. 1%-os relatív sebességkülönbség hatása a súrlódási állapotra

Számításaink során megvizsgáltuk, hogy 1 %-os relatív sebességkülönbség milyen hatással van a két kapcsolódó elem érintkezésére.

Az 1%-os sebességkülönbséget a kerék szögelfordulásával, valamint a sín alsó felületén előírt Z irányú elmozdulással állítottuk elő egy további peremfeltétellel, oly módon, hogy sebességkülönbségük pontosan ezt az 1 %-ot adja. A 16. ábrán látható a sebességkülönbség hatása a kerék futófelületén ábrázolva. Már a vizsgálat 5. másodpercében az érintkezési tartományon belüli tapadási zóna a felére csökkent, majd a 10 másodpercben már a teljes érintkezési keresztmetszet csúszik.

Megállapítható, hogy az indulási szakaszban igen rövid ideig tart a tapadási-súrlódási viselkedés már 1%-os relatív sebességkülönbség esetén is.



17. ábra. A részleges és teljes csúszás hatása az érintkezésben lévő testekre

5. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A munka szakmai tartalma kapcsolódik a "Új tehetséggondozó programok és kutatások a Műegyetem tudományos műhelyeiben" c. projekt szakmai célkitűzéseinek megvalósításához. A projekt megvalósítását a TÁMOP-4.2.2.B-10/1--2010-0009 program támogatja.

6. IRODALOM

- [1] Muttányánszky Á.: *Szilárdságtan*. Budapest, Műszaki Könyvkiadó 1981.
- [2] Kazinczy L.: A kerék-sín között fellépő Hertz-féle érintkezési feszültség vizsgálata közúti vasúti felépítmények esetében, Műszaki Szemle 9-10, 12-16. 2000.
- [3] K.L. Johnson: *Contact mechanics*, Cambridge University Press, Cambridge, 1984.

MARÓSZERSZÁMOK DINAMIKAI TULAJDONSÁGAI ÉS AZOK HATÁSA A MEGMUNKÁLÁS STABILITÁSÁRA

DYNAMIC PROPERTIES OF MILLING TOOLS AND THEIR EFFECTS ON STABILITY OF CUTTING

Dombóvári Zoltán^{1,2,*}, Stépan Gábor³

ABSTRACT

Theoretical and practical problems occurring during the identification of the dynamic characteristics of milling tools are investigated in this paper. It is shown that the dynamics of milling processes can be described directly in the modal space without using general coordinates in Cartesian space. This way one can bypass the construction of the mass, damping and stiffness matrices subjected to the assumption that the real structure is proportionally damped. Practical examples demonstrate how the dynamic parameter identification of the tool is carried out both by tip-to-tip and complete modal analysis. The results of these tests and their effect on the cutting stability predictions are compared and the reasons of the discrepancies are pointed out and discussed. Finally, the effect of the measured vibration modes on the stability calculations is also shown.

1. BEVEZETÉS

Gépeink alkatrészeinek nagy hányada forgácsolással készül. A gazdasági elvárások megkövetelik a termelékenység növelését, melyet forgácsolás esetén az egységnyi idő alatt leválasztott forgácstérfogat maximalizálásával érhetünk el. Ezt például marás és esztergálás esetén a szerszám illetve a munkadarab fordulatszámának a növelése is segíti. Nagysebességű megmunkáláskor alkalmunk adódhat különösen nagy forgácsszélesség alkalmazására is, kedvező paraméterek esetén káros rezgések keletkezése nélkül.

Az 1960-as években két kutató, Tobias [28] és Tlustý [27] egymástól függetlenül rávilágított arra, hogy a regeneratív hatások jelentős szerepet játszanak a

forgácsolási folyamatok stabilitásában. Ezek a hatások tipikusan esztergálás, fúrás és marás esetén keletkeznek, amikor a már megmunkált felület mintázata gerjeszti a szerszámgépet a forgácsoló erőn keresztül. Matematikai értelemben, a forgácsolási folyamat nem csak az aktuális állapottól függ, hanem a múltbéli állapottól is, a megfelelő matematikai modellek készletetett differenciálegyenletek, melyek triviális megoldásai gyakran instabilak. Mégis, a rendszer sajátfrekvenciáihoz viszonyítva magas fordulatszámokon ún. stabil „zsebek” keletkeznek, melyekbe hangolva a rendszert jelentősen növelhető az időegység alatt leválasztott forgácstérfogat. Ez a jelenség vezetett a nagysebességű megmunkálások szélesebb körű alkalmazásához, melyet jól forgácsolható anyagok (tipikusan alumínium, ill. acél) esetén alkalmazhatunk. Ha a megmunkálási folyamatot instabil zónába hangoljuk, a folyamat dinamikusan elveszti a stabilitását és egyre növekvő amplitúdójú rezgés keletkezik. A rezgések addig növekednek, amíg a szerszám kilép az anyagból, „átrepül felette”, majd ismét belép az anyagba [9, 11]. Stabil öngerjesztett rezgés keletkezik, mely jelentősen csökkentheti a gyártmány minőségét és esetenként roncsolhatja a szerszámgépet is. Ezt az iparban egyébként instabilnak nevezett rezgés az ún. „chatter”, melynek elkerülése az automata gyártósorok megjelenésével felértékelődött.

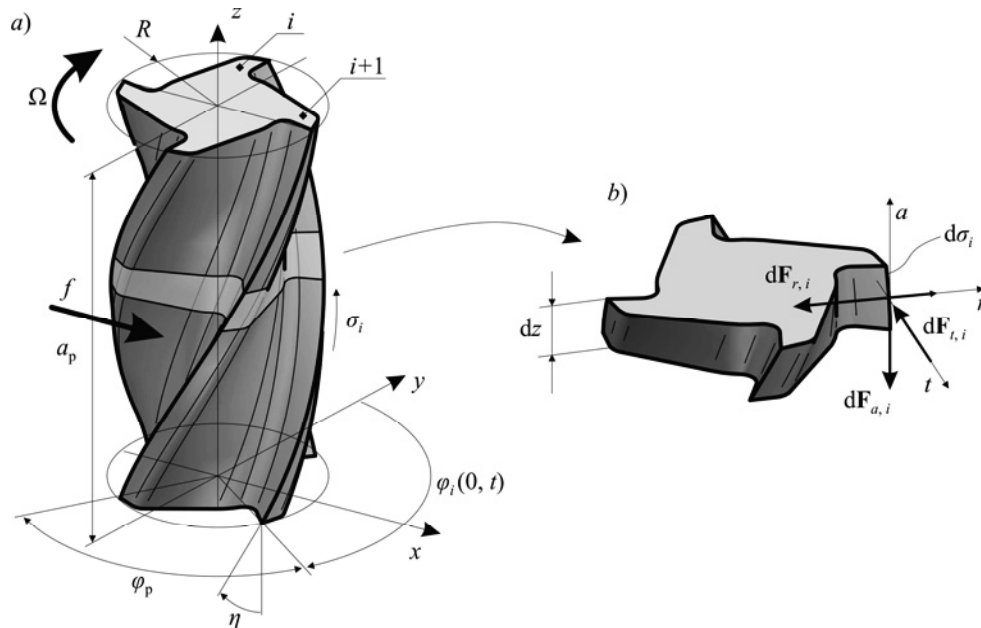
Szemben az esztergálással, marási folyamatok esetén a dinamikai paraméterek időfüggőek, periodikusak, mivel az élek ki és belépése folyamatos lüktető (paraméteres) gerjesztést ad a rendszernek [1-3, 10, 19, 26, 29]. A megfelelő matematikai modell paraméteresen gerjesztett készletetett differenciálegyenlet. Ekkor az időben periodikus dinamika tulajdonságait egy alkalmasan megválasztott diszkrét leképezés segítségével követhetjük, melyet a *Floquet-elmélet* tárgyal [15].

* dombo@mm.bme.hu

¹ Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, MTA-BME Gépek és Járművek Dinamikája Kutatócsoport

² Ideko Technological Centre, Elgoibar, Baszkföld, Spanyolország

³ Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Műszaki Mechanikai Tanszék



1. ábra a) része bemutatja egy közönséges csavart élű maró szerszám geometriai viszonyait. Az ábra b) része az i -ik dz vastagságú élszegmensen kialakuló forgácsoló erő tangenciális (t), radiális (r) és axiális (a) komponenseit mutatja. Megjegyzés: $d\mathbf{F}_{tra,i} = \mathbf{f}_{tra,i} d\sigma_i$ (vö. (5)).

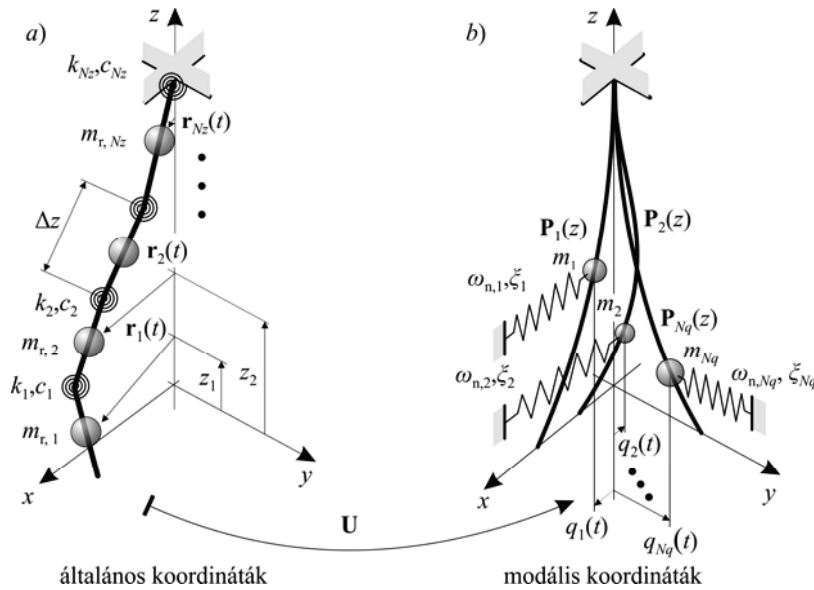
Technológiai tervezés során kezd elterjedni a marási folyamatok stabilitási térképének használata, melyek segítségével stabil és hatékony megmunkálások tervezhetők a technológiai paraméterek terében. A szakirodalomban több eljárás is fellelhető a regeneratív hatások vizsgálatára, melyek különböző mélységben modellezik a marási folyamatokat. Frekvencia tartományban a nullad-rendű közelítést (Zeroth Order Approximation, ZOA) [1] és a többszörös frekvencia megoldást (Multiple Frequency solution, MF) [7, 22], időtartományban a szemi-diszkretizációt [17], ill. az időbeli végesesemes [6] eljárásokat lehet említeni. Gyakorlati szempontból a frekvencia tartományon alapuló eljárások kényelmesebben használhatóak, hiszen közvetlenül illeszthető a munkadarab-készülék-gépszerszám (MKGS) rendszer mérésel meghatározott frekvencia átviteli függvényei (Frequency Response Function, FRF). Ezek az eljárások viszont korlátozottan alkalmazhatóak bonyolult marási folyamatok stabilitásának vizsgálatára, kizárólag lineáris esetekben. Időtartományban a modellezés és annak akár nemlineáris analízise elméletileg nem ütközik akadályba, de itt a mért dinamikai paraméterek meghatározása, mérésekből való visszaszámolása jelenthet problémát.

A cikkben összefoglaljuk a marási folyamatok modellezésének problémáit, a geometria leírásától a mérésel meghatározott dinamikai tulajdonságok figyelembevételéig.

2. MARÁS DINAMIKAI MODELLJE

A marással történő megmunkálás mind a forgácsleválasztás kis környezetében, mind a szerszám gép strukturális léptékében bonyolult fizikai folyamat. A forgácsleválasztásból származó – a marószerszámot, illetve a munkadarabot terhelő – erőrendszer empirikusan adható meg, tipikusan az ortogonális forgácsolással meghatározott ún. forgácsolási erő karakterisztika használatával. Az iparban és a szakirodalomban több forgácsolási erő modell megtalálható [2, 21, 24], melyek különböző technológiai paramétereiktől függenek, de mind a forgácsvastagság valamilyen lineáris vagy nemlineáris függvényei. A lokális forgácsvastagság időben való nyomon követése érdekében elengedhetetlen a folyamat geometriai viszonyainak pontos modellezése, a regeneratív hatások azonosítása.

Az itt bemutatott mechanikai modell alkalmas a hagyományos csavart élű („hélixes”) marószerszámokkal történő palástmarás modellezésére. Különböző élgeometriák hullámos élű [10], vagy változó szögosztású [8] maró szerszámok okozhatnak bonyolult regeneratív viszonyokat (több állandó késés [10], állapottól függő késés [5], megoszló késés [4]). A szerszámon keletkező forgácsolási erőt egy általános empirikus forgácsolási erő karakterisztika segítségével határozzuk meg, mely gerjeszti a lineárisan rugalmasnak és arányosan csillapítottnak tekintett MKGS rendszert. Kitérünk továbbá az FRF matematikai értelmezésére, megmutatjuk hogyan fejthetőek vissza dinamikai mérések alapján a modális paraméterek.



2. ábra a) része a szerszám – (6) szerinti – $\mathbf{r}(t)$ általános koordináták alapján származtatott mechanikai modelljét ábrázolja. Ekkor az N_z db. m_r redukált tömeg, k merevség és a vele arányos c csillapítás szerint írható fel a (7) mozgásegyenlet az \mathbf{M} tömeg-, \mathbf{K} merevségi és \mathbf{C} csillapítási mátrix meghatározásával. Az ábra b) része a szerszám modális modelljét mutatja, amikor a szerszám mozgása N_q db. egymástól független ω_n körfrekvenciájú és ζ csillapítású $\mathbf{P}(z)$ lengésképekkel irtató le, melyek mérésből közvetlenül meghatározhatóak. Kettő felírás között az \mathbf{U} modális transzformációs mátrix teremti meg a kapcsolatot (lásd (17)).

2.1. Forgácsoló erő

A marószerszámot terhelő megoszló regeneratív erőrendszer meghatározásához szükség van a marási folyamat geometriai modellezésére. A szerszám egyes éleinek elfordulását a lokális – y tengelyhez képesti – élszöggel lehet időben nyomon követni:

$$\varphi_i(z, t) = \Omega t + \sum_{k=1}^{i-1} \varphi_{p,k} - \frac{z}{R} \tan \eta, \quad i = 1, 2, \dots, N, \quad (1)$$

ahol Ω (rad/s) a főorsó szögsebessége, R a szerszám sugara, η a csavart élű szerszám menetemelkedésének a szöge (hélix-szög), N a fogak számát jelöli (1. ábra a), illetve $\varphi_{p,k}$ a k -ik és a következő él közötti szögosztás. A továbbiakban állandó szögosztású marószerszámot vizsgálunk, azaz, $\varphi_p = \varphi_{p,k} = 2\pi/N$. Az i -ik vágó- és az $(i+1)$ -ik megelőző él közötti elméleti (geometriai) forgácsvastagság $h_{g,i}(z, t)$ felírható az élek egymáshoz képesti elmozdulásának és az aktuális vágóél normálisának skaláris szorzataként:

$$h_{g,i}(z, t) \approx (\Delta \mathbf{r}(z, t) + \text{col}(f_x, 0, 0)) \cdot \mathbf{n}_i(z), \quad (2)$$

melyben f_x a szerszám elötölés (x) irányú elmozdulása, $\Delta \mathbf{r}(z, t) = \mathbf{r}(z, t) - \mathbf{r}(z, t - \tau)$ pedig a regeneratív hatást jelöli az i -ik és az azt megelőző vágóél között, ahol $\mathbf{r}(z, t) = \text{col}(x(z, t), y(z, t), z(z, t))$. A regeneratív hatás a szerszám $\mathbf{r}(z, t)$ aktuális mozgása (rezgése) és annak τ idővel korábbi $\mathbf{r}(z, t - \tau)$ mozgása között jön létre. τ az

az idő, amíg két egymást követő fog ugyanabba a $\varphi_i(z, t)$ szöghelyzetbe nem ér, mely felírható a következő módon

$$\tau = \frac{1}{\Omega} \varphi_p = \frac{1}{\Omega} \frac{2\pi}{N}.$$

A forgácsvastagság (2) szerinti meghatározása megenged negatív értékeket, azaz, hogy $h_{g,i}(z, t) < 0$ legyen, mely eset fizikailag természetesen nem értelmezhető, de megkönnyíti a matematikai modellezést. Az él lokális $\mathbf{n}_i(z) = \text{col}(\sin \varphi_i(z, t), \cos \varphi_i(z, t), 0)$ normálisának (2)-be helyettesítésével a geometriai forgácsvastagság a következő alakban fejezhető ki,

$$h_{g,i}(z, t) = (x(z, t) - x(z, t - \tau) + f) \sin \varphi_i(z, t) + (y(z, t) - y(z, t - \tau)) \cos \varphi_i(z, t). \quad (3)$$

Ekkor az él valós ciklois pályáját körívvel közelítjük egy megfelelően egyszerű, de a szükséges hatásokat még jól leíró modell érdekében. Mivel minden él ugyanolyan geometriájú, a forgácsvastagság (1) és (3) szerint időben periodikus lesz $T = 2\pi/\Omega$ periódus idővel ami egyenlő a τ késéssel is. A szerszám munkadarabra való radiális és axiális behatolását figyelembe veszi a h_i valós forgácsvastagság, amit a következő módon határozunk meg:

$$h_i(z, t) := g_i(z, t) h_{g,i}(z, t),$$

ahol a $g_i(z, t) = \mathbf{g}_{n,i}(z, t) \cdot \mathbf{g}_{ap}(z)$ kapcsolófüggvény figyelembe veszi a radiális és axiális fogásmélységet a következő függvényekkel:

$$g_{ri,i}(z,t) = \begin{cases} 1, & \varphi_{be} < (\varphi_i(z,t) \bmod 2\pi) < \varphi_{ki}, \text{ és} \\ 0, & \text{egyébként,} \end{cases} \quad (4)$$

$$g_{ap}(z) = \begin{cases} 1, & z \leq a_p, \\ 0, & \text{egyébként.} \end{cases}$$

Itt a munkadarabba való radiális behatolást a φ_{be} és φ_{ki} be- illetve kilépési szöghelyezettel, az előírt axiális fogásmélységet a_p -vel vesszük figyelembe (1. ábra a). Az egységnyi lokális éldarabra ható $\mathbf{f}_{tra,i}(z,t)$ forgácsolási erőt empirikusan meghatározott $\mathbf{f}(h)$ forgácsoló erő karakterisztikával tudjuk figyelembe venni (1. ábra b), így

$$\mathbf{f}_{tra,i}(z,t) := -\mathbf{f}(h_i(z,t)). \quad (5)$$

A lokális (*tra*) koordináta-rendszerben értelmezett egységnyi élhosszra vonatkoztatott erő felírható az (*xyz*) alap-koordináta-rendszerbe való visszatranszformálással a következők szerint:

$$\begin{aligned} \mathbf{f}_i(z,t; \mathbf{r}(z,t), \mathbf{r}(z,t-\tau)) \\ = \mathbf{f}_i(z,t) := g_i(z,t) \mathbf{T}_i(z,t) \mathbf{f}_{tra,i}(z,t), \end{aligned}$$

ahol

$$\mathbf{T}_i(z,t) = \begin{bmatrix} \cos \varphi_i & \sin \varphi_i & 0 \\ -\sin \varphi_i & \cos \varphi_i & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad \varphi_i := \varphi_i(z,t).$$

A regeneratív hatásra a fajlagos forgácsoló erő utolsó argumentumában lévő $\mathbf{r}(z,t-\tau)$ tag utal.

2.2. Dinamikai modell

A marószerszámot és a szerszámgépet lineárisan rugalmasnak feltételezve, bevezethető a szerszám elmozdulás függvényének egy diszkrétizált változata a következők szerint

$$\mathbf{r}(t) = \text{col}(\mathbf{r}_1(t), \mathbf{r}_2(t), \dots, \mathbf{r}_{N_z}(t)) = \text{col}_{l=1}^{N_z}(\mathbf{r}(z_l, t)), \quad (6)$$

ahol z_l a Δz vastagságú axiális marószerszám elem közepének axiális koordinátája (2. ábra a). (6)-ban $\mathbf{r}_l(t) = \mathbf{r}(z_l, t)$ az l -ik axiális marószerszám elem általános koordinátái, azaz $\mathbf{r}_l(t) = \text{col}(x_l(t), y_l(t), z_l(t))$. Marási eljárások dinamikai viselkedése a következő késleltetett differenciálegyenlettel adható meg általánosan (2. ábra a)

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{r}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{r}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{r}(t) = \mathbf{F}(t; \mathbf{r}(t), \mathbf{r}(t-\tau)), \quad (7)$$

ahol \mathbf{M} , \mathbf{C} , ill. \mathbf{K} az \mathbf{r} általános koordinátákkal konzisztens tömeg-, csillapítási és merevségi mátrix. \mathbf{F} a különböző axiális elemekre ható – az \mathbf{r} általános koordináták szerint felírt – megoszló forgácsoló erő eredője, azaz:

$$\begin{aligned} \mathbf{F}(t; \mathbf{r}(t), \mathbf{r}(t-\tau)) \\ = \text{col}_{l=1}^{N_z} \left(\sum_{i=1}^N \int_{z_l-\Delta z/2}^{z_l+\Delta z/2} \mathbf{f}_i(\zeta, t; \mathbf{r}_l(t), \mathbf{r}_l(t-\tau)) d\sigma_i(\zeta) \right), \end{aligned}$$

ahol $d\sigma_i(\zeta) = d\zeta / \cos \eta$ (vö. 1. ábra a). Behelyettesítve $\mathbf{r}(t) = \mathbf{P} e^{i\omega t}$ exponenciális próbafüggvényt (7) homogén részébe, a csillapítatlan gerjesztetlen rendszer frekvenciaegyenlete a következő alakban írható fel

$$(-\omega^2 \mathbf{M} + \mathbf{K}) \mathbf{P} = \mathbf{0}. \quad (8)$$

A \mathbf{P} lengéskép változatlanul valós marad az arányosan csillapított esetben. (8)-nak létezik triviálisól különböző megoldása, ha ω kielégíti a frekvencia (karakterisztikus) egyenletet

$$\det(-\omega^2 \mathbf{M} + \mathbf{K}) = 0. \quad (9)$$

Eszerint meghatározhatóak a modális paraméterek, azaz az $\omega_{n,k}$ saját-körfrekvenciák és az azokhoz tartozó \mathbf{P}_k lengésképek (2. ábra b). Az eredeti dinamikai rendszernek végtelen sok modusa van, amiből az axiális felbontástól függően $3N_z$ határozható meg (9) szerint. Az elméleti modális analízis szerint az $\mathbf{r}(t)$ általános koordináták és a $\mathbf{q}(t) = \text{col}(q_1(t), q_2(t), \dots, q_{3N_z}(t))$ modális koordináták között a következő transzformáció érvényes

$$\mathbf{r}(t) = \mathbf{U} \mathbf{q}(t), \quad \text{ahol } \mathbf{U} = [\mathbf{U}_1 \ \mathbf{U}_2 \ \dots \ \mathbf{U}_k \ \dots \ \mathbf{U}_{3N_z}] \text{ és}$$

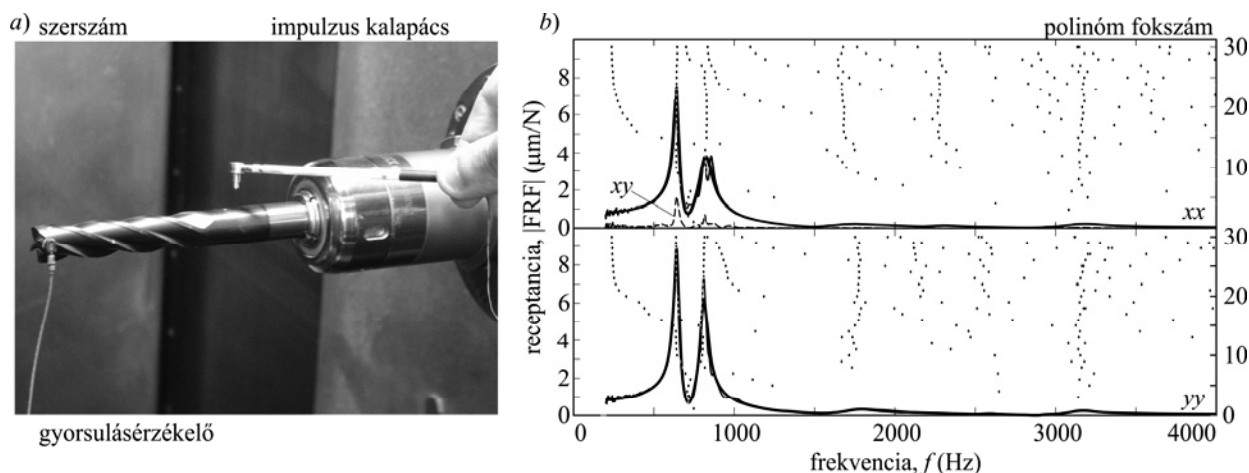
$$\mathbf{U}_k = \text{col}_{l=1}^{N_z}(\mathbf{U}_{k,l}) = c_k \mathbf{P}_k. \quad (10)$$

A megfelelő modulus normalizálási paramétere $c_k = (\mathbf{P}_k^T \mathbf{M} \mathbf{P}_k)^{-1/2}$ ($k=1, 2, \dots, 3N_z$) alakú. Itt \mathbf{U} a tömeggel normalizált modális transzformációs mátrix $3N_z$ méretű kvadratikus mátrixa. (7) alakja a modális térben a következő (2. ábra b)

$$\begin{aligned} \ddot{\mathbf{q}}(t) + [2 \xi_k \omega_{n,k}] \dot{\mathbf{q}}(t) + [\omega_{n,k}^2] \mathbf{q}(t) \\ = \mathbf{U}^T \mathbf{F}(t; \mathbf{U} \mathbf{q}(t), \mathbf{U} \mathbf{q}(t-\tau)), \end{aligned} \quad (11)$$

amiből látszik, hogy a modális koordináták csak a forgácsoló erőn keresztül csatolódnak. (11)-ben $[2 \xi_k \omega_{n,k}]$ és $[\omega_{n,k}^2]$ diagonális mátrixok, melyek a k -ik modulus ξ_k relatív csillapítását, ill. $\omega_{n,k}$ saját-körfrekvenciáját tartalmazzák. A k -ik modulus tömege és modális merevsége kifejezhető a következők szerint

$$m_k = \mathbf{P}_k^T \mathbf{M} \mathbf{P}_k = (\mathbf{U}_k^T \mathbf{U}_k)^{-1} \mathbf{P}_k^T \mathbf{P}_k, \quad k_k = m_k \omega_{n,k}^2.$$



3. ábra. Az a) része az ábrának a modális mérés során használt eszközöket mutatja. A b) rész a szerszámcsúcs átviteli függvényeit (FRF) mutatja az előtolás irányában gerjesztve és mérve (xx), illetve rá merőlegesen (yy). A vékony folytonos vonal a valós mérést, míg a folytonos vastag vonal az illesztett parciális tört függvényt (RFP) mutatja. Szaggatott vékony vonal az úgynevezett kereszt átviteli függvény (xy) ábrázolja. A b) ábrán a lépcsőzetesen növelt fokszámú parciális törtfüggvények gyökei is ábrázolásra kerültek, melyből egyértelműen kivethetők a „stabil” valós modulusok.

Ehhez hozzátartozik, hogy az m_k modális tömeg és a \mathbf{P}_k lengéskép összetartozó, viszonylagos paraméterek, azaz, a modális tömeg nagysága attól függ, hogyan normalizáljuk a lengésképeket. Például (10)-ben \mathbf{U}_k a tömeggel normalizált lengéskép, azaz a hozzá tartozó modális tömeg egységnyi.

A (7) szerinti felírás a gyakorlatban nehezen használható, hiszen sem az \mathbf{M} tömeg-, sem a \mathbf{C} csillapítási, sem az \mathbf{K} merevségi mátrixot nem ismerjük egy valós berendezésre. (11) szerint azonban a modális paraméterek és a lengésképek ismerete elegendő a marás dinamikai viselkedésének vizsgálatához.

2.3. Modális tulajdonságok

A gyakorlatban egy dinamikai rendszer modális paraméterei többek között ütési vagy rázási kísérlettel határozhatók meg. A cél a különböző pontokhoz és/vagy irányokhoz tartozó frekvencia átviteli függvények (FRF-ek) meghatározása. Megfelelő N_m számú és helyzetű FRF-ek leméréseivel egy valós szerkezet dinamikai tulajdonságai meghatározhatóak. Ez tipikusan valamilyen görbeillesztési módszert jelenti, mellyel N_q számú modust azonosíthatunk, azaz az eredeti végtelen méretű modális tér egy N_q dimenziós leszűkítését határozhatjuk meg mérésrel: $\mathbf{q}(t) = \text{col}(q_1(t), q_2(t), \dots, q_{N_q}(t))$. Ekkor, (10) és (11) szerint látszik, hogy \mathbf{U} -nak csak egy csonkított $3N_m \times N_q$ méretű változata állítható elő kísérleti modális analízissel, mivel \mathbf{U} N_q darab $3N_m$ méretű \mathbf{U}_k lengésképet tartalmaz (itt $k = 1, 2, \dots, N_q$). A (11) felírás ugyanúgy érvényben marad nem kvadratikus \mathbf{U} esetén is. A gerjesztés és a válasz térbeli irányát vegyük figyelembe a \mathbf{w} és \mathbf{v} egységvektorokkal. Ha a gerjesztés és a válasz z_m és z_n axiális szinteken értelmezett, akkor az előbb említett vektorokat felírhatjuk a (6)-ban bevezetett diszkrétizáció

szerint a következőképpen: $\mathbf{w} = \text{col}(\mathbf{0}, \dots, \mathbf{w}_m, \dots, \mathbf{0})$ és $\mathbf{v} = \text{col}(\mathbf{0}, \dots, \mathbf{v}_n, \dots, \mathbf{0})$. Ekkor \mathbf{w} és \mathbf{v} irányok közötti átviteli függvény [14] szerint kifejezhető a következő alakban

$$\Phi_{wv}(\omega) = \sum_{k=1}^{N_q} \frac{\mathbf{v}^T \mathbf{U}_k \mathbf{U}_k^T \mathbf{w}}{-\omega^2 + 2\xi_k \omega_{n,k} i \omega + \omega_{n,k}^2} = \sum_{k=1}^{N_q} \frac{\mathbf{v}_n^T \mathbf{U}_{k,n} \mathbf{U}_{k,m}^T \mathbf{w}_m}{-\omega^2 + 2\xi_k \omega_{n,k} i \omega + \omega_{n,k}^2}, \quad (12)$$

ha $\mathbf{U}_k = \text{col}(\mathbf{U}_{k,1}, \mathbf{U}_{k,2}, \dots, \mathbf{U}_{k,m}, \dots, \mathbf{U}_{k,n}, \dots, \mathbf{U}_{k,N_m})$. A k -ik modushoz tartozó $\mathbf{v}^T \mathbf{U}_k \mathbf{U}_k^T \mathbf{w}$ skalár együttható az ún. modális konstans, reciproka az effektív (vagy reflektív) modális tömeg

$$m_{k,wv} := (\mathbf{v}^T \mathbf{U}_k \mathbf{U}_k^T \mathbf{w})^{-1}, \quad (13)$$

amiből az effektív (vagy reflektív) merevség felírható $k_{k,wv} := m_{k,wv} \omega_{n,k}^2$. A modális paramétereinek meghatározásához elvileg elegendő a tér három irányába elvégzett egyetlen ütési kísérlet – természetesen nem csomópontban mérve a válaszjeleket. A lengésképek azonosításához azonban több pontban kell mérnünk FRF-t, melyek mátrixba rendezhetőek:

$$\Phi(\omega) = \begin{bmatrix} \Phi_{11}(\omega) & \dots & \Phi_{1N_m}(\omega) \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \Phi_{N_m 1}(\omega) & \dots & \Phi_{N_m N_m}(\omega) \end{bmatrix}, \quad (14)$$

x	$\omega_{n,k}$ (Hz)	ξ_k	$ U_{k,x,1}^2 $ (1/kg)	$\text{ang}(U_{k,x,1}^2)$ (fok)	$k_{k,xx,11}$ (N/ μm)
1	641	0,024	5,175	1,155	3,1364
2	822	0,047	9,460	-0,394	2,8204
3	1681	0,108	4,961	23,645	24,560
4	2276	0,033	1,042	-8,366	198,46
5	3156	0,036	5,972	-1,133	65,858
y	$\omega_{n,k}$ (Hz)	ξ_k	$ U_{k,y,1}^2 $ (1/kg)	$\text{ang}(U_{k,y,1}^2)$ (fok)	$k_{k,yy,11}$ (N/ μm)
6	643	0,022	6,140	-0,664	2,6552
7	811	0,028	8,738	-1,303	2,9711
8	1779	0,074	5,187	-13,473	24,760
10	3153	0,028	5,598	13,421	72,054

1. táblázat. A maró szerszámcsúcs méréséből visszafejtett modális paraméterek. A 9. modus a modális analízis során később bekerül a vizsgálatba, azonban a direkt szerszámcsúcs mérés során rejtve maradt (lásd 3. ábra b). ($k_{k,xx,11}$ és $k_{k,yy,11}$ a szerszámcsúcs méréshez tartozó reflektív modális merevséget, $\text{ang}(\bullet)$ pedig a komplex szám szögét jelöli.)

$$\Phi_{mn}(\omega) = \begin{bmatrix} \Phi_{xx,mn}(\omega) & \Phi_{xy,mn}(\omega) & \Phi_{xz,mn}(\omega) \\ \Phi_{yx,mn}(\omega) & \Phi_{yy,mn}(\omega) & \Phi_{yz,mn}(\omega) \\ \Phi_{zx,mn}(\omega) & \Phi_{zy,mn}(\omega) & \Phi_{zz,mn}(\omega) \end{bmatrix},$$

ahol $n, m = 1, 2, \dots, N_m$. A (14) szerinti felírás konzisztens a (10)-ben bevezetett jelöléssel, ha $U_{k,l} = \text{col}(U_{k,x,l}, U_{k,y,l}, U_{k,z,l})$. (12) és (14) szerint a mért átviteli mátrix felírható a következő módon

$$\Phi(\omega) = \sum_{k=1}^{N_q} \frac{U_k \circ U_k}{-\omega^2 + 2\xi_k \omega_{n,k} i \omega + \omega_{n,k}^2}. \quad (15)$$

A szakirodalomban $U_k \circ U_k$ diadikus szorzat az ún. maradék mátrix (residue matrix), mely tulajdonképpen a modushoz, a gerjesztési és a válasz irányokhoz megfelelő [14] reflektív tömegeket tartalmazza (lásd (13)), azaz

$$U_k \circ U_k = \begin{bmatrix} U_{k,1} \circ U_{k,1} & \dots & U_{k,1} \circ U_{k,N_m} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ U_{k,N_m} \circ U_{k,1} & \dots & U_{k,N_m} \circ U_{k,N_m} \end{bmatrix}, \quad (16)$$

$$U_{k,m} \circ U_{k,n} = \begin{bmatrix} m_{k,xx,mn}^{-1} & m_{k,xy,mn}^{-1} & m_{k,xz,mn}^{-1} \\ m_{k,yx,mn}^{-1} & m_{k,yy,mn}^{-1} & m_{k,yz,mn}^{-1} \\ m_{k,zx,mn}^{-1} & m_{k,zy,mn}^{-1} & m_{k,zz,mn}^{-1} \end{bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} U_{k,x,m} U_{k,x,n} & U_{k,x,m} U_{k,y,n} & U_{k,x,m} U_{k,z,n} \\ U_{k,y,m} U_{k,x,n} & U_{k,y,m} U_{k,y,n} & U_{k,y,m} U_{k,z,n} \\ U_{k,z,m} U_{k,x,n} & U_{k,z,m} U_{k,y,n} & U_{k,z,m} U_{k,z,n} \end{bmatrix}.$$

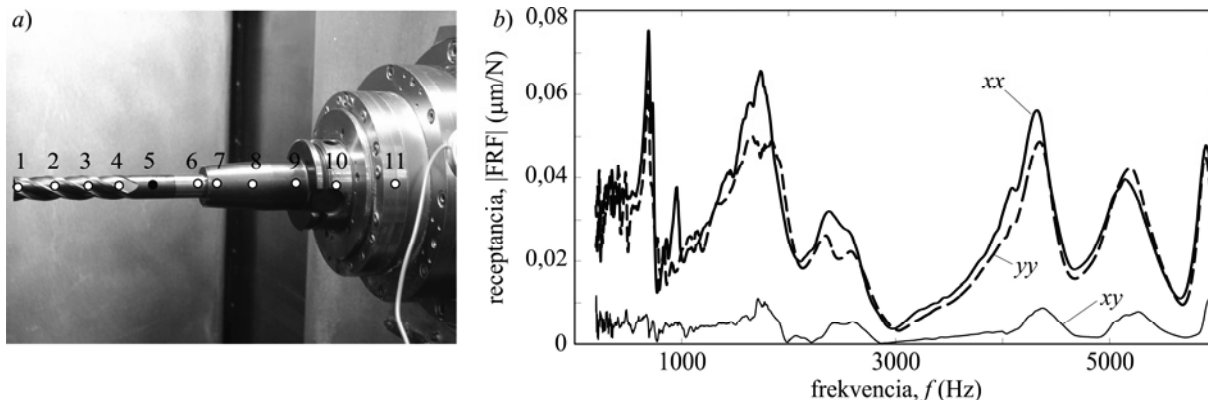
A gyakorlatban nem szükséges a Φ átviteli mátrix minden elemét külön-külön meghatározni. A Maxwell felcserélhetőségi elv szerint Φ – a linearitás feltételezésével – a gyakorlatban is szimmetrikus, azaz $\Phi_{m,n} = \Phi_{n,m}^T$. A modális paraméterek, úgymint, $\omega_{n,k}$ saját-körfrekvencia és ξ_k csillapítási tényező

meghatározásához elegendő a Φ főátlójában lévő elemek vizsgálata, ahol a modulusok feltehetően a legtisztábban jelennek meg. A lengésképek azonosításához elegendő, ha a Φ egy oszlopát vagy egy sorát mérjük csak ki, mivel ebből is kifejezhetőek U_k komponensei (lásd (16)). Tehát, ahogy az közismert, elegendő egy pontban gerjeszteni és minden más pontban választ mérni, vagy fordítva, kivéve a lengésképek csomópontjait.

3. MARÓSZERSZÁM DINAMIKÁJÁNAK MEGHATÁROZÁSA

Ebben a részben bemutatjuk, hogyan lehet a maró szerszám dinamikai tulajdonságait meghatározni helyi modális mérések segítségével. Az itt tárgyalt módszer olyan értelemben statikus, hogy nem veszi figyelembe a szerszám forgás közben megváltozott dinamikáját. Bizonyos körülmények között az itt leírt egyszerűbb eljárás is elegendően pontos a szerszám-szerszám-befogógép dinamikai viselkedésének a leírásához. Ha például magas fordulatszámra egy merev háromtengelyes marógéppel munkálunk meg alumíniumot, akkor valószínűleg csak a marószerszám saját modulusai fogják befolyásolni a stabilitást.

Ha azonban titánt munkálunk meg, amikor is a fordulatszám alacsony és a forgácsoló erők nagyok, nagyobb valószínűséggel fognak a marógép saját strukturális modulusai berezegni. Ilyenkor elengedhetetlenek a pontosabb, az egész munkatérre kiterjedő modális mérések. A méréseket egy 3 tengelyes vízszintes elrendezésű precíziós marógépen (Danobat, Falcon 500-2G) végeztük el. A négyfogú, csavart élű, $D = 16$ mm átmérőjű marószerszám zsugorkötésű szerszám tartón keresztül kapcsolódott a gép főorsójához. A szerszám túlnyúlása a szerszám tartóhoz képest $L_0 = 122$ mm volt.



4. ábra. Az a) rész a szerszámon felvett 11 db modális pontnak a helyzetét mutatja. A szerszámot minden esetben az 5. pontban gerjesztettük impulzus kalapáccsal. A b) része az ábrának a termikus szerszámbefogó csúcsának (7. pont az a) részen) mért dinamikáját mutatja előtolás (xx) rá merőleges (yy) és kereszt (xy) irányban.

3.1. Szerszámcsúcs mérés

Ez a legegyszerűbben kivitelezhető mérés a szerszám-szerszámbefogó-gép és a munkadarab közötti relatív mozgások dinamikai tulajdonságainak meghatározására. Két mérési sorozatot végzünk gyorsulás érzékelővel és impulzus kalapács segítségével (x) előtolás, és a rá merőleges (y) irányban (3. ábra a). Az eredményeket a 3. ábra b) része foglalja össze, melyből kiténik, hogy a szerszám hasonló dinamikával rendelkezik mind a két irányban. A keresztirányú hatások is ellenőrizhetők egy (xy) méréssel, ami azonban a 3. ábra b) szerint elhanyagolható mértékű.

A lement FRF-k alapján azonosíthatók a modális paraméterek. Az iparban széles körben elfogadott a parciális tört polinomok illesztése (rational fraction polynomials, RFP), melynek során előre megadott fokú lengő rendszert, azaz, hányados polinomot illesztünk a mért FRF-re. Bevetett szokás a fokszám fokozatos növelésével több illesztést is elvégezni, és kiválogatni az úgynevezett stabil gyököket (3. ábra b). Ezek helyzete viszonylag független a fokszám fokozatos növelésétől, azaz egy frekvencia fokszám diagramon, mint függőleges „pont-sorok” jelennek meg. A kiválasztást segíti, ha a mért FRF abszolút értékét vagy a képzetes részét is ábrázoljuk ugyanazon ábrában, hiszen ekkor jól látható mely lengéskép tekinthető a folyamat stabilitása szempontjából fontosnak, azaz melyek a „rugalmas” modulusok. Az RFP módszer szerint kiválasztott gyökökből a sajátfrekvenciák és a csillapítások közvetlenül adódnak. A (13) alapján bevezetett modális konstans a gyökhöz tartozó parciális tört együtthatója, melyből (15) és (16) szerint a lengésképek visszafejthetők, továbbá (13) alapján a modushoz tartozó modális reflektív tömegek és modális reflektív merevségek is meghatározhatók. A fent említett maró szerszámcsúcs méréséhez kiválasztott gyököket és az azokból számított modális paramétereket a 1. táblázatban foglaltuk össze és a 3. ábra. b) részén látható az illesztés minősége is, ami annyira jó, hogy a

(vékony) mért függvényt az illesztett (vastag) függvény gyakorlatilag vonalvastagságon belül takarja. Az 1. táblázatból kiténik, hogy a (8)-ban a valós lengésképekre, azaz a csillapítás arányos voltára tett feltételezés csak részben teljesül, hiszen az (x) irányban a harmadik, (y) irányban a nyolcadik, továbbá a tizedik modulus jelentősebb fáziscsúszással rendelkezik.

A 3. ábra b) részén azonban az is látszik, hogy ezek a modulusok jóval merevebbek mint az (x) és (y) irányú első két modulus, így ezek képzetes részeinek elhanyagolása nem befolyásolja lényegesen a dinamikai vizsgálatot. Mivel a szerszámcsúcs mérés csak egy modális elemet használ a csúcsban a (15) és (16) definíciós egyenletek alapján a maradék mátrix most csak 3×3-as méretű, és a bennük szereplő k-ik modális konstansok felírhatóak a következők szerint

$$\mathbf{U}_{k,1} \circ \mathbf{U}_{k,1} = \begin{bmatrix} U_{k,x,1}^2 & U_{k,x,1}U_{k,y,1} & 0 \\ U_{k,y,1}U_{k,x,1} & U_{k,y,1}^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

1. táblázat mért adataival a valós lengésképek arányos csillapítás feltételezésével és az elhanyagolható kereszthatások zérussal való közelítésével a következő, tömeggel normalizált modális átviteli mátrix függőleges oszlopaiban jelennek meg:

$$\mathbf{U} = \begin{bmatrix} 2,3 & 3,1 & 2,2 & 1,0 & 2,4 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2,5 & 2,9 & 2,3 & 2,4 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \frac{1}{\sqrt{\text{kg}}} \quad (17)$$

Ez alapján látszik, hogy \mathbf{U} a normalizált modális átviteli mátrix visszafejthető a mérés alapján, így (11) mozgásegyenlet közvetlenül felírható a modális térben az \mathbf{r} általános koordináták terében felírt \mathbf{M} tömeg-, \mathbf{C} csillapítási illetve \mathbf{K} merevségi mátrix (7) meghatározása nélkül. A mérés igazi egyszerűségét az adja, hogy még a lengésképek alakjának pontos meghatározására sincsen szükség, csupán azok (x), (y) és (z) koordinátáinak

arányaira, melyeket az \mathbf{U} mátrix első három sorának számai tartalmaznak. A további sorok tartalmaznák a lengésképek pontos alakját (6) szerint, de ezekre a regeneratív hatásokat is figyelembe vevő (11) dinamikai modellben nincsen szükség, ezért kimérésük is felesleges. Ez jelentősen leegyszerűsíti szerszámcsúcs mérés alapján marási folyamatok dinamikai modellezését.

3.2. Lengésképek azonosítása teljes modális analízissel

Vannak olyan marási műveletek azonban, amikor szükség lehet a szerszám vagy a munkadarab teljes lengésképeinek pontos mérésére, figyelembevételére. Ez tipikusan simító megmunkálásnál fordulhat elő, amikor a szerszám viszonylag nagy palástfelületen, kis radiális fogásmélységgel érintkezik a munkadarabbal. Ekkor, fontos a szerszám és/vagy a munkadarab teljes modális analízisének az elvégzése, amit ismét gyorsulásérzékelők és impulzus kalapács segítségével végeztünk el ugyanazon a marógépen. Most nem szerszámcsúcs mérést végzünk, de (16) szerint ilyenkor is elegendő csupán egy helyen gerjeszteni a szerszámot, viszont több helyen kell válaszjelet mérni. Ilyenkor célszerű a szerszámot ott gerjeszteni ahol a legkényelmesebb, illetve ott, ahol az érintkező felületek is a legjobban alkalmasak a gerjesztés átvitelére. Ezért a szerszámot a szerszám-befogó alatt gerjesztettük (5. pont a 4. ábra *a* részén) és 11 különböző pontban mértük a gyorsulás válaszjelet előtölés (x), ill. rá merőleges (y) irányban (4. ábra *a*). A keresztgerjesztést az előző szerszámcsúcs mérés alapján már elhanyagolhatónak tartottuk.

Az előző részben tárgyalt módon, az RFP eljárás alkalmazásával a modális paraméterek és a modális konstansok visszafejthetők. (16) alapján, így a következő lengéskép koordinátákat kapjuk meg:

$$U_{k,x,m} \quad \text{és} \quad U_{k,y,m},$$

ahol $k = 1, 2, \dots, 10$ és $m = 1, 2, \dots, 11$, melyeket külön-külön ábrázoltunk a 2. táblázatban. Az ábrák alapján szembeötlő az egyes irányokban az első, illetve a második lengésképek hasonlósága. Ugyanez fedezhető fel a harmadik és a negyedik lengésképek esetén is. Ez nehezen lenne magyarázható a szerszám egyszerű, mereven befogott rúdmodelljével, de ugyanígy valószínűtlennek tűnik, hogy ez a marógép „szerszám előtti” dinamikájának a hatása, ami egyébként két nagyságrenddel merevebb, mint a szerszám maga. Az 4. ábra *b* részén a szerszám befogó peremének átviteli függvényei láthatóak előtölés (x) és rá merőleges (y) irányban (vö. 3. ábra *b*), amelyek azt mutatják, hogy az egyébként sokkal merevebb szerszám-gépnek is van viszonylag alacsony sajátfrekvenciája. Ezek a merev szerszám-gép módusok rezonanciaszerűen szuperponálódnak a szerszám dinamikájára, és mint veszélyes rugalmas módusok jelennek meg.

Ennek a jelenségnek az ellenőrzésére felépítettünk egy egyszerű vége-selemes modellt (VEM), ahol egy – a

szerszámmal megegyező befoglaló geometriájú illetve anyagú – rudat függesztünk fel egy rugólánc végére. A rugólánc tömeg, csillapítási és merevségi adatait a szerszám-tartó mért modális paramétereiből fejtettük vissza a rugólánc modális átviteli mátrixának elemeire nézve nemlineáris másodrendű egyenletrendszer segítségével. Ezzel a közelítéssel a szerszám befogó a szerszámmal érintkező végének a dinamikáját kielégítő pontossággal írtuk le. A VEM analízis tökéletesen igazolta a fenti magyarázatot az első és második mért módusok duplázódására.

Felmerülhet a kérdés a pontos modális analízis elvégzése után, hogy mennyire megbízható a szerszámcsúcs mérés, hiszen a teljes modális analízis során, olyan helyen ütjük meg a szerszámot ahol a gerjesztés pontosan átadódik a szerszám-szerszám-befogó-gép rendszernek. Ezzel szemben szerszámcsúcs mérés esetén a szerszám élét kell megütnünk, ami egyrészt, ronc-solhatja a szerszámot magát, másrészt a pontatlan érintkezés miatt a gerjesztés sem lesz tökéletes. Ráadásul páratlan élű szerszám esetén még a gyorsulásjelek mérése sem pontosan egy irányban történik a gerjesztés irányával. Ezért ha az idő engedi, a legalább két pontot tartalmazó modális analízist kell előnyben részesíteni a szerszám szárán gerjesztve.

4. MARÁSI FOLYAMAT LINEÁRIS STABILITÁSA

A (11)-ben szereplő nemlineáris késleltetett időben periodikus differenciálegyenlet lineáris stabilitását a *Floquet-elmélettel* vizsgáljuk. Ehhez (11) variációs rendszerét [15] kell előállítani, azaz egy $\mathbf{q}_p(t) = \mathbf{q}_p(t+T)$ periodikus stacionárius pálya körül tekintjük az $\mathbf{u}(t)$ kis perturbációt:

$$\mathbf{q}(t) = \mathbf{q}_p(t) + \mathbf{u}(t),$$

mely a következő lineáris, időben periodikus paraméteresen gerjesztett késleltetett differenciálegyenletet eredményezi

$$\ddot{\mathbf{u}}(t) + [2\xi_k \omega_{n,k}] \dot{\mathbf{u}}(t) + ([\omega_{n,k}^2] + \mathbf{H}(t)) \mathbf{u}(t) = \mathbf{H}(t) \mathbf{u}(t - \tau), \quad (18)$$

ahol

$$\mathbf{H}(t) = \mathbf{U}^T \frac{\partial \mathbf{F}}{\partial \mathbf{q}(t - \tau)}(t; \mathbf{q}_p(t), \mathbf{q}_p(t - \tau)).$$

Ez felírható elsőrendű alakban a következők szerint

$$\dot{\mathbf{y}}(t) = \mathbf{L}(t) \mathbf{y}(t) + \mathbf{R}(t) \mathbf{y}(t - \tau), \quad (19)$$

ahol $\mathbf{y}(t) = \text{col}(\mathbf{u}(t), \dot{\mathbf{u}}(t))$.

n	(x) mért	(y) mért	(x) VEM
1	 $\omega_{h,1} = 641 \text{ Hz}, \zeta_1 = 1,7 \%, m_1 = 45 \text{ g}, k_1 = 0,7 \text{ N}/\mu\text{m}$	 $\omega_{h,6} = 643 \text{ Hz}, \zeta_6 = 1,9 \%, m_6 = 57 \text{ g}, k_6 = 0,92 \text{ N}/\mu\text{m}$	 687 Hz
2	 $\omega_{h,2} = 822 \text{ Hz}, \zeta_2 = 4,6 \%, m_2 = 59 \text{ g}, k_2 = 1,5 \text{ N}/\mu\text{m}$	 $\omega_{h,7} = 811 \text{ Hz}, \zeta_7 = 1,9 \%, m_7 = 71 \text{ g}, k_7 = 1,85 \text{ N}/\mu\text{m}$	 782 Hz
3	 $\omega_{h,3} = 1681 \text{ Hz}, \zeta_3 = 10,3 \%, m_3 = 61 \text{ g}, k_3 = 7,7 \text{ N}/\mu\text{m}$	 $\omega_{h,8} = 1778 \text{ Hz}, \zeta_8 = 7,8 \%, m_8 = 100 \text{ g}, k_8 = 12,4 \text{ N}/\mu\text{m}$	 1679 Hz
4	 $\omega_{h,4} = 2277 \text{ Hz}, \zeta_4 = 2,5 \%, m_4 = 517 \text{ g}, k_4 = 130 \text{ N}/\mu\text{m}$	 $\omega_{h,9} = 2564 \text{ Hz}, \zeta_9 = 3,1 \%, m_9 = 724 \text{ g}, k_9 = 182 \text{ N}/\mu\text{m}$	 2317 Hz
5	 $\omega_{h,5} = 3156 \text{ Hz}, \zeta_5 = 4,4 \%, m_5 = 108 \text{ g}, k_5 = 42,2 \text{ N}/\mu\text{m}$	 $\omega_{h,10} = 3153 \text{ Hz}, \zeta_{10} = 2,2 \%, m_{10} = 83 \text{ g}, k_{10} = 32,7 \text{ N}/\mu\text{m}$	 3635 Hz

2. táblázat tartalmazza a szerszám-szerszámbe fogó-gép rendszernek a mért és végeeselemes módszerrel (VEM) számolt lengésképeit. A VEM számítás esetén a késtartó és a gép dinamikáját a vele egyenértékű rugó-lánc modellel lett figyelembe véve.

A rendszer periodicitásából adódóan (11) és (19) lineáris stabilitása megegyezik egy alkalmasan felírt lineáris leképezés stabilitási tulajdonságaival, amit a *Floquet-elmélet* tárgyal. A (19) késleltetett differenciálegyenlet az $\mathbf{y}_t(\theta) = \mathbf{y}(t + \theta)$, $\theta \in [-\tau, 0]$ ún. eltolási (shift) függvény által generált végtelen dimenziós függvény térben értelmezett [16, 25], azaz

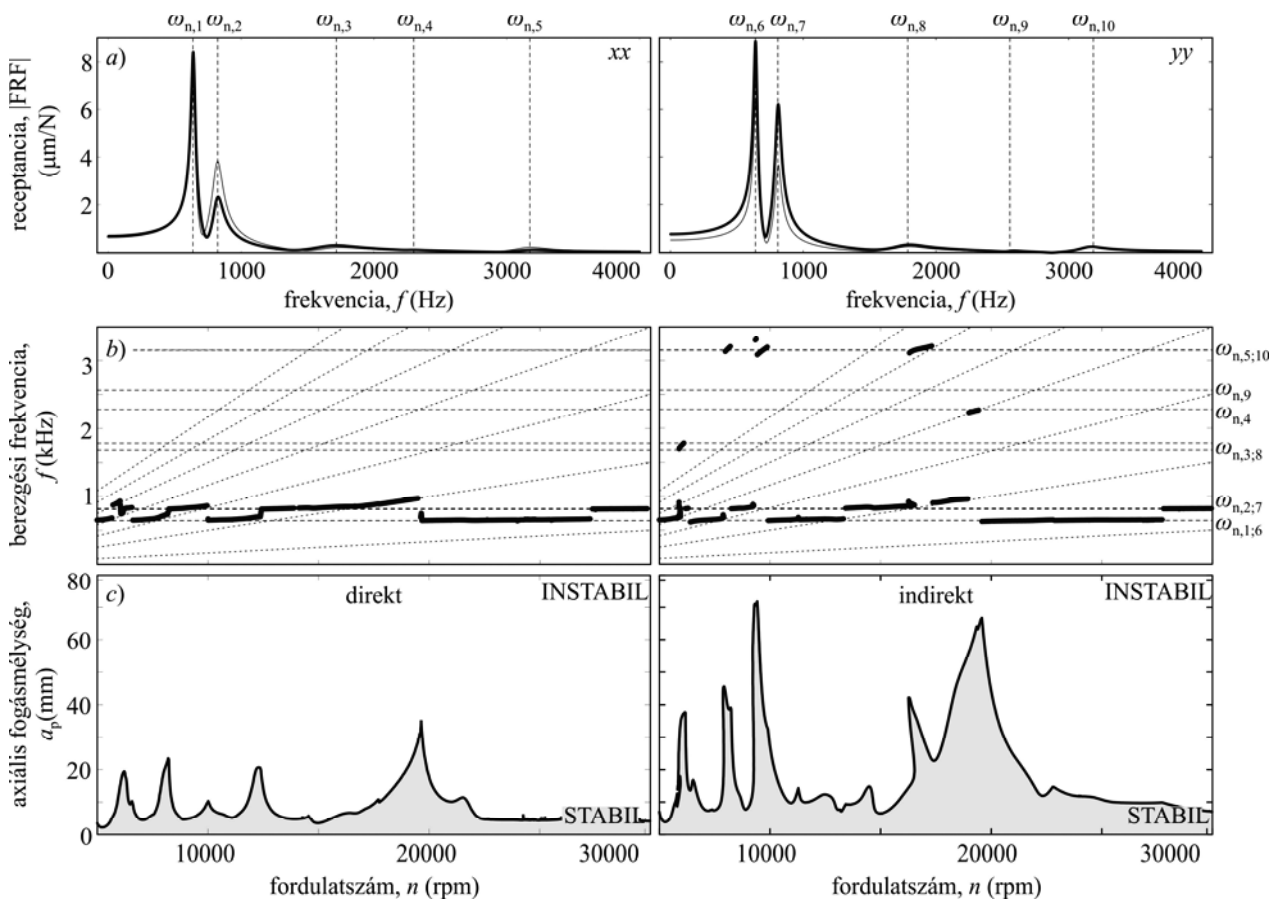
$$\mathbf{y}_{t+T} = \mathcal{M} \mathbf{y}_t,$$

ahol \mathcal{M} a lineáris monodromia operátor, melynek végtelen sok μ multiplikátora alapján meghatározható a $\mathbf{q}_p(t)$ stacionárius pálya stabilitása [15]. Ha \mathcal{M} összes multiplikátorának abszolút értéke kisebb, mint 1, azaz a sajátértékek a komplex síkon értelmezett egység sugarú körön belül helyezkednek el, akkor $\mathbf{q}_p(t)$ aszimptotikusan stabilis. Ha a legnagyobb multiplikátor nagysága éppen egységnyi, akkor a paraméter térben épp a stabilitás határát jelöltük ki. A kritikus multiplikátor komplex síkon

való elhelyezkedésétől függően beszélhetünk a $\mathbf{q}_p(t)$ periodikus pálya periódus-kettőző ($\mu = -1$), nyereg-csomó ($\mu = 1$) illetve Hopf ($\text{Im}(\mu) \neq 0$) bifurkációjáról.

A monodromia operátor explicite nem állítható elő már véges dimenziós esetekben sem, viszont alkalmas eljárással jól közelíthető. Itt közelítésként az elsődrendű szemi-diszkretizációt alkalmazzuk [13, 17, 20], mely lineárisan közelíti a $\mathbf{y}(t-\tau)$ késleltetett tagot (19)-ben a $\mathbf{z}_i = \text{col}(\mathbf{y}(t_i), \mathbf{y}(t_i - \Delta\theta), \dots, \mathbf{y}(t_i - r\Delta\theta))$ -vel definiált véges dimenziós tér felett. Ezzel tulajdonképpen a (19)-ben megadott késleltetett differenciál egyenletet közelítjük véges számú közösleges differenciálegyenlettel, melyek analitikus megoldása ismert a $t \in [t_i, t_i + \Delta t]$ intervallumban. Az analitikus megoldás ismételt alkalmazásaival a \mathbf{z}_i kezdeti állapotot Φ lineáris véges dimenziós operátor (azaz mátrix) képezi le a \mathbf{z}_{i+l} következő periódusba:

$$\mathbf{z}_{i+l} = \Phi \mathbf{z}_i, \quad (20)$$



5. ábra a) része a mérésre illesztett frekvencia átviteli függvények (FRF-ek) eltérését mutatja (itt a vékony vonal a szerszámcsőcs mérésre (direkt), a vastag vonal a teljes kísérleti modális analízis (indirekt) szerinti meghatározott FRF-et mutatja). Az illesztett átviteli függvények alapján meghatározott lineáris stabilitási térképeket c), a stabilitás határán a fő berezgési frekvenciákat b) mutatja.

ahol $l \Delta t = r \Delta \theta = T = \tau$. Felbontástól függően Φ sajátértékei az \mathcal{M} monodromia operator μ multiplikátoraihoz konvergálnak, miközben a maradék végtelen sok multiplikátor abszolút értéke tetszőlegesen kicsire szorítható. A technológiai paraméterek változtatásával a stabilitás pontonként ellenőrizhető. Stabilitási vizsgálat szerszámcsőcs FRF alapján Az 5. ábra a) részén bemutatott összehasonlításból jól látható, hogy a tisztán méréssel meghatározott szerszámcsőcs frekvencia átviteli függvények (xx és yy ; vékony vonal) jó közelítéssel megegyeznek a teljes kísérleti modális analízis (vastag vonal) szerinti frekvencia átviteli függvényeivel. Különösebb eltérés a meghatározott csillapításokban és sajátfrekvenciákban nem fedezhető fel a két mérési elv között. Feltűnőek azonban a modulusok merevségi eltérései (a frekvenciacsúcsok nagyságának eltérései), melyek visszavezethetők a nem megfelelő gerjesztés átadásra a mérés során. Ez a különbség jelentős eltéréseket okozhat a stabilitási számításokban, amit (18) és (20) szerint végzünk el.

Az 5. ábra c) részében a csupán a szerszámcsőcs mérésre alapozott (direkt) illetve a teljes kísérleti modális

analízis szerszámcsőcsra történő átszámításával (indirekt) meghatározott lineáris stabilitási térképek láthatóak a stabilitás elvesztésekor jelentkező öngerjesztett rezgés domináns frekvenciájával együtt [12]. A számításához a különbségek jobb érzékeltetése érdekében $N=2$ egyenes fogazású marószerszámot modelleztünk, mely egy $K_r=200$ MPa és $K_t=500$ MPa fajlagos forgácsolási merevségű anyagot vág kis radiális fogásmélységgel ($\varphi_{bc}=5\pi/6$ és $\varphi_{ki}=\pi$, vö. (4)).

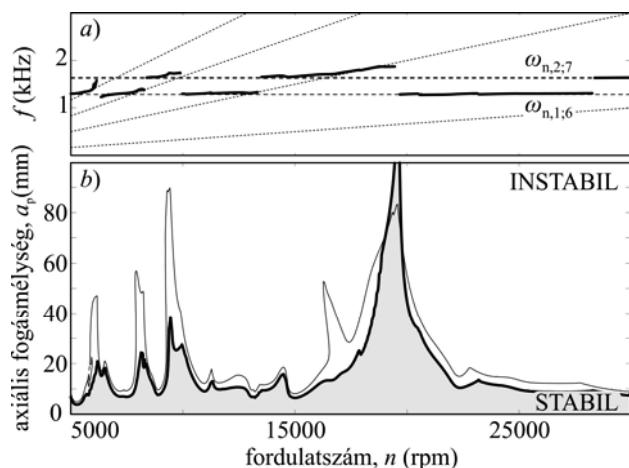
A stabilitási térképekből (5. ábra c) látszik, hogy a szerszámcsőcs mérés eredményének alkalmazásával alábecsüljük a rendszer stabilitását. Ezzel ugyan mérnöki szempontból a biztonság irányában tévedünk, de elveszítjük a termelékenység esetleges növelésének lehetőségét, amikor a rendszert a stabilitás határához viszonylag közel érdemes „hangolni”. Látható, hogy főként az alacsonyabb modulusokhoz tartozó rezonáns tartományokon, $\Omega_{n,k,l} = \omega_{n,k}/(lN)$ megmunkálási sebességek közelében ($k=1, 2, 6, 7$ és $l=1, 2, 3, \dots$) van jelentős javulás, ami akár 2-3 szoros is lehet.

Az 5. ábra b) részén az is megfigyelhető, hogy a stabilitási határ növekedésével más – magasabb – modulusok is szerephez jutnak a stabilitásvesztésben. Ezek

kis tartományban ugyan, de részei lehetnek a stabilitás határának (lásd pl. $\omega_{n,5}$ az 5. ábra *a*) és *b*) részén). Mindkét esetben található olyan tartomány, ahol a berezési frekvencia épp a fogkövetési frekvencia felének páratlan számú többszöröse (ferde szaggatott vonalak, az ún. Muñoa vonalak [23] az 5. ábra *b*) részén). Ekkor a periodikus $\mathbf{q}_p(t)$ stacionárius marás perióduskettőzödéssel veszti el stabilitását. A többi esetben $\mathbf{q}_p(t)$ egy új – valamely sajátfrekvencia közelében lévő – frekvenciával válik instabillá. Megjegyezzük, hogy mivel a rendszer T szerint időben periodikus ezért az említett domináns frekvenciáknak felharmonikusai is megjelennek a rezgésben, igaz különböző, de mindenképpen kisebb mértékben [12, 18].

4.1. Stabilitás vizsgálat teljes lengésképek alapján

A szerszám lengésképei befolyásolhatják a marási folyamat stabilitását főként simító eljárás esetén. A gyakorlatban ehhez hasonló probléma lép fel vékony falú munkadarabok forgácsolása közben is. Ezek tipikusan turbina illetve kompresszor lapátok nagyoló és simító megmunkálását jelentik. Ekkor magának a munkadarabnak a lengésképei határozzák meg a forgácsolási eljárás stabilitását. Mivel ez csak a lengésképek meghatározásának módjában különbözik a bemutatott példától, ezért ebben a cikkben csak a marószerszám lengésképeit vesszük figyelembe a számítás során, melyeket a 2. táblázat tartalmaz.



6. ábra. Az teljes modális analízis alapján meghatározott lineáris stabilitási térképeket *b*), a stabilitás határán a fő berezési frekvenciákat *a*) mutatja. (Itt a vékony vonal az indirekt szerszámcsúcs mérésre, a vastag vonal a teljes kísérleti modális analízis szerint meghatározott térképeket mutatja).

A 6. ábra bemutatja a 2. táblázatban szerepelő lengésképekkel számolt stabilitási térképet (6. ábra *b*) és a stabilitási határon lévő domináns öngerjesztett rezgési frekvenciákat (6. ábra *a*). A 6. ábrán összehasonlításképpen az 5. ábra indirekt méréshez

tartozó stabilitási térképe (vékony vonal) együtt kerül ábrázolásra a teljes lengésképekkel számolt stabilitási térképpel (vastag vonal).

Látható, hogy a stabilitás határát itt is az „alacsony” modulusok határozzák meg. Összességében elmondható, hogy a stabilitás határa csökkent, különösen az első két modulusnak megfelelő $\Omega_{n,k,l}$ rezonáns frekvenciák közelében, ahol $k=1, 2, 6, 7$ és $l=2, 3, \dots$. Az $\Omega_{n,k,1}$ első rezonáns frekvenciák körül azonban a stabilitás enyhén javult. A 6. ábra alapján a szerszám lengésképeinek a figyelembevétele a stabilitás térkép minimumát nem befolyásolja jelentősen, a rezonáns frekvenciák közelében jelentős változás azonban számottevő lehet. Ennek nyilvánvaló oka, a rezonáns megmunkálási sebességek közelében a pontos lengésképek szerepe megnő.

5. ÖSSZEFOGLALÁS

A cikkben összefoglaltuk a marási eljárások stabilitási vizsgálata közben felmerülő gyakorlati és elméleti kérdéseket. Kimutattuk, hogy a szerszámon és a szerszámgépen végzett kísérleti modális analízis eredményei alapján a marás mechanikai modellje közvetlenül létrehozható a modális térben. Ezzel kihagyható a klasszikus általános koordinátás felírás, ahol a tömeg-, a csillapítási és merevségi mátrix meghatározása szükséges. Bemutattuk, milyen eszközökkel történhet az egyszerűbb szerszámcsúcs mérés, illetve a teljes kísérleti modális analízis.

Megmutattuk, hogy a több nagyságrenddel merevebb szerszám gép jelentősen befolyásolja a szerszám dinamikáját, ami a tisztán befogott rúdként leírt szerszám modell pontatlanságát eredményezi. Egyszerűsége mellett kitértünk a szerszámcsúcs mérés esetleges pontatlanságaira is, aminek elsősorban a tökéletlen gerjesztés lehet az oka. A mért eredmények alapján összehasonlítottuk a szerszámcsúcs mérés és a teljes kísérleti modális analízisből visszszámolt szerszámcsúcs frekvencia átviteli függvényvel meghatározott stabilitási térképeket.

A teljes kísérleti modális analízis alapján visszafejtett teljes lengésképek alapján számolt stabilitási térképből következtettünk a szerszám teljes dinamikájának a marási folyamat stabilitására gyakorolt hatására. Ennek a pontosított stabilitási térkép számításnak akkor van nagy jelentősége, amikor rezonáns megmunkálási sebességtartományok alkalmazásával próbáljuk a marási folyamat termelékenységét többszörösképpen növelni. Ilyen esetekben a lengésképek pontos kísérleti meghatározásának jelentős szerepe van a stabilitás megfelelő előrejelzésében, akár a szerszám, akár az alkalmasint vékonyfalú munkadarab lengésképeiről legyen szó.

KÖSZÖNETNYÍLVÁNÍTÁS

A szerzők köszönetet mondanak az Országos Tudományos Kutatási Alapprogramnak (OTKA, projektszám: K-101714), ill. a munka szakmai tartalma kapcsolódik a "Minőségorientált, összehangolt oktatási és K+F+I stratégia, valamint működési modell kidolgozása a Műegyetemen" c. projekt szakmai célkitűzéseinek megvalósításához. A projekt megvalósítását az ÚMFT TÁMOP-4.2.1/B-09/1/KMR-2010-0002 programja támogatja.

6. IRODALOM

- [1] Altintas, Y., and Budak, E.: Analytical Prediction of Stability Lobes in Milling, *CIRP Annals – Manufacturing Technology*, Vol. 44, Issue 1, 357-362, 1995.
- [2] Altintas, Y.: Manufacturing automation: metal cutting mechanics, machine tool vibrations and CNC design, *Cambridge University Press*, Cambridge, 2000.
- [3] Altintas, Y., Stepan, G., Merdol, D. & Dombovari, Z.: Chatter stability of milling in frequency and discrete time domain, *CIRP Journal Of Manufacturing Science And Technology*, Vol. 1, Issue 1, 35-44, 2008.
- [4] Bachrathy, D., Stepan, G.: Time-periodic velocity-dependent process damping in milling processes, *2nd International Conference Process Machine Interactions*, 1-12, Vancouver, British Columbia, Canada, 2010.
- [5] Bachrathy, D., Stepan, G., Turi, J.: The effects on stability of the state dependent regenerative delay in milling processes, *ASME Computational and Nonlinear Dynamics*, Vol. 6, Issue 4, 1-9, 2011.
- [6] Bayly, P. V., Halley, J. E., Mann, B. P., and Davies, M. A.: Stability of Interrupted Cutting by Temporal Finite Element Analysis, *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, Vol. 125, Issue 2, 220-225, 2003.
- [7] Budak, E., Altintas, Y.: Analytical prediction of chatter stability in milling part I: General formulation, *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 120, Issue 1, 22-30, 1998.
- [8] Budak, E.: An Analytical Design Method for Milling Cutters With Nonconstant Pitch to Increase Stability, Part I: Theory, *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, Vol. 125, Issue 1, 29-35, 2003.
- [9] Dombovari, Z., Barton, D.A.W., Wilson, R.E., Stepan, G.: On the Global Dynamics of Chatter in the Orthogonal Cutting Model, *International Journal of Non-linear Mechanics*, Vol. 46, 330-338, 2011.
- [10] Dombovari, Z., Yusuf, A., Stepan, G.: The Effect of Serration on Mechanics and Stability of Milling Cutters, *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, Vol. 50, Issue 6, 511-520, 2010.
- [11] Dombovari, Z., Wilson, R. E. & Stepan, G.: Estimates of the bistable region in metal cutting, *Proceedings of the Royal Society A*, Vol. 464, 3255-3271, 2008.
- [12] Dombovari, Z., Zatarain, M., Insperger, T.: Dominant Vibration Frequencies in Milling Using Semi-discretization Method, *2nd International Conference Process Machine Interactions*, 1-12, Vancouver, British Columbia, Canada, 2010.
- [13] Elbeyli, O., Sun, J. Q.: On the semi-discretization method for feedback control design of linear systems with time delay, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 273, Issue 1-2, 429-440, 2004.
- [14] Ewins, D. J.: Modal Testing: theory, practice and application, *Research Studies Press*, England, 2000.
- [15] Farkas, M.: Periodic Motions, *Springer-Verlag*, Berlin and New York, 1994.
- [16] Hale, J. K.: Theory of Functional Differential Equations, *Springer*, New York, 1977.
- [17] Insperger, T., Stepan, G.: Semi-discretization method for delayed systems, *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, Vol. 55, 503-518, 2002.
- [18] Insperger, T., Stepan, G., Bayly, P. V., Mann, B. P.: Multiple chatter frequencies in milling processes, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 262, Issue 2, 333-345, 2003.
- [19] Insperger, T., and Stepan, G.: Vibration frequencies in high-speed milling processes or a positive answer to Davies, Pratt, Dutterer and Burns, *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, Vol. 126, 481-487, 2004.
- [20] Insperger, T., Stepan, G., Turi, J.: On the higher-order semi-discretizations for periodic delayed systems, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 313, 334-341, 2008.
- [21] Kienzle, O.: Spezifische schnittkräfte bei der metallbearbeitung, *Werkstattstechnik und Maschinenbau*, Vol. 47, Issue 1, 224-225, 1957.
- [22] Merdol, S. D., Altintas, Y.: Multi frequency solution of chatter stability for low immersion milling, *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, Vol. 126, Issue 3, 459-466, 2004.
- [23] Muñoz, J.: Desarrollo de un Modelo General para la Predicción de la Estabilidad del Proceso de Fresado. PhD Thesis, *University of Mondragon*, 2007.
- [24] Shi, H. M., and Tobias, S. A.: Theory of finite amplitude machine tool instability, *Int. J. of Machine Tool Design and Research*, 24, 45-69, 1984.
- [25] Stepan, G.: Retarded Dynamical Systems, *Longman*, London, 1989.
- [26] Szalai, R., Stepan, G., and Hogan, S.J.: Global dynamics of low immersion high-speed milling, *CHAOS* Vol. 14, No4, 1069-1077, 2004.
- [27] Tlustý, J., and Spacek, L.: Self-excited vibrations on machine tools (in Czech), *Nakl CSAV*, Prague, 1954.
- [28] Tobias, S. A.: Machine Tool Vibrations, *Blackie*, London, 1965.
- [29] Zatarain, M., Muñoz, J., Peigné, G. and Insperger, T.: Analysis of the Influence of Mill Helix Angle on Chatter Stability, *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, Vol. 55, Issue 1, 365-368, 2006.

FOGASKERES HAJTÓMŰVEK PASSZÍV ELEMEINEK HATÁSA A KIBOCSÁTOTT ZAJRA

INFLUENCE OF PASSIVE PARTS TO THE EMITTED NOISE IN GEAR DRIVES

Sarka Ferenc, Miskolci Egyetem, Gép- és Terméktervezési Tanszék

ÖSSZEFOGLALÁS

A cikk összefoglalja a legfontosabb jellemzőket a kibocsátott zaj tekintetében, fogaskerékes hajtóművek házának kialakításával kapcsolatban. Továbbá bemutatja a hajtóművekben jelen lévő tömítések viselkedését akusztikai szempontból.

ABSTRACT

In this paper, I try to summarise the most important shape parameters of the gear drive housings, which influence to the emitted noise. Also try to give details about the sealing in the view of the acoustic behaviour.

1. BEVEZETÉS

A fogazott elempárokkal megvalósított hajtások a gépészetben nagy jelentőséggel bírnak többek között a széles körben elterjedt felhasználásuk miatt, legyen az, az ipar bármely területe. Ennek ismeretében nem hagyhatjuk figyelmen kívül a környezetünkre gyakorolt hatásukat. A TÁMOP 4.2.1 keretében végzett kutató munkám a fogaskerékes hajtóművek környezetre gyakorolt hatásának, akusztikai vonatkozásait vizsgálja.

Az Európai Unió döntéshozói belátták, hogy a lakosságot érő zajterhelés hatalmas mértékben növekedett az elmúlt száz évben.[1] Ennek megpróbálva gátat szabni, a zajkibocsátásra vonatkozóan küszöb értékeket vezettek be az Unió területén. Segítve a tervezőmérnökök munkáját, tervezési segédleteket készítettek, az alacsony zajkibocsátású gépek tervezéséhez (ISO/TR 11688-1,2, Magyarországon pedig az MSZ EN ISO 11688-1,2 az érvényes)[2]. A tervezési segédlet megpróbál támpontot adni a mérnöknek, hogy munkája során hogyan tud a zajcsökkentés irányába lépni, de ezt általános módon, direktívákat lefektetve teszi, a tervezési folyamat teljes szakaszát átfogva.

A fogaskerékes hajtóművek által kibocsátott zaj és rezgés nem csak komfortunk és környezetünk érdekében lehet jelentős feladat. Vannak olyan tervezési esetek melyben a fogaskerékes hajtó-

művek által kibocsátott rezgések valamilyen más, a berendezéshez vagy géphez tartozó vagy közelében lévő elem működését, viselkedését zavarják. Ilyenek például a helikopterekben üzemelő rotor hajtóművek által kibocsátott zajok és rezgések. A fogazatokból kiinduló rezgés végighaladva a hajtóműházon és a helikopter szerkezetén, eljut a vezető fülkébe is, ahol olyan zajokat eredményez, melyek spektrumában az 1-4kHz közötti tartomány nagy intenzitással jelenik meg. Ez a frekvencia tartomány a beszéd kommunikáció frekvencia tartománya is. Az egybeeső frekvencia tartományok zavarhatják a kommunikációt, melynek akár végzetes következményei is lehetnek. Ilyen téren több kutatás is folyik az Amerikai Egyesült Államokban, a NASA fogaskerék kutató laboratóriumában. [8]

2. MSZ EN ISO 11688-1,2 AKTÍV ÉS PASSZÍV ELEMEK

A jelenleg érvényben lévő alacsony zajkibocsátású gépek tervezésére vonatkozó tervezési segédletben a gépeket alkotó elemek, gépelemek két csoportba sorolhatók. A két fő csoport az **aktív elemek** és a **passzív elemek**.

Röviden megfogalmazva, az aktív elemek azok, melyek tartalmazzák az akusztikai szempontból forrásnak tekinthető részeket, mint például egy fogaskerék vagy egy csapágy. A passzív elemek azok, melyekben nem találhatóak akusztikai szempontból források, mint például a házak és burkolatok. [3]

3. FOGASKERES HAJTÓMŰ AKTÍV ÉS, PASSZÍV ELEMEI

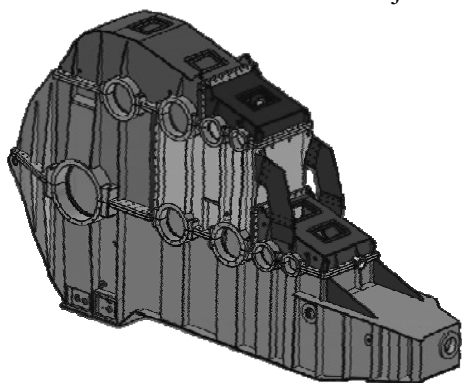
Egy fogaskerékes hajtóműben található aktív elemek:

- fogaskerékek,
- csapágyak,
- tengelyek,
- forgó tengelyek tömítései (elhanyagolható a hatásuk, de a felállított logika miatt itt kell megemlíteni).

Passzív elemeknek tekintjük a hajtóművek házát és az ahhoz tartozó egyéb kisegítő részeket.

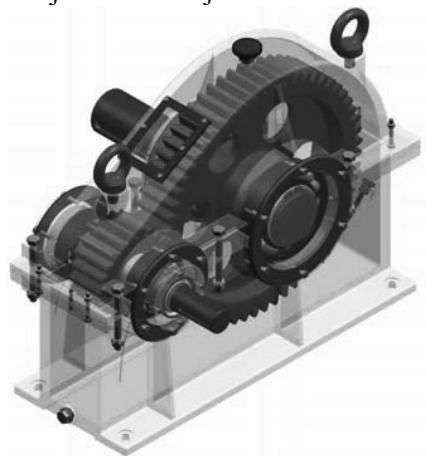
4. HAJTÓMŰHÁZAK ELEMEI

A fogaskerekes hajtóművek házai az esetek döntő többségében osztott kivitelben készülnek. Erre elsősorban a szerelhetőség és a gyárthatóság miatt van szükség. Attól függően, hogy a hajtómű hány sor tengellyel rendelkezik, mekkorák a méretei, a házrészek darabszáma változik. Jól érzékelhető az 1-es ábrán látható kanalas kotrógép marótárcsa hajtóművének házán a fenti állítás. A hajtómű méreteit érzékeltetve: hossza 10m, magassága 6m, szélessége 1,6m. A különböző színek a különböző házrészeket jelölik.

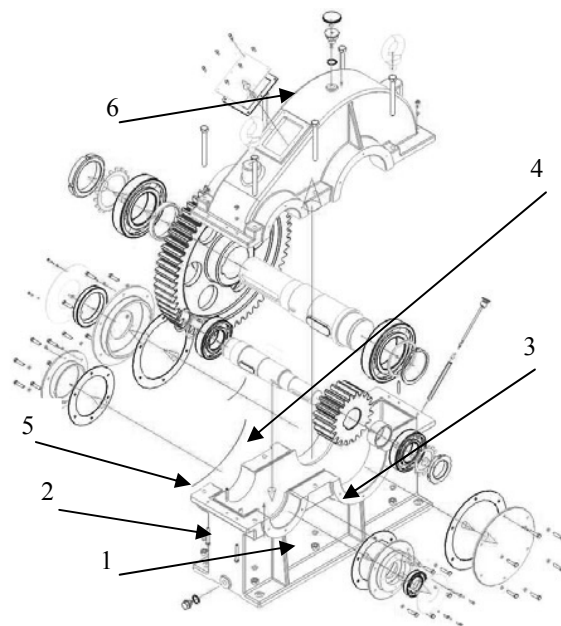


1. ábra Kanalas kotrógép, marótárcsa hajtóműházának CAD modellje [7]

Az 2-es és 3-as ábrán egy egylépcsős fogaskerekes hajtómű CAD modellje látható. Az 1. táblázat segítségével az ábrákon jól azonosíthatók az egyes alkotó elemek, melyeknek szerepét a következő fejezetek mutatják be.



2. ábra. Fogaskerekes hajtómű CAD modellje [4]



3. ábra. Fogaskerekes hajtómű CAD modellje, robbantott ábra [4]

1. táblázat: A hajtóműház elemei

1	Talplemez
2	Alsó ház rész
3	Bordák
4	Osztósík
5	Osztógerenda (perem)
6	Felső ház rész, vagy fedél

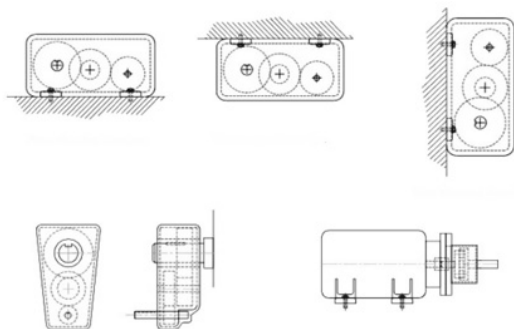
A fogaskerekes hajtóművekben kialakuló zaj terjedése primer és szekunder utakra bontható. A ház szerepe a primer átviteli utakon terjedő zajok le sugárzásában jelenik meg [5].

A ház azon részei melyek nagy merevséggel rendelkeznek, vagy a ház egészéhez képest kis méretekkkel rendelkeznek, mint a bordák, peremek, nem vesznek részt a le sugárzásban. A felsorolt elemekkel ellentétben, a kis merevségű nagy kiterjedésű elemek esetén számottevő „sugárzásal” kell számolni.

5. A HAJTÓMŰHÁZAK VISELKEDESE AKUSZTIKAI SZEMPONTBÓL

Mielőtt belemélyednénk a házak akusztikai viselkedésébe, néhány fontos dolgot meg kell említeni. A hajtóműházakat a szakirodalom és a gyakorlati tapasztalat alapján elindulva, két nagy csoportra oszthatjuk. Lehetnek öntött, vagy hegesztett kivitelűek. A nagyobb sorozatban készülők öntött, míg az egyedi darabok, nagy méretekkkel rendelkező (például a több méteres bányai ipari hajtóművek, 1.ábra), vagy néhány példányból álló sorozatok esetében inkább hegesztett kivittel találkozunk. A tárgyalás során nem választjuk szét a különböző kivitelű házakat.

Az elemzést kezdjük a leggyakrabban használt két részből álló osztott házakat alapul véve. Tanulmányozva kialakításukat, megállapítható hogy a hajtóművek alsó házrésze sokkal merevbb, tagoltabb kialakítású, mint a felső házrész, vagyis a fedél. Ez jól látható a 2. ábrán is. Gyakorlatilag itt történik a házak rögzítése és a terhelés nagy részét is ez viseli. Természetesen fekvő ház kialakítást tekintve. Más kialakítású házak esetében a helyettesítés és a megfeleltetés egyértelműen meghatározható a 4. ábra alapján.



4. ábra Különböző kialakítású hajtóműházak [6]

A fogaskerékes hajtóművek szekunder átviteli úton megjelenő zajhatásai elhanyagolható jelentőségűek [3].

Ennek ismeretében kijelenthetjük azt, hogy a ház akusztikai csillapításának, vagyis léghanggátlásának szerepe elhanyagolható.

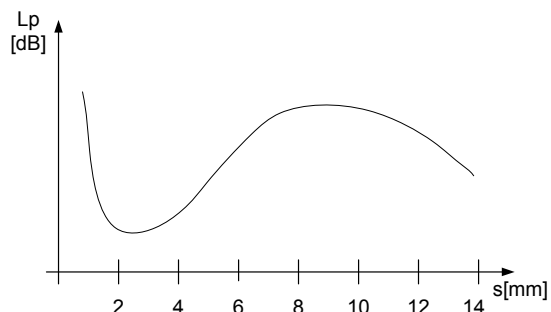
Amennyiben a kisugárzás mértékét szeretnénk csökkenteni a házban végzett beavatkozással, olyan lépéseket kell tennünk, amelyekkel egyrészt a sugárzó felületek merevségét növeljük, másrészt a csillapítást növeljük.

6. A FEDÉL MEREVSÉGÉNEK NÖVELÉSE

A hajtóműházak fedelének merevségét több módon is növelhetjük, de nem mind azonos hatékonysággal működik.

6.1 Falvastagság növelése

A falvastagság növelésével, a nagyobb anyagmennyiség bevitelére a fedelek merevsége természetesen növekszik, de ezzel együtt a gyártási költségek és a saját tömeg is, mely utóbbi kettő nem kívánatos hatás. A falvastagság növelése és a kibocsátott zaj közötti összefüggés jellegét a 5. ábra mutatja.



5. ábra A kibocsátott zaj alakulása a falvastagság függvényében [5]

Az ábrából jól látható, hogy a 2-3mm közötti falvastagság az, ahol a legkisebb zajkibocsátással számolhatunk. A falvastagság további növelése nem jár előnyös hatással egészen 10mm feletti tartományig. Itt viszont a tömegnövekedés már igen nagyarányú, ezért alkalmazása nem célszerű.

6.2 Bordák beépítése

Egy másik lehetőség a merevség növelésére a házban bordák elhelyezése a házban. A hajtóműházakon minden esetben alkalmazunk bordákat, a csapágyperselyek megtámasztására, deformációik csökkentésére (2. ábrán jelölve 3-as számmal). A nagy kiterjedésű, de kis merevséggel rendelkező részekben is alkalmazhatunk bordákat, melyeknek egyetlen célja a rezgésbe jövő felületek regés amplitúdójának csökkentése. Magára a szerkezetre igazán nagy merevítő hatást nem fejtenek ki. Alakjukat tekintve az egyenes kivétel a jellemző, hiszen saját merevségük nem lényeges. Az így beépített bordák a nagyméretű mezőket megbontják kisebb részekre.

A bordák kialakításukat tekintve lehetnek öntött, hegesztett vagy besajtolt kivitelűek. Öntött esetben tömör bordákkal számolhatunk, míg hegesztett házak esetében akár üreges bordákkal is.

6.3 Falgörbületek alkalmazása

A nagy sugárzó felületeken görbületek alkalmazása képes növelni a falak merevségét. Természetes a görbület rádiuszának nagysága befolyással van a merevség változásra. A rádiusz 500mm alatti értékénél van számottevő hatása.

6. KETTŐSFALÚ HÁZ KIALAKÍTÁS (TOKOZÁS)

A hajtóművek beépítésénél lehetőség van egy költségesebb, de hatásos módszer használatára. Ez a módszer a kettősfalú vagy szendvicsszerkezetű házak alkalmazása. A hajtóművek tokozása

olyan esetekben alkalmazandó, ha a zajcsökkenés kívánt értéke eléri a 20dB-t. A külső burkolat vagy tokozás anyagának kiválasztása fontos szempont. A burkolatnak hangelnyelőnek és nem hangvisszaverőnek kell lennie. Tokozások tervezésénél nagyon fontos a tokozáson elhelyezendő nyílások méretének részletes átgondolása. A tapasztalatok azt mutatják, hogy a burkolatok esetében, ha a burkolt felület 10 % nyitva marad, a zajcsökkenés elmarad.

A burkolatokhoz kapcsolódva, egy hasonló technika a zajcsökkentésre, a hangelnyelő bevonatok alkalmazása a hajtóműházak falán.

7. TÖMÍTÉSEK VISELKEDESE AKUSZTIKAI SZEMPONTBÓL

Fogaskerekes hajtóművekben az egymással kapcsolódó forgó fogaskerekek működés közben nem csak legördülnek egymáson, hanem csúszás is történik a fogak felületén. A fogaskerekek élettartamának és teherbíró képességének megőrzése érdekében a kapcsolódó fogakat folyamatosan kenni kell. A használt kenőanyagot, ami a legtöbb esetben olaj, bent kell tartani a hajtóműházban. Természetesen a külvilágtól hermetikusan lezárt tokozásban ez nem lenne probléma. Ám a működéshez, a hajtóműbe be kell tudunk juttatni a teljesítményt (behajtás) és ki is kell tudunk venni belőle a teljesítményt (kihajtás). Továbbá összeszerelhetővé kell tenni a házakat, több házrészre kialakítva. Fontos megjegyezni azt is, hogy a működés közben lejátszódó hőmérsékletnövekedés, a belső térre nézve nyomásnövekedéssel jár. Az így keletkező túlnyomást is el kell vezetni a hajtóműházból, a külső térbe.

A behajtás és kihajtás létrehozásával, nyílásokat hozunk létre a házban, ahol a kenőanyag elszökhet, illetve szennyező anyagok juthatnak be a hajtóműbe. Mindkettő nemkívánatos jelenség, melynek megakadályozására tömítéseket alkalmazunk.

A tömítések beépítési helyükön érintkeznek a házzal és a forgó tengelyekkel. A tengelyekkel súrlódva „teszik a dolgukat”. Ahol súrlódás lép fel, ott valamilyen zaj is keletkezik. A különböző súrlódási állapotokra (száraz, határreteg, vegyes és folyadék) legjellemzőbb frekvenciák meghatározása matematikai összefüggésekkel történhet, ahogyan, arra az [5] irodalom, vonatkozó fejezete is utal.

A tömítések életútjuk során többféle viselkedést mutatnak. Frissen beépített tömítések estében nagyobb súrlódó erővel találkozhatunk, mely az üzemórak számának növekedésével csökken, egészen addig, mígnem már a tömítés nem lesz képes ellátni feladatát, vagyis a szennyezők kívül tartását és a kenőanyag házban tartását. A két

szélsőséges eset közötti szakaszon megjelenhetnek olyan esetek, amikor az úgynevezett akadozva csúszás állapota jelentkezik (stick-slip) a tömítésben. Ez a viselkedés akár az egész hajtóműházat rezgésbe hozhatja, és hallható tartományban lévő zajokat okozhat. Ez az akadozó csúszás, az idő függvényében, a kopás növekedésével megszűnik. A fent leírtakból megállapíthatjuk, hogy az akadozva csúszás esetén kívül, a tömítéseknek, a hajtómű teljes zajkibocsátására nincsen jelentős hatása.

8. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

"A tanulmány/kutató munka a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt részeként – az Új Magyarország Fejlesztési Terv keretében – az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósult meg"

9. IRODALOM

- [1]: F. Sarka – Á. Döbröczöni: Directives of Designing Machines With Low Noise Emission, Advanced Engineering, 2011.
- [2]: MSZ EN ISO 11688-1,2
- [3]: Sarka Ferenc, Prof. Dr. Döbröczöni Ádám: Alacsony zajkibocsátású gépek tervezésének irányelvei. Gép, 2011/9-10, II. kötet, pp20-23
- [4]: Forrás: Burmeister Dániel, Komplex tervezés c. tantárgy, évközi feladat, 2007-2008 II.félév. Gyakorlatvezető: Sarka Ferenc
- [5]: Kováts Attila: Gépszerkezettan (Műszaki akusztika), Tankönyvkiadó, Bp. 1988.
- [6]: http://www.roytech.co.uk/Useful_Tables/Drive/Drive_trains.html
- [7]: Sarka Ferenc – Dr. Szabó J. Ferenc – Dr. Apró Ferenc: SRs2000 fogaskerekes hajtómű műszaki elemzése, Készült: a jászberényi Aprító gépgyár ZRt. Részére, 2006
- [8]: Stephen A. Hambric, Micah R. Shepherd, Robert L. Campbell: Effects of Gears, Bearings, and Housings on Gearbox Transmission Shaft Resonances. Internoise 2012. August 19-22. NY, USA.
- [9]: Békési Nándor: Elasztomer anyagok és csúszó tömítések súrlódása és kopása. PhD értekezés, 2011. BME.

BEVEZETÉS A MATLAB PROGRAM ALKALMAZÁSI LEHETŐSÉGEIBE FOGASKEREK VIZSGÁLATÁHOZ

AN INTRODUCTION TO APPLICATION OF MATLAB FOR ANALYSIS OF GEARS

*Szűcs Renáta, tanársegéd, Miskolci Egyetem, Gép- és Terméktervezési Tanszék
Dr. Kamondi László, egyetemi docens, Miskolci Egyetem, Gép- és Terméktervezési Tanszék*

ABSTRACT

Analysis of gear dynamics by conventional methods is complex and inaccurate. Analysis of gears by FEM methods are common used but it also has a few disadvantages such as selection of parameters, effect of parameters, requires number of computation to be carried out etc.. A feasible application of Matlab software for analysis of gears seems to be a good approach. In this study a short outline can be found for application of Matlab in the field of gear analysis.

1. BEVEZETÉS

A fogaskerekek az egyik leggyakrabban alkalmazott hajtásátvivő elemek. Számos előnyös tulajdonságuknak köszönhetően már rég óta széles körben elterjedt mechanikus elemek. Előnyös tulajdonságaik mellett viszont néhány hátrányos tulajdonságuk (pl.: zaj, lengés) is előtérbe került az utóbbi időkben köszönhetően az egyre szigorúbb követelményeknek, illetve az egységnyi térfogatra eső teljesítmény növekedés, és ezzel párhuzamosan természetesen a méret csökkenés szembeni elvárásoknak. Az előbbieken említettek következményeként fontos ezen hátrányos tulajdonságok hátterében húzódó jelenségek vizsgálata. A fogaskerekek hátrányos tulajdonságainak egy része a fogak rugalmas deformációjára, illetve az alaposztás- és a profilhibákra vezethetőek vissza. Természetesen ezen nem kívánatos tulajdonságok megjelenhetnek a beépítési hibák miatt is. Mindemellert a fogaskerék használata során fellépő kopás eredményeként a fogprofil mikroszkópikus hibái növekednek, melynek következtében szintén növekedhet a hajtás zajszintje. Összességben megállapítható, hogy tökéletes fogprofil feltételezve is fellépnek dinamikus hatások, melyek a kapcsolódás során zajt, illetve lengéseket idéznek elő, ezért is fontos vizsgálni a fogaskerekek dinamikus viselkedését egészen a kapcsolódási pontokra

visszavezetve, így a kapcsolódó kerek fogprofilját is figyelembe véve.

A fogaskerekek vizsgálata hagyományos numerikus módszerek segítségével nagyon bonyolult és összetett feladat, illetve a megoldási folyamat elősegítése érdekében általában számos egyszerűsítést tartalmaz, mely az eredmények pontatlanságát okozhatja.

A számítástechnika és a végeelem módszerek fejlődésének eredményeként ma már lehetővé vált a fogaskerék kapcsolódás és a fogaskerék kapcsolódás során fellépő dinamikus hatások vizsgálata végeelem módszer segítségével. A módszer hátránya, hogy a pontos eredményekhez nagyon nagy mennyiségű számítást kell elvégezni, így általában a végeelemes szoftverek igen komoly hardver igényel rendelkeznek, illetve az eljárás során alkalmazott paraméterek nagy hatással vannak a kapott végeredményre, így nem megfelelő paraméterek alkalmazása esetén könnyen téves eredményeket kaphatunk.

A fogaskerekek összetett és bonyolult vizsgálatihoz kiválóan alkalmasak a Matlab szoftver nyújtotta lehetőségek. A szoftver a fogprofil megrajzolásától, az optimalizálási lehetőségeken át, egészen a dinamikus rendszer szimulálásáig segítséget nyújt a probléma vizsgálata során.

Természetesen a Matlab szoftver a számítások, optimalizációk, illetve szimulációk elvégzéséhez nyújt hasznos segítséget, az ezen műveletek alapjául szolgáló teoretikus elméleteket, illetve a vonatkozó összefüggéseket nekünk kell felállítani.

Ezen cikkben betekintést kívánunk nyújtani a Matlab szoftver nyújtotta funkciók alkalmazási lehetőségeibe fogaskerekek dinamikus vizsgálata során.

2. MATLAB

A Matlab szoftver egy komplex szoftvercsomag, mely számos lehetőséget nyújt tudományos és mérnöki számítások elvégzésére. Grafikai felülettel és számos, a

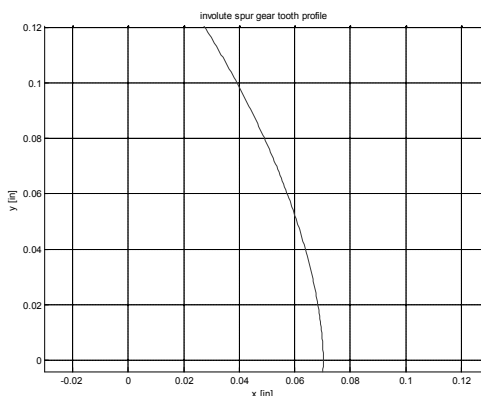
számításokat megkönnyítő speciális eszköztárral („Toolbox”) rendelkezik. [1]

3. A KAPCSOLÓDÁS MODELLEZÉSE

3.1. Grafikus lehetőségek

A Matlab szoftver segítségével két- és háromdimenziós grafikai objektumok megjelenítése lehetséges. Esetünk, mivel már korábbi tanulmányainkban is kétdimenziós modellt alkalmaztunk a fogaskerék kapcsolódás vizsgálatára (2. ábra), elsősorban a kétdimenziós megjelenítés a fontosabb. A kétdimenziós kirajzoltatás alapvető parancsa a $plot(x,y)$. Lehetőség van különböző vonalfajta, jelek és színek ábrázolására, illetve egy ablakon belül több görbe megjelenítésére is. [4]

Esetünkben, amennyiben ismert a fogprofil egyenlete, az előbbieken ismertetett utasítás segítségével könnyen megrajzolható az adott fogaskerék fogprofilja, illetve a két, egymáshoz kapcsolódó kerék egy ablakon belül is megjeleníthető. Az 1. ábrán egy evolvens profil görbéje látható, melyet Matlab szoftver segítségével készítettünk el.



1. ábra: Az evolvens profil kirajzoltatása Matlab-ban

A fogprofilok ezen módon, illetve ezen szoftverben való kirajzoltatásának nagy előnye, hogy egyetlen, jól átgondolt *.m* programot kell írunk (evolvens fogazatot feltételezve), melynek akár a bemenő paramétereit is változtathatjuk az igényeknek megfelelően. Így a fogprofil kirajzoltatása parametrikusan történik, mindig az igényeknek megfelelő paramétereket adhatjuk meg bemenő változóként, és a fogprofil azonnal kirajzolódik. Ezentúl természetesen külön program megírásával tetszőleges profil is egyszerűen

kirajzoltatható, illetve lehetőség van az eredeti profilra a hibák szuperponálására, valamint a kapott eredmények exportálására is. A kirajzoltatáshoz ajánlott külön programot írni, attól függetlenül, hogy ez az egyszerű parancs akár a parancsablakból is elvégezhető lenne, annak érdekében, hogy a későbbi vizsgálatokhoz is fel tudjuk használni azt.

3.2. A kapcsolódási pontok meghatározása

Ismert fogprofil egyenletek alapján, illetve a kapcsolódásra felírt összefüggések alapján a kapcsolódási pontok, mint az előzőben említett egyenletrendszer megoldásaként a Matlab szoftver segítségével egyszerűen meghatározhatóak. A kapott eredményeket a dinamikai vizsgálatokhoz fel tudjuk használni.

3. OPTIMALIZÁSI

Mint a 2. fejezetben már említésre került a Matlab rendelkezik több beépített, a számítási folyamatokat megkönnyítő eszköztárral. Ezen eszköztárak egyike az úgynevezett Optimalizálási eszköztár. [4]

3.1. Optimalizálási eszköztár

Ez az eszköztár olyan eljárásokat tartalmaz, melyek segítségével általános nemlineáris függvények szélsőértékei (minimuma, maximuma) határozhatóak meg, illetve nemlineáris egyenleteket és egyenletrendszereket numerikusan oldhatunk meg. Rendelkezésre állnak olyan eljárások is, melyekkel lineáris legkisebb négyzetek feladat, valamint lineáris és kvadratikus programozási feladatok oldhatóak meg [4].

A Matlab optimalizálási eszköztárának programjai a következők:

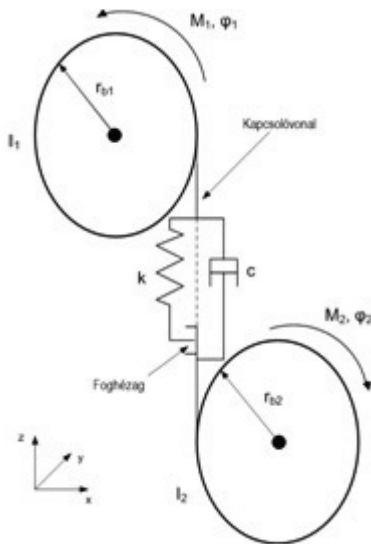
- egyenletek gyökeinek meghatározása:*
roots, residue, fzero, fsolve
- segédfeladatok:*
optimset, optimget, fzmult, gangstr
- illesztési feladatok megoldása a legkisebb négyzetek értelmében:*
lsqcurvefit, lsqlin, lsqnonneg, lsqnonlin
- mellékfeltételes optimalizása:*
fminsearch, fminbnd, fminunc, fmincon, fsemif, fgoalattain, linprog, bintprog, quadprog, fminmax. [4]

Az optimalizálási eszköztár segítségünkre lehet a fogaskerék vizsgálatok során fellépő optimalizálási problémák megoldásában. Ilyen optimalizálási probléma lehet a fogmerektség alapján, adott nyomtérk esetén az ideális fogprofil meghatározása, a

fogaskerék megfelelő fogszélességének meghatározása, az esetleges profil módosítások meghatározása, a helyes fogaskerék anyag megválasztása a csillapítás, illetve a fogmerevség alapján adott nyomatókviszonyok mellett.

3.2. A megoldandó differenciálegyenlet

A szerzők által a korábbi tanulmányokban [8, 9, 10] felállított modell (2. ábra) és a modellhez tartozó mozgásegyenlet (1. egyenlet) alább található. Ezt a mozgásegyenletet kívánjuk a későbbiekben az itt bemutatott módszerekkel megoldani, illetve szimulálni. A (1) egyenlet által adott mozgásegyenlet egy nemlineáris mozgásegyenlet, mely linearizálási módszerek útján, a foghézagot is figyelembe véve három lineáris al-egyenletre bontható.



2. ábra: A fogaskerék hajtás dinamikai modellje

A 2. ábrán található modellre felírt mozgásegyenlet:

$$m \cdot \ddot{x} + c \cdot \dot{x} + k(t) \cdot h(x) = f_T(t) + f_M(t) \quad (1)$$

ahol:

$$m = \frac{I_1 \cdot I_2}{I_1 \cdot r_{b2}^2 + I_2 \cdot r_{b1}^2}$$

$$f_T(t) = \frac{r_{b1} \cdot I_2 \cdot M_1 - r_{b2} \cdot I_1 \cdot M_2}{I_1 \cdot r_{b2}^2 + I_2 \cdot r_{b1}^2}$$

$$f_M(t) = -m \cdot \ddot{e}(t)$$

$$h(x) = \begin{cases} x - b, & x \geq b \\ 0, & |x| > b \\ x + b, & x \leq -b \end{cases}$$

2b: a teljes foghézag

c: a kapcsolódásban lévő fogak csillapító hatása

k(t): a kapcsolódásban lévő fogak merevsége

e(t): statikus átviteli hiba

4. DIFFERENCIÁLEGYENLETEK MEGOLDÁSA

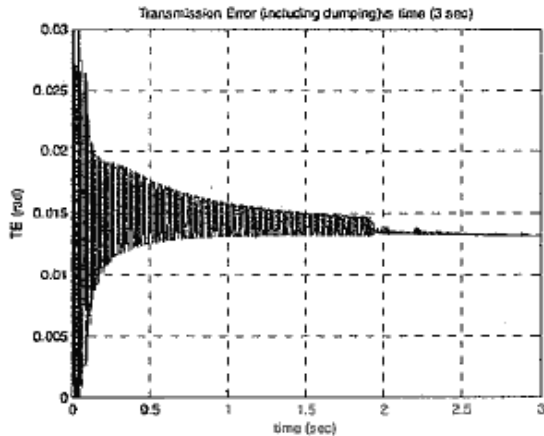
A differenciálegyenletek megoldására több beépített parancs, illetve „megoldó” található a Matlab-ban. A különböző típusú differenciál egyenletekhez különböző „megoldók” találhatóak. Az (1) egyenlet linearizálása után lehetőség van ezen „megoldók” használatára is. Ezen megoldók közül a számunkra legfontosabb a közönséges differenciál egyenleteket megoldó parancsok. A Matlab-ban a következő egy lépéses módszerek állnak rendelkezésre nem merev rendszerek megoldására [4]:

Parancs	Leírás
ode23	2-3-adrendű, Runge-Kutta-Fehlberg módszerpáron alapuló algoritmus
ode45	4-5-edrendű Runge-Kutta-Fehlberg módszerpáron alapuló algoritmus nem merev rendszerek megoldására
ode113	változó rendű egy lépéses numerikus algoritmusok szorzatát használja a kívánt közelítési pontosság eléréséhez

1. táblázat: ODE megoldók a Matlab-ban [4]

Az ODE megoldó alkalmazására találunk példát a [11] tanulmányban fogaskerékek vizsgálatánál.

A Matlab-ban a közönséges differenciálegyenletek kezdeti érték feladatának numerikus megoldására szolgáló beépített függvények adatkezelését egységes struktúrában oldották meg, vagyis ha egy módszer használható egy feladat megoldására, akkor ugyanazzal a paraméter struktúrával, csak a módszer nevének megváltoztatásával, más módszerrel is megoldható a feladat [4].

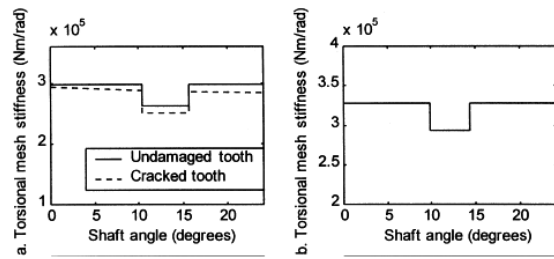


3. ábra: A fogaskerék rendszer átvételi hibája [11]

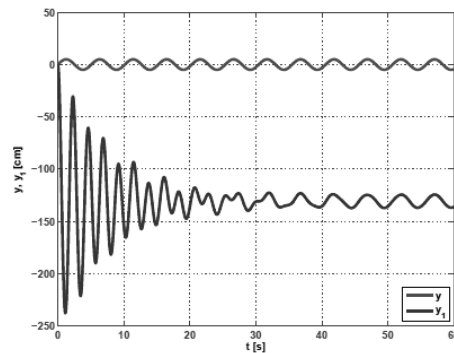
5. SZIMULÁCIÓ

A Simulink egy program dinamikus rendszerek gyors és egyszerű szimulációjára. A program teljes körű grafikai környezetet biztosít a felhasználó számára. A megtervezett modul viselkedése szimulációkkal ellenőrizhető és közvetlenül a modellből automatikus kódgenerálással beágyazott rendszerekben alkalmazható kód hozható létre. A program a Matlab szoftverbe van integrálva, így képes a Matlab algoritmusokat kezelni, illetve a kapott a szimulációs eredményeket a Matlab-ba exportálni további analízisekhez. A Simulink-et két lépésben használhatjuk, a modellalkotásban és a modell analízisben. A modellt blokkokból kell felépíteni, melyek különböző típusosztályokba vannak szervezve (pl.: források, lineáris rendszerekhez tartozó blokkok stb.). Beépített blokkokkal rendelkezik a folyamatok modellezésének megkönnyítése érdekében. A modell szimulálásakor több paraméter beállítása szükséges, ezek közül a legfontosabbak a következők: a szimuláció időtartama, az alkalmazott numerikus integrálási módszer, a lépésköz nagysága és az elvárt pontosság. [1, 6]

Esetünkben a korábbi tanulmányokban [8, 9, 10], a fogaskerék kapcsolódás (2. ábra) mozgásegyenletére (1) meghatározott differenciálegyenlet szimulációjára van lehetőség.

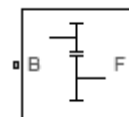


3. ábra: Fogaskerék kapcsolódás dinamikai vizsgálata Simulink szoftverrel a kapott eredmények megjelenítése [7]



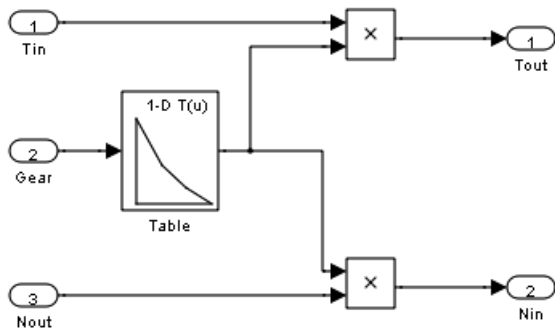
4. ábra: Példa az eredmények megjelenítésére: egy rugóból és tömegeből álló rezgőrendszer esetén [5]

A Simulink szoftver több beépített fogaskerekekre vonatkozó blokkot tartalmaz. Az egyszerű fogaskerék blokk jelképe a 5. ábrán található. Az egyszerű fogaskerék egy olyan fogaskerék hajtóművet jelképez, melynek egy hajtó (B) és hajtó (F) oldali fogaskereke van, és melyek a felhasználó által meghatározott fix áttétel szerint forognak együtt. Ezen egyszerű modellen kívül bonyolultabb blokkok is megtalálhatóak a szoftver „könyvtárában”, pl. olyan nem ideális eseteket is tudunk a beépített blokkok segítségével szimulálni, melyeknél a kapcsolódás során fellépő súrlódó erő is figyelembe van véve. [1]



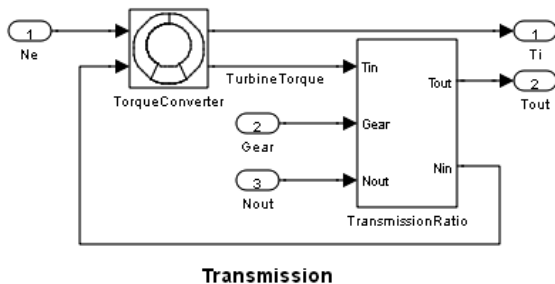
5. ábra: A fogaskerék blokk modell

Természetesen az általunk felírt mozgásegyenlet szimulálása nem lehetséges egyből, egy beépített blokk segítségével, a modell nekünk kell felépíteni.



Transmission Gear Ratio

6. ábra: Áttételi viszonyok alrendszerének blokk diagramja [1]



Transmission

7. ábra: Hajtás blokkvázlata [1]

6. VEM MÓDSZER A MATLAB-BAN

A végeelem módszer egy igen elterjedt tudományos és műszaki alkalmazás a mérnöki gyakorlatban, gyakran alkalmazzák fogaskerék hajtások vizsgálatára is. A Matlab kódokkal is végre lehet hajtani végeelemes vizsgálatokat, ezen kódok előállításához nyújt hasznos segítséget a [3] könyv. A könyvben található segédanyagok segítségével az általunk vázolt rendszer megoldása is lehetővé válik végeelem módszer segítségével a Matlab-on keresztül.

Ezt a módszert számunkra kizárólag az előző pontokban bemutatott alkalmazások útján nyert eredmények verifikálásához használnánk.

7. ÖSSZEFOGLALÁS

A bemutatott Matlab alkalmazási lehetőségek jól mutatják, hogy ez a szoftver milyen széleskörű és egyben „egyszerű” lehetőséget ad a fogaskerekek vizsgálatára. A szoftver nagy előnye, hogy egyszerűen programozható és számos beépített modullal rendelkezik, melyek nagyban segítik a felhasználó munkáját.

A későbbiekben a szerzők célja, hogy ezen bemutatott módszereket a már korábbi tanulmányokban felállított fogaskerék kapcsolódási modellre alkalmazzák, illetve ezen szoftver segítségével oldják meg a modellenre

levezetett mozgásegyenletet, illetve magát a dinamikus rendszert szimulálják.

8. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A bemutatott kutató munka a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt részeként az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg.

9. IRODALOM

- [1] <http://www.mathworks.com/>
- [2] S.R.Otto, J.P. Denier: An introduction to programming and numerical methods in MATLAB, Springer, 2005.
- [3] A.J.M.: Matlab Codes for Finite Element Analysis, Springer, 2009.
- [4] S. Gisbert: MATLAB, Typotex, 2005., ISBN 978 963 279 440 2
- [5] J. Roubal, k.Bocek, J. Vána: Virtual models in Matlab
- [6] Latos: Szabályozástechnikai gyakorlatok, III. Matlab, Szimulink, Toolboxok
- [7] S. Jia, I.Howard, J.Wang: The Dynamic Modeling of Spur Gears in Mesh, Including Friction and Geometrical Errors, International Journal of Rotating Machinery, 9: 437-442, 2003
- [8] R. Szűcs, L. Kamondi: Fogaskerekek dinamikai vizsgálatának egy lehetősége. OGÉT 2010. Nagybánya, 416-420
- [9] Kamondi L., Szűcs R.: Bevezetés a fogaskerék geometria dinamikai vizsgálatokra gyakorolt hatásába, GÉP
- [10] R. Szűcs, L. Kamondi: Analytical model for determine meshing stiffness of spur gears, Advanced Engineering 6 (2012)
- [11] Wijianto: Vibration analysis of dynamic modelling of gear pair in mesh due to torque and load on the system

Dr. Lévai Imre egyetemi tanár 1924-2012

Lévai Imre 1950 márciusában, az 1949-ben létesített Nehézipari Műszaki Egyetem első tanévében lépett be a Gépelemek Tanszék oktatóinak sorába. Csaknem mindannyian egyívásúak, a Műegyetemen diplomát szerzett fiatal emberek. Ki szakmai mérnöki tapasztalatok, ki egyetemi oktatói gyakorlat birtokában jött, de mindnyájan hallatlan energiával fogtak munkához, számos jegyzetet írtak, igen sok ipari munkát vállaltak, sok megvalósult gép terveit készítették el.

Az első évtized oktatói közül többen vannak közöttünk, akik ezt igazolhatják. Mindannyian fiatalon alapítottak családot és a családok ismerték egymást. Mindnyájan legjobb képességeik

szerint, az eredményes munkába vetett hittel dolgoztak, hisz épp csak túléltek a háborút, volt aki egyenesen hadifogságból jött vissza.

A fiatal Lévai Imre meghatározó személyisége lett a Gépelemek Tanszékének, 17 éven keresztül dolgozott itt, itt szerezte első tudományos fokozatát, itt lett egyetemi tanár, mielőtt a Szállítóberendezések Tanszékére került tanszékvezetőnek.

1969-ben a Nehézipari Műszaki Egyetem oktatási rektorhelyetteseként új feladatokat kapott. Ebben az időszakban zajlott a műszaki karokon a szakosodás, ekkor kezdődött a számítástechnika, a számítógépes szemlélet bevezetése az oktatásba. Lévai Imre professzor úr már a 60-as évek végén felismerte a számítógépek alkalmazásának jelentőségét. Így az oktatásba való bevezetését is ő koordinálta.

1974-ben újabb meghatározó vezetői megbízást kapott, ekkor lett a Gépészmérnöki Kar dékánja és egészen 1983-ig vezette a Kart. Ez az időszak mind a képzés, mind a kutatás terén a jelentős bővülés, gazdagodás periódusa. Új rendszerek, szakok, szakirányok alakultak ki, szoros ipari kapcsolatrendszer jött létre, vezetésével nagy ipari vállalatokkal bővült a kar tudományos kutatási választéka. Ebben az időben jelentős ipari K+F tevékenységek folytak. Lévai professzor úr dékáni vezetése alatt a kar intenzíven fejlődött, eredményei számottevően nőttek.

1980-ban védte meg akadémiai doktori értekezését. Tiszteletre méltó, ritka teljesítmény, hogy vezetőként, oktatóként, kutatóként is maximális teljesítményt nyújtott, egyszerűen tudott mindhárom területen kiváló lenni.



Lévai professzor úr fontos szerepet vállalt a tudományos közéletben. Számos bizottságnak volt aktív tagja, közreműködött doktori bizottságokban, szakbizottságokban, szakosztályokban. Tudományának művelésén túl fontosnak tartotta annak népszerűsítését, az aktív részvételt a szakmai közéletben.

A fogazatok térbeli kapcsolódásaira vonatkozó kutatásait élete végéig folytatta, nem túl régen a Gép-szerkezettani Akadémiai Bizottság ülésén adott erről összefoglalást.

Tudományos-szakmai-vezetői tevékenységének elismerései: Akadémiai Díj, Munka Érdemrend Ezüst majd Arany fokozata, Oktatásügy kiváló dolgozója, Signum Aureum Universitatis, Doctor Honoris Causa, Pro Universitate, majd 1997-ben Professor Emeritus lett.

Halála után íróasztalán maradt egy néhány nappal korábban kézbevett verseskötetet, benne egy cédulával ott, ahol Arany János kiválasztja a fényképet azok közül, amelyeket a Magyar Tudományos Akadémia kívánságára egy fényképész készített róla. Arany azt választotta, amelyiken - kalappal és bottal a kezében - távozni készül egy megöregedett ember.

„Hogy melyik arcképem választom rajzai közül?
Fényképiró úr! A botos és kalapost.
Mint maradó vendég, ül s áll a többi nyugodtan,
Menni csak egy készül; útja van: ez leszek én.”

Kedves Imre Bácsi, tisztelt Professzor Úr! Mi – még maradók – itt állunk. Mindnyájan, akik e megszólításokkal illethettek hosszú életed során, most újra megszólítunk, kiki abból a korból, amikor először engedhette meg magának, hogy Lévai Imre okleveles gépészmérnököt, egyetemi oktatót akkor és ott így szabad, vagy kell szólítani.

Tettük ezt közel kerülve hozzád, de őrizve a tiszteletkívánta távolságot, ami téled - mindenki számára - a baráti közelséget jelentette. Több ezer hallgatód, kollégád előtt jelensz most meg képzeletben - kicsit merengő mosolyoddal, azzal a jellegzetes arcjátékkal, kis torokköszöreléssel, amely megszólalásaidat megelőzte. Nem szólhatsz, de mi hallunk, nem látszol, de mi látunk.

Mi – maradók - mindnyájan köszönjük neked, hogy adtál nekünk, kaphattunk tőled és ezáltal mi többek lettünk.

Elhangzott Dr. Lévai Imre egyetemi tanár temetésén 2012. szeptember 21-én.

Megjegyzés: Ez a szöveg a temetésen elhangzottakból, Dr. Illés Béla dékán és Dr. Döbröczöni Ádám megemlékezéseiből van összeállítva, ezért nincs szerző aláírás!

CONTENTS

1. Antal Dániel, Lénárt József, Kavecz Máté, Marinkovics Ádám Implementation of a PLC controlled workpiece feeding system	3	21. Németh Géza, Dr. Péter József, Döbröczöni Ádám, Németh Nándor Helical torsion spring improvement for epicyclic Traction drive	85
2. Barna Balázs Proportional Velves Testing Workplace at the Machine Tools Department	7	22. Dr. Péter József Theoretical calculations and laboratory tests of flexible gear drive	89
3. Bihari Zoltán, Dr. Szente József, PhD Conceptional design of device for acoustics measuring .	11	23. Dr. Péter József Laboartory tests of flexibl gear drive II.	94
4. Bihari Zoltán, Dr. Szente József Load capacity of roller freewheels	15	24. Pintér Ervin, Dr. Kátai László, Dr. Szabó István, Dr. Szabó Ervin Developement of bevelgearbox with six axis	99
5. Csáki Tibor, Makó Ildikó, Kiss Dániel Development plan of a robotic cell	19	25. Polyák Dominika, Rádics János Péter, Kerényi György, Bellus Zoltán, Hamar József Development of mobile equipmentformillingindustry-forsmallplantsforrapid test of graincontamination	103
6. Csire Géza, Doktorandusz Approximation of surfaces with desired Flexibility by folding a planar layer of Materials	23	26. Porkoláb László, Dr. Pere Balázs, Dr. Égert János Finite element analysis of a spider rim of a racing car	107
7. Dömötör Csaba, Dr. Péter József Nature principles in analogical design	29	27. Sarka Ferenc, Tóbis Zsolt Analysing acoustical characteristics of gearboxes for designing tester equipment	111
8. Ecsedi István, Baksa Attila Determination of stresses and displacements in a piezoelectric hollow circular disk	33	28. Simon Gábor, Török Tamás Improvement of a test machine to establish the nonlinear parameters of driving belts	117
9. Fehér Lajos, Dr. Pere Balázs, Dr. Égert János Finite element analysis of a racing car chassis with given geometry by beam and shell modeling	37	29. Szabó Ferenc János Dangerous error possibilities during finite element modelling and optimization II.	121
10. Földesi Bernát, Rádics János Péter, Kotrocz Krisztián, Tamás Kornél, Jóri J. István Determination of discrete element material model parameters for simulating the process of vegetable oil press	41	30. Szalai Judit PhD, Dr. Váradi Károly Finite element analysis of tubes under axial crushing	127
11. Horváth Péter PhD Modeling electroactive polimer foil	45	31. Szirbik Sándor Vibration analysis for a pillar drilling machine by finite element technique	131
12. Jakab Endre Design of linear positioning feed drive	49	32. Dr. Szilágyi Attila, Hegedűs György, Kiss Dániel Computational analysis of the power Conditions of a rolling-bendingmachinewith High power	135
13. Jászcai Tamás István, Dr. Szabó Tamás Active vibration damping of a linear drive system	53	33. Dr. Szilágyi Attila, Kiss Dániel, Nyerges Dávid Static-stiffness analysis of a rolling-bending Machine with high-power	139
14. Kelemen László, Dr. Szente József Generation of crowned tooth surface by twoparameter Enveloping	57	34. Dr. Szilágyi Attila, Dr. Takács György, Hegedűs György Determination of equivalence between Trapezoidal- and ballscrew drives by software	143
15. Kiss Dániel, Csáki Tibor, Oláhné Lajtos Julianna CNCmachines helps the education at the university of miskolc	61	35. Szűcs Péter, Dr. Váradi Károly Die thermische analyse der „hot-spot” wanderung	147
16. Kotrocz Krisztián, Dr. Kerényi György Discrete element simulation of agricultural soil	65	36. Velezdi György, Csáki Tibor Supercomputer at the university of miskolc	151
17. Lázár András, Collognáth Dezső, Nyitrai Károly, Dr. Horák Péter Developement of individual multi-axis robot	69	37. Vidovics Balázs Questions of effectiveness of design activities in remote collaboration environment	155
18. Lénárt József, Antal Dániel, Kavecz Máté, Marinkovics Ádám Implementation of an automatic palletizing system with intelligent robot	73	38. Zwierczyk Péter T., Dr. Váradi Károly Finite element analysis of frictional state of a railway rail-wheel connection	159
19. Márton Zoltán, Dr. Váradi Károly, Daniel Frölich, Dr. Bernd Sauer Contact behaviour of a radial shaft seal	77	39. Dombóvári Zoltán, Stépán Gábor Dynamic properties of milling tools and their effects on stability of cutting	163
20. Nagy Lajos Analysis of a cylindrical roller follower cam mechanism	81	40. Sarka Ferenc Influence of passive parts to the emitted noise in gear drives	175
		41. Szűcs Renáta, Dr. Kamondi László An introduction to application of Matlab for analysis of gears	179

GÉP

INFORMATIVE JOURNAL

for Technics, Enterprises, Investments, Sales, Research-Development, Market of the Scientific Society of
Mechanical Engineering

Dr. Döbröczöni Ádám
President of Editorial Board

Vesza József
General Editor

Dr. Jármái Károly
Dr. Péter József
Dr. Szabó Szilárd
Deputy

Dr. Barkóczi István
Bányai Zoltán
Dr. Beke János
Dr. Bercsey Tibor
Dr. Bukoveczky György
Dr. Czitán Gábor
Dr. Danyi József
Dr. Dudás Illés
Dr. Gáti József
Dr. Horváth Sándor
Dr. Illés Béla
Kármán Antal
Dr. Kulcsár Béla
Dr. Kalmár Ferenc
Dr. Orbán Ferenc
Dr. Pálkás István
Dr. Patkó Gyula
Dr. Péter László
Dr. Penninger Antal
Dr. Rittinger János
Dr. Szabó István
Dr. Szántó Jenő
Dr. Tímár Imre
Dr. Tóth László
Dr. Varga Emilné Dr. Szűcs Edit

Cooperation in the editing:
Dr. Péter József

DEAR READER,

The journal GÉP has been serving the Hungarian scientists and experts of the engineering sciences since decades, as it enables to introduce their results. During the past years the authors of the published papers has become known and acknowledged, so the anytime members of the editorial board as well. It is a pleasure to re-read the old numbers of the GÉP and this way to visualize growing up new generations let they be working on different fields of the industry or economy, or let they be even university lecturers.

According to the transformation of the national industry-structure plenty of factories were stopped working. Their plan-libraries, their reports on material and structure analysis and their documents on manufacturing with all the knowledge were also destroyed. Some of these very significant factories are Ikarus, Ganz, Óbudai Hajógyár (Ship-factory Óbuda), Diósgyőri Gépgyár (Machine-factory Diósgyőr). Nevertheless old numbers of the GÉP are still there: they are guardians of industrial- and science history data. Office post addresses of industrial colleagues are not operating anymore.

We make contact with the nowadays mechanical engineering generation by electronic mail. In their case we get answers from their office e-mail and later from an other office e-mail. This significantly shows the changes of the industry. In the life of the journal, it's survival and introducing the results of the science in the past few years –not only the national– technical higher educational institutes had a big role because of new researches that could be realised by financial support of the European Union were introduced in the GÉP.

But we also keep the old names in our memory. It was a short time ago, when we commemorate Professor Dr. József Magyary, who was a constant member of the Machine Designer Seminars. Earlier we remembered Dr. András Kálmán, who literally carried the journal on his shoulders. In this year Dr. György Szota associate professor, the expert of the tribology, Dr. György Erney university private teacher, the scientist of designing and producing gears, Dr. Imre Lévai professor emeritus, who was a professional in connection-theory of spatial gearings were gone. Last we lost István Herczeg, the associate professor of the Machine Elements Department at the Technical University for Heavy Industry, who besides the machine design also was a brilliant member of the teaching staff. It is also a remarkable example of preserving and re-evaluating the past the 'Lancsarics Alajos' Laboratory of Motor-diagnostics inaugurated in the past few days at the University of Miskolc at the Department of Fluid and Heat Engineering.

In the life of the GÉP publications of the growing up scientists, excellent engineers of the engineering society bring the continuous reformation, now at the XXVIIIth Seminar of Machine Designers and Product Developers in the organisation of Dr. József Péter. Our industry has been changed, and the science guardian and distributing activity of the journal is getting more important.

Dr. Döbröczöni Ádám

Managing Editor: Vesza József. Editor's address: 3534 Miskolc, Szervezet utca 67.
Postage-address: 3501. Pf. 55. Phone/fax: (+36-46) 379-530, (+36-30) 9-450-270 • e-mail: mail@gepujsag.hu

Published by the Scientific Society of Mechanical Engineering, 1027 Budapest, Fő u. 68.
Postage-address: 1371, Bp, Pf. 433
Phone: 202-0656, Fax: 202-0252, E-mail: a.gaby@gteportal.eu, Internet: www.gte.mtesz.hu
Responsible Publishere: Dr. Igaz Jenő Managing Director

<http://www.gepujsag.hu>

Printed by Gazdász Nyomda Kft. 3534 Miskolc, Szervezet u. 67.
Price per month: 1260 Ft.

Distribution in foreign countries by Kultúra Könyv és Hírlap Külkereskedelmi Vállalat H-1389
Budapest, Pf. 149. and Magyar Média H-1392 Budapest, Pf. 272.

INDEX: 25 343 ISSN 0016-8572

14.15-14.30.	Dr. Szabó Ferenc János egyetemi docens Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék: Veszélyes hibalehetőségek a végeelemes modellezés és optimalálás során II.	Dr. Kerényi György egyetemi docens Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Gép- és Terméktervezés Tanszék, Bellus Zoltán VM Mezőgazdasági Gépesítési Intézet, Hamar József Malomgyártó Kft: Gabona minőségellenőrző műszer fejlesztése, kiszütemi malomipari technológiák minőségbiztosítására	11.45-12.00	Kiss Dániel doktorandusz, Dr. Csáki Tibor egyetemi docens, Oláhné Lajtos Julianna mérnökötanár, Miskolci Egyetem Szerszámgépek Tanszéke: Ipari CNC gépek segítik az oktatást a Miskolci Egyetemen	
14.30-14.45.	Dr. Szirbik Sándor egyetemi docens Miskolci Egyetem Mechanikai Tanszék: Oszlopos fűrőgép rezgéseinek végeelemes vizsgálata		12.00-12.15.	Lázár András doktorandusz, Collognáth Dezső egyetemi tanársegéd, Dr. Horák Péter egyetemi docens Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Gép- és Terméktervezés Tanszék, Nyitrai Károly műszaki tanácsadó Hepenix Kft.: Többtengelyes egyedi manipulátor fejlesztése	
14.45-15.00.	Fehér Lajos MSc hallgató, Dr. Pere Balázs egyetemi docens, Dr. Égert János egyetemi tanár Széchenyi István Egyetem Alkalmazott Mechanika Tanszék: Adott geometriájú versenyautó alváz rúd- és héjmodelljének végeelem analízise	Szekcióvezető: Dr. Szabó Tamás, tanszékvezető egyetemi docens, PhD., Miskolci Egyetem Robert Bosch Mechatronikai Tanszék			
I. szekció. I. emelet, Nagyterem, 2012. november 9. (péntek) délelőtt					
15.00-15.15.	Porkoláb László MSc hallgató, Dr. Pere Balázs egyetemi docens, Dr. Égert János egyetemi tanár Széchenyi István Egyetem, Alkalmazott Mechanika Tanszék: Küllős kialakítású versenyautó keréktárcsa végeelemes analízise	9.00-9.15	Dr. Szabó Tamás, tanszékvezető egyetemi docens, PhD., Jászai Tamás István MSc hallgató, Miskolci Egyetem Robert Bosch Mechatronikai Tanszék: Lineáris hajtás aktív rezgészigetelése	12.15-12.30.	Nyerges Dávid BSc hallgató, Dr. Szilágyi Attila egyetemi docens, Kiss Dániel doktorandusz Miskolci Egyetem Szerszámgépek Tanszéke: Nagyteljesítményű hengerítőgép statikus merevségvizsgálata
15.15-15.30.	Szalai Judit doktorandusz, Dr. Váradi Károly egyetemi tanár Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Gép- és Terméktervezés Tanszék: Dinamikusan terhelt cső alakváltozásának végeelemes vizsgálata	9.15-9.30	Dr. Jakab Endre ny. egyetemi docens, Miskolci Egyetem Robert Bosch Mechatronikai Tanszék: Lineáris előtoló hajtások tervezése	12.30	A Géptervezők és Termékfejlesztők XXVIII. Szemináriumának bezárása
15.30-15.45.	Zwierczyk Péter Tamás doktorandusz, Dr. Váradi Károly egyetemi tanár Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Gép- és Terméktervezés Tanszék: Vasúti sín-kerékbronz kapcsolat súrlódási állapotának végeelemes vizsgálata	9.30-9.45	Kakuk József fejlesztési csoportvezető, RBPT Elektromos Képzésszerszámgyártó Kft: Űtvefűrőgépek tervezése a fúrási hatékonyság figyelembe vételével		II. szekció, I. emelet, Deák terem, 2012. november 9. (péntek) délelőtt
15.45-16.00	Csire Géza doktorandusz, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Gép- és Terméktervezés Tanszék: Kívánt rugalmasságú térbeli felületek közelítése síkok hajtogatásával	9.45-10.00	Dr. Szabóné dr. Makó Ildikó egyetemi docens, Dr. Csáki Tibor egyetemi docens, Kiss Dániel doktorandusz Miskolci Egyetem Szerszámgépek Tanszéke: Robotcella fejlesztési koncepciója	Szekcióvezető: Dr. Péter József egyetemi docens, a műszaki tudomány kandidátusa, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék	
16.00-16.15.	Kotroczy Krisztián doktorandusz, Dr. Kerényi György egyetemi docens, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Gép- és Terméktervezés Tanszék: Mezőgazdasági talajok szimulációja diszkrét elemes módszer (DEM) segítségével	10.00-10.15	Dr. Szilágyi Attila egyetemi docens, Hegedűs György egyetemi adjunktus, Kiss Dániel doktorandusz, Miskolci Egyetem Szerszámgépek Tanszéke: Nagyteljesítményű hengerítőgép erő- és teljesítményviszonyainak számítógépes vizsgálata	9.00-9.15	Dr. Papp Zoltán PhD, egyetemi docens, okleveles bányamérnök, Széchenyi István Egyetem: (K)utak és (k)útvesztők
16.15-16.30	László Zoltán doktorandusz, Csomai Roland Norbert doktorandusz, Lágymányosi Attila egyetemi tanársegéd, Dr. Nagy József egyetemi docens Szent István Egyetem, Gépészmérnöki Kar, Mechanikai és Géptani Intézet: Konstrukciós szempontok 3D szkennertárgyasztal tervezéséhez	10.15-10.30.	Dr. Velezdi György egyetemi adjunktus, Dr. Csáki Tibor egyetemi docens Miskolci Egyetem Szerszámgépek Tanszéke: Szuperszámítógép a Miskolci Egyetemen	9.15-9.30	Kádár Zoltán okl. gépészmérnök, Mezőgazdasági Gépmúzeum, Mezőkövesd: A Hofherr-Schranz-Clayton-Shuttleworth Magyar Gépgyári Művek Rt. 100 éve.
16.30-16.45.	Földesi Bernát egyetemi hallgató, Rádics János Péter egyetemi tanársegéd, Kotroczy Krisztián doktorandusz, Tamás Kornél egyetemi tanársegéd, Dr. Jóri J. István egyetemi tanár, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Gép- és Terméktervezés Tanszék: Diszkrét elemes anyagmodell paramétereinek meghatározása növényolaj-prés folyamatainak szimulációjához	10.30-10.45.	Dr. Barna Balázs tanszéki mérnök Miskolci Egyetem, Szerszámgépek Tanszéke: Arányos szelep vizsgáló munkahely a Szerszámgépek Tanszékén	9.30-9.45	Szűcs Renáta egyetemi tanársegéd, Dr. Kamondi László, egyetemi docens, Miskolci Egyetem, Gép- és Terméktervezési Tanszék: Bevezetés a MATLAB program alkalmazási lehetőségeibe
16.45-17.00	Szűcs Péter MSc hallgató, Dr. Váradi Károly egyetemi tanár Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Gép- és Terméktervezés Tanszék: Hot-Spot vándorlás hőtani elemzése	10.45-11.00.	Antal Dániel egyetemi tanársegéd, Lénárt József egyetemi tanársegéd, Kavecz Máté BSc hallgató, Marinkovics Ádám BSc hallgató Miskolci Egyetem, Robert Bosch Mechatronikai Tanszék: PLC vezérelt munkadarab adagoló rendszer megvalósítása	10.00-10.15.	Tóbis Zsolt tanszéki mérnök, Sarka Ferenc adjunktus Miskolci Egyetem, Gép- és Terméktervezési Tanszék: Fogaskerekes hajtóművek akusztikai jellemzőinek elemzése vizsgáló berendezés tervezéséhez
17.00-17.15	Polyák Dominika egyetemi hallgató, Rádics János Péter egyetemi tanársegéd,	11.00-11.15.	Lénárt József egyetemi tanársegéd, Antal Dániel egyetemi tanársegéd, Kavecz Máté BSc hallgató, Marinkovics Ádám, BSc hallgató Miskolci Egyetem Robert Bosch Mechatronikai Tanszék: Automata palettázó rendszer megvalósítása intelligens robottal	10.15-10.30.	Handki Andrea, okl. műszaki menedzser, tudományos segédmunkatárs: A Stirling motor múltja, jelene és jövője
		11.15-11.30.	Nagy Lajos egyetemi tanársegéd Miskolci Egyetem Robert Bosch Mechatronikai Tanszék: Követőgörgős vezérlőmechanizmus vizsgálata	10.30-10.45.	Juhász Judit környezetmérnök hallgató, Miskolci Egyetem, Műszaki Földtudományi Kar: Emelő és vízemelő szerkezetek a római birodalomban
		11.30-11.45.	Simon Gábor mérnökötanár, Török Tamás BSc hallgató Miskolci Egyetem Szerszámgépek Tanszéke: A szíjak nemlineáris paramétereinek meghatározására alkalmas berendezés fejlesztése	10.45-11.00.	Balogh Nóra, ipari termék és formatervező hallgató, Miskolci Egyetem: A gitár története
				11.00-11.15.	Módis Attila, ipari termék és formatervező hallgató, Miskolci Egyetem: Elektromos és elektronikus hangszerek története
				11.15-11.30.	Dr. Péter József egyetemi docens, CSc. Miskolci Egyetem: A fogaskerek hullámhajtómű alkalmazása repülőgépekben és az űrkutatásban

