

GÉP

A GÉPIPARI TUDOMÁNYOS EGYESÜLET

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

SZERKESZTŐBIZOTTSÁG

Dr. Döbröczöni Ádám
elnök

Dr. Kálmán András
főszerkesztő

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
Dr. Jármái Károly
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 számot szerkesztette:
Dr. Péter József

KEDVES OLVASÓ!

A magyarországi ipar és gazdaság az elmúlt két évtizedben a folyamatos útkezesés – kiútkezesés – éveit élte és ma is ezt teszi. Az ipari termelés szerkezete átalakult, bár korábban is számottevő – hosszabb távlatban történelmi jelentőségű - magyar résztvevői voltak a nemzetközi piacnak, mára a hazai ipari tevékenység egyre inkább integrálódik a földgolyót körülölelő ipari együttműködésbe.

Számos korábbi gyár megszűnt, utód-vállalataik sokszor keserves körülmények között küzdenek a megújulásért, ugyanakkor új gyárak települtek a Dunántúlra, Kecskemétre, Nyíregyházára, Miskolcra. E gyárak termékei – gépjárművek és elemeik, vasúti járműelemek, háztartási gépek, kéziszerszámok - újra a világra készülnek.

A gépipar számára nagy gondot jelent az, hogy mind a műszaki szakképzés, mind a középfokú és felsőfokú műszaki oktatás képzési gondokkal küzd, amelynek elsődleges oka a tanulókban lévő ifjúság felszínes érdeklődése a műszaki és természettudományok iránt.

Az egyetemi felvételik statisztikái szerint még mindig kevés az olyan diák, aki elhivatottságból, belső érdeklődéstől vezérelve választaná a műszaki pályát, holott elhelyezkedési lehetőségei sokszorosan jobbakként lennének az átlagnál.

Ezért rendkívül fontos minden olyan fórum, ahol a műszaki – közelebbről gépészeti és termékfejlesztési – eredmények széles közönség előtt megjelenhetnek. A Géptervező- és Termékfejlesztő Szemináriumok sora, maga a GÉP folyóirat is egyike a fórumoknak, ahol mind a szakmai, mind az érdeklődő közönség megismerkedhet az új eredményekkel, a tervezők, alkotók oktatók pedig találkozhatnak egymással.

A személyes találkozások egyre fontosabbak. Sokunk érzése szerint a műszaki érdeklődés csökkenése miatt „kimaradt egy generáció” az arányaiban kevesebben vannak „negyvenesek, ötvenesek”, mint a korábbi években. Öröndetes ugyanakkor, hogy az új gyárak fiatal mérnökei, de különösen az egyetemi doktori képzésben résztvevő fiatal kutatók – „harmincasok” a GÉP számaiban egyre gyakrabban jelennek meg – többek között a doktori iskolák beszámolóiban is.

Reméljük, hogy a Géptervezők és Termékfejlesztők XXVI. Szemináriuma a generációk „egymásra találásának” helyszíne, az új eredmények sikeres fóruma lesz!

Dr. Döbröczöni Ádám

A szerkesztésért felelős: dr. Kálmán András. A szerkesztőség címe: 3529 Miskolc, Budai József u. 46.

Telefon/fax: (46) 325-504, 20/9358-812 • e-mail: kaetsa@t-online.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 Internetcíme: <http://members.chello.hu/cokom>

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. Felelős vezető: Vesza József

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

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

Egy szám ára: 1000 Ft + áfa. Dupla szám ára: 2000 Ft + áfa.

Előfizetés negyedévre: 3000 Ft + áfa, fél évre: 6000 Ft + áfa, egy évre: 12 000 Ft + áfa.

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.

TARTALOM

1. <i>Bachrathy D.; Stépan G.:</i> Optimális axiális fogásmélység csavart élű marószerszámra frekvencia átviteli függvény alkalmazásával	3
2. <i>Barányi I.; Kalácska G.; Czifra Á.:</i> Felületi mikrotopográfiák fraktál dimenziójának meghatározása	7
3. <i>Bihari Z.; Szente J.:</i> Az állandó zárószög feltétele görgős szabadonfutóknál	11
4. <i>Bozzay M.; Horák P.:</i> Reverse engineering módszer alkalmazása csigahajtópárok modellezésére	14
5. <i>Bölkény I.:</i> Nagynyomású generátor rekonstrukciója és továbbfejlesztése	18
6. <i>Brezvai G.; Krisch, R.:</i> A képlékeny alakváltozási folyamat szimulációja sikkerekes hullámhajtóművek fogazásánál	21
7. <i>Gulan L.; Bukoveczky J.:</i> Mobil munkagépek moduláris tervezésének gazdaságossági aspektusa	24
8. <i>Cserépi M. Zs.; Péter J.:</i> Hajtóművek csoportosítási lehetőségei	28
9. <i>Dániel B.:</i> A Robotino képességeinek kiszélesítése LABVIEW segítségével	32
10. <i>Döbröczöni Á., Kovács J.:</i> A géptervezők és termékfejlesztők XXVI. szemináriuma búcsúzik dr. Kálmán Andrástól	38
11. <i>Erdélyi J., Lukács J.:</i> Aszinkron váltóáramú hidraulikus hajtás (A-ACH) vizsgálata	39
12. <i>Hegedűs J.:</i> Szakmai élményszintézis – a szemináriumok kisugárzása a hazai terméktervezésre	42
13. <i>Kátai L.; Szabó I.:</i> Hajtásbeállítás hatása az ékszíjak melegedési viszonyaira	44
14. <i>Kozma M.; Molnár L.; Váradi K.; Oroszvály L.:</i> Csavarrugóval előfeszített, erővel záró tengelykapcsoló	48
15. <i>Magyar B.; Horák P.; Sauer B.; Fábrián Cs.:</i> K típusú csigahajtás fogsúrlódási tényezőjének kísérleti analízise	51
16. <i>Molnár L.; Váradi K.; Bódai G.; Zwierczyk P.; Oroszvály L.:</i> Tűgörgős csapágycsak egyszerűsített modellezése mérnöki szerkezetek végeeselemes analiziséhez	55
17. <i>Nagy J.; Kátai L.; Fülöp I.; Nagy I.; Kajtár P.:</i> Ültető- és palántázógép fejlesztése energianád természetéhez	59
18. <i>Németh G.; Péter J.:</i> A rugalmas epiciklois hajtások áttételi intervallumának bővítése I.	63
19. <i>Orbán F.:</i> Szendvicstartó statikus és dinamikus vizsgálata	65
20. <i>Oroszlány Á.:</i> Speciális orvosi csavarok fejlesztése	67
21. <i>Péter J.:</i> A dizájn értelmezése	71
22. <i>Péter J.; Németh G.:</i> Rugalmas mechanizmusok	77
23. <i>Piros A.; Bercsey T.:</i> Mechanikai alkatrészek kiválasztására szolgáló fuzzy értékelési módszerek összehasonlítása	83
24. <i>Ronyecz P.:</i> Gyártás központú tervező szemlélet, kihívások a modellezésben	87
25. <i>Simonovics J.; Váradi K.; Bodzay T.:</i> Medencetörés rögzítési technikák vizsgálata	90
26. <i>Szabó A.:</i> Zöld anyagok a csomagolástervezésben	94
27. <i>Szabó Gy.; Mischinger G.; Moharos I.; Mochnács M.:</i> Váz-izomrendszeri kockázatok értékelése és csökkentése gépek tervezésekor	98
28. <i>Szűcs R.; Kamondi L.:</i> Bevezetés a fogaskerék geometria dinamikai vizsgálatokra gyakorolt hatásába	102
29. <i>Urbán I.:</i> Szálerősítésű műanyag termékek gyártásának előkészítése–formaleválasztás	105
30. <i>Farkas Z.:</i> A tömegközlekedés akadálymentesítésének lehetőségei terméktervező szemmel	107
31. <i>Bódai G., Váradi K., Molnár L., Oroszvály L.:</i> Fékhengerembrán hőmérsékletfüggő állapotvizsgálata	111

OPTIMÁLIS AXIÁLIS FOGÁSMÉLYSÉG CSAVART ÉLŰ MARÓSZERSZÁMRA FREKVENCIA ÁTVITELI FÜGGVÉNY ALKALMAZÁSÁVAL

COMPUTATION OF THE APPROPRIATE AXIAL IMMERSIONS FOR HELICAL MILLS BASED ON FREQUENCY RESPONSE FUNCTIONS

Bachrathy Dániel, tudományos segédmunkatárs, MTA-BME Gépek és Járművek Dinamikája Kutatócsoport
Stépan Gábor, MTA tagja, BME, Gépészmérnöki Kar, Műszaki Mechanikai Tanszék

ABSTRACT

The forced vibrations of the milling process with helical tool are modeled and analyzed. The cutting stability and the forced vibration amplitude are determined by means of the frequency response function of the machine tool structure. The appropriate axial immersions are defined as those values where the periodic cutting force creates only negligible vibrations. The calculations of these values are presented for a multiple degree of freedom system.

1. BEVEZETÉS

A marási folyamat termelékenységét nem csupán a szerszám keménysége, a marógép merevsége, vagy a főorsó maximális fordulatszáma határozza meg, hanem a teljes rendszer dinamikai tulajdonságai, hiszen a megmunkálás során előforduló nagy amplitúdójú rezgések általában rossz felületi minőséget eredményeznek, tönkretelhetik a szerszámot, túlterhelhetik a gépet. A termelékenység növelésének fő akadályát az öngerjesztett-rezgések jelentik, amelyek a forgácsoló erő által okozott gerjesztett rezgések instabillá válása esetén jelennek meg [1,2,3,4]. Ebben az esetben nagy amplitúdójú kaotikus, kvázi-periodikus vagy többszörös periódusú rezgések jelentkezhetnek [5,6,7,8,9].

A marási folyamat optimalizálható az úgynevezett stabilitási térkép segítségével [1,2,3], amely megmutatja, hogy mely technológiai paraméterek esetén kerülhetők el az öngerjesztett-rezgések, azaz hogy milyen esetben lesz a periodikusan gerjesztett forgácsolási folyamat stabil. Az így választott paramétereknél, amelyek a jól ismert instabil tartományok közötti paraméter „zsebekben” helyezkednek el [5,6], általában rezonancia közeli gerjesztett rezgések alakulnak ki, amelyek rossz felületi minőséget vagy alakhibát is eredményezhetnek, továbbá nagy terhelést jelentenek a szerszámmra és a marógépre egyaránt.

Egy szabadságfokú mechanikai modellre bebizonyították [10], hogy csavart élű marószerszám esetén léteznek olyan w_{opt} optimális axiális fogásmélységek, amelyeknél a forgácsoló erő egyik rezonáns felharmonikusa kiküszöbölhető. Abban az esetben, amikor a forgácsoló erő konstans, triviális optimális axiális fogásmélységről beszélünk

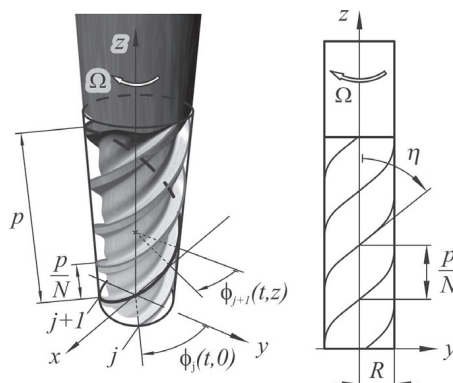
$$w_{opt}^{triv} = j \frac{p}{N}, \quad j = 0, 1, 2, 3, \dots \quad (1)$$

ahol p a csavart élű szerszám menetemelkedése (1. ábra), N pedig a maróélek száma. A nem-triviális axiális fogásmélységek esetén a forgácsoló erő nem konstans, de a megfelelő rezonáns felharmonikusa zérus, így nem hoz létre nagy amplitúdójú gerjesztett rezgést. Ekkor:

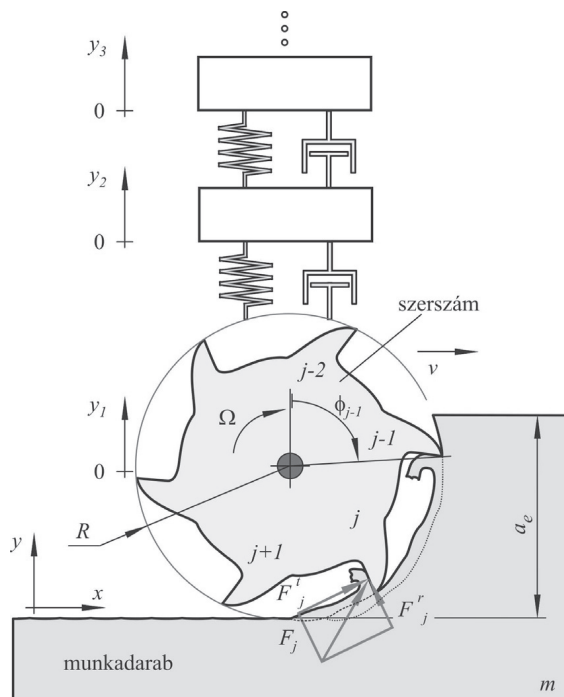
$$w_{opt}^{n, triv} = j \frac{p \Omega}{\omega_{n,i}}, \quad j = 0, 1, 2, 3, \dots \quad (2)$$

ahol Ω a főorsó fordulatszáma, $\omega_{n,i}$ pedig a kiválasztott i . sajátfrekvencia. Ezen fogásmélységek felhasználásával

beállíthatók a fent említett nagy termelékenységhez tartozó technológiai paraméterek.



1. ábra. Csavart élű szerszám geometriai leírása.



2. ábra. A marás felületre merőleges irányban vizsgált több szabadságfokú mechanikai modellje.

Jelen munkánk célja, hogy számítással ellenőrizzük az optimális axiális fogásmélység analitikus egyenleteit több szabadságfokú rendszerek a rezgésmérésekkel meghatározható frekvencia átviteli függvény segítségével.

2. MECHANIKAI MODELL

Az általunk használt mechanikai modell (2. ábra) segítségével a szerszámnak a megmunkált felületre merőleges rezgéseit vizsgáljuk $y_1(t)$, hiszen döntően ezek befolyásolják a kialakított felületi minőséget. Feltételezzük

továbbá, hogy a munkadarab és annak rögzítése ideálisan merev.

A mechanikai rendszer dinamikai tulajdonságainak leírására a szerszámcúcsnál mért frekvencia átviteli függvényt $FRF(\omega)$ használjuk, amely megadja a szerszám $y_1(\omega)$ elmozdulásnak, és az $F(\omega)$ eredő forgácsoló erő y irányú komponensének az arányát frekvencia tartományban:

$$FRF(\omega) = \frac{y_1(\omega)}{F(\omega)}. \quad (3)$$

A kialakuló szerszám rezgések vizsgálatához szükség van a forgácsolóerő időbeli változását leíró függvényre. A csavart élű szerszám j . élén, z magasságban lévő dz vastagságú keresztmetszetén fellépő radiális és tangenciális forgácsoló erők leírására lineáris erőmodellt veszünk figyelembe [11, 12]:

$$\begin{bmatrix} dF_j^r \\ dF_j^t \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{1r} \\ k_{1t} \end{bmatrix} h(t, z, y_1(t), y_1(t-\tau)) dz + \begin{bmatrix} k_{0r} \\ k_{0t} \end{bmatrix} dz, \quad (4)$$

ahol k_{1r} , a radiális, k_{1t} , a tangenciális nyírási tényező, k_{0r} és k_{0t} pedig az él tényezők. A z magasságban lévő $h(t, z, y_1(t), y_1(t-\tau))$ pillanatnyi forgácsvastagság számításához figyelembe kell venni a felület regenerációs hatását [5, 13, 4, 14, 15], amely megadja, hogy a forgács vastagság függ a szerszám pillanatnyi elmozdulásától $y_1(t)$ és egy $\tau=2\pi/\Omega N$ fogkövetési periódussal előbbi $y_1(t-\tau)$ elmozdulástól is, leírva a megelőző vágóél által létrehozott rezgésnyomot:

$$h(t, z, y_1(t), y_1(t-\tau)) = g(\phi_j(t, z)) \times f_z \sin(\phi_j(t, z)) + (y_1(t) - y_1(t-\tau)) \cos(\phi_j(t, z)), \quad (5)$$

ahol $f_z=v\tau$ a fogankénti eltolás, v a szerszám eltolási sebessége,

$$\phi_j(t, z) = t\Omega - j2\pi/N - \frac{2\pi z}{p} \quad (6)$$

pedig a z magasságban lévő j . vágóél pillanatnyi szöghelyzete. A

$$g(\phi_j(t, z)) = \begin{cases} 1 & \text{if } \phi_{be} \leq \phi_j(t, z) \leq \phi_{ki} \\ 0 & \text{egyébként} \end{cases} \quad (7)$$

ablak (vagy másként szűrő) függvény megmutatja, hogy a szerszám csak a ϕ_{be} belépési és a ϕ_{ki} kilépési szög között érintkezik az anyaggal. A ki- és a belépési szögek az a_c radiális fogásmélységből számíthatók adott egyenirányú vagy ellenirányú marás esetén [10,13,16].

Felhasználva az (5), (6) és (7) egyenleteket, a teljes szerszámra ható fogácsolóerő y irányú komponense számítható a (4) egyenlet integrálásával zérustól a w axiális fogásmélységig:

$$F(t, y_1(t), y_1(t-\tau)) = F_{stac}(t) + \tilde{w}(t)(y_1(t) - y_1(t-\tau)), \quad (8)$$

ahol F_{stac} a teljes forgácsoló erő stacionárius komponense a gerjesztett rezgésekért felelős és az alábbi módon számítható:

$$F_{stac}(t) = \sum_{j=1}^N \int_0^w g(\phi_j(t, z)) \left(k_{0r} \sin(\phi_j(t, z)) - k_{0r} \cos(\phi_j(t, z)) + f_z \left(k_{1t} \sin^2(\phi_j(t, z)) - k_{1r} \sin(\phi_j(t, z)) \cos(\phi_j(t, z)) \right) \right) dz, \quad (9)$$

a regeneratív hatásért felelős tagok együtthatója pedig

$$\tilde{w}(t) = \sum_{j=1}^N \int_0^w g(\phi_j(t, z)) \left(k_{1t} \sin(\phi_j(t, z)) \cos(\phi_j(t, z)) - k_{1r} \cos^2(\phi_j(t, z)) \right) dz. \quad (10)$$

Az (8) által megadott mozgásegyenlet egy lineáris időkéleltetett differenciálegyenlet időben periodikus együtthatókkal, ahol az időkézés és a tényezők periódusideje megegyezik a τ fogkövetési periódussal. Ez az egyenlet megadja a gerjesztett rezgéseket, és leírja azok stabilitási tulajdonságait is.

3. GERJESZTETT REZGÉSEK ÉS AZOK STABILITÁSA
A gerjesztett periodikus rezgések vizsgálatához a szerszám mozgását két komponensre bontjuk:

$$y_1(t) = y_{1p}(t) + y_{1h}(t) \quad (11)$$

ahol, $y_{1p}(t) = y_{1p}(t+\tau)$ a szerszám rezgésének gerjesztett τ -periodikus komponense, $y_{1h}(t)$ pedig a homogén része, amely stabil esetben magába foglalja a kezdeti tranziens mozgást, instabil esetben pedig a nagy amplitúdójú öngerjesztett rezgéseket.

3.1. Periodikus rezgés

A periodikus komponens vizsgálatakor a (8) egyenletben szereplő $y_1(t-\tau) - y_1(t)$ tagok kiesnek, így a szerszám mozgása számítható az stacioner erőkomponens Fourier transzformációja után az alábbiak szerint:

$$y_{1p}(\omega) = F_{stac}(\omega) FRF(\omega). \quad (12)$$

Az így kapott rezgés inverz Fourier transzformációja után számítható a rezgésre jellemző (csúcstól-csúcsig vagy kétszeres) amplitúdó

$$A = \max(y_1(t)) - \min(y_1(t)), \quad (13)$$

amely csak stabil megmunkálás esetén mérhető.

3.2. Stabilitási vizsgálat

A gerjesztett periodikus mozgás stabilitásvizsgálatát többféle módon végezhetjük el. Ezek közül a legegyszerűbb a numerikus, időbeli szimuláció segítségével meghatározott stabilitási térképek, ennek a módszernek viszont hátránya a nagy számítási igény.

Egy másik, igen jól kidolgozott módszer a szermi-diszkrétizációs eljárás [17,18,19,20], amely nem csak a stabilitási határokat adja meg, hanem a tranziens rezgés tulajdonságairól is ad információt.

További elterjedt módszer az úgynevezett sokfrekvenciás megoldás (multi-frequency-solution) [21,22], amely a stabilitási határokat a mért frekvencia átviteli függvény direkt felhasználásával állítja elő, ami viszont a mért függvények utólagos matematikai kezelése

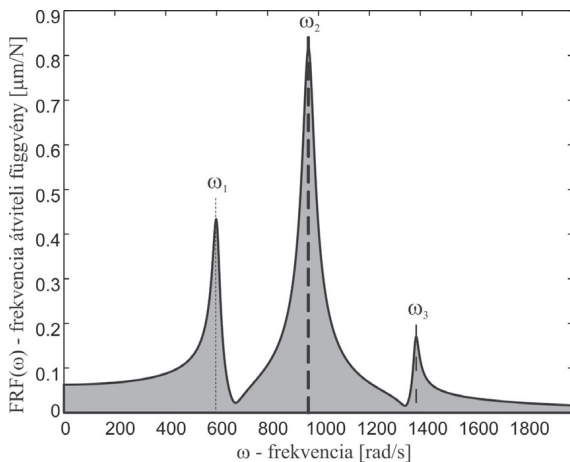
nélkül pontatlan lehet. Jelen munkánkban az gerjesztett rezgés stabilitását egy analitikusan meghatározott átviteli függvényből a sokfrekvenciás megoldás segítségével határoztuk meg.

4. TESZT FEALADAT

Az (1) és (2) egyenletek ellenőrzésére egy többszabadságfokú modellt vizsgáltunk egy adott dinamikájú szerszám gép, egy meghatározott szerszám és rögzített technológiai paraméterek mellett.

4.1. Frekvencia átviteli függvény

A számításokhoz egy 3 szabadságfokú rendszert modelleztünk, amely modális paramétereit egy tesztberendezés mérési adatai alapján határoztuk meg [16] (1. táblázat). A rendszer átviteli függvénye a 3. ábrán látható.



3. ábra. Frekvencia átviteli függvény.

1. táblázat. C45 acél vágási tényezői

i.	m_i	c_i	k_i	ω_i	D_i
	[kg]	[Ns/m]	[N/ μ m]	[rad/s]	[Hz]
1	136	3986	49.07	600.7	95.6
2	27.2	1275	25.12	961.1	153.0
3	204	4584	389.3	1381.5	219.9

4.2. Technológiai és szerszám paraméterek

A számítás során a [16]-ban publikált C45-ös acél vágási együtthatóit használtuk (lásd 2. táblázat).

2. táblázat. C45 acél vágási tényezői

k_{1t}	k_{1r}	k_{0t}	k_{0r}
[N/mm ²]	[N/mm ²]	[N/mm]	[N/mm]
1889.1	775.5	63.1	78.2

A modellezett marószerszám $N=2$ élű, $R=30$ [mm] sugarú és $p=100$ [mm] menetemelkedésű. Az ellenirányú marási folyamat megmunkálási paraméterei közül az $f_z=0.15$ [mm] fogankénti előtolást és az $a_e=3$ [mm] radiális

fogásmélységet ($a_e/(2R)=5\%$, $\phi_{be}=154.16^\circ$, $\phi_{ki}=180^\circ$) rögzítettnek tekintjük és a számítások során csak a stabilitási térkép szokásos paramétereit, a w axiális fogásmélységet és az Ω fordulatszámot változtattuk.

5. EREDMÉNYEK

A (9) és (12) egyenletek alapján kiszámított stacionárius forgácsoló erő felhasználásával meghatároztuk a rezgés amplitúdóját, amelyet a színskála felhasználásával mutatunk be a 4. ábrán $w=0-50$ [mm] axiális fogásmélység és $\Omega=100-850$ [rad/s] (955-8117[rpm]) fordulatszám tartományon. A sötét régiókban a rezgés amplitúdója elérheti akár a 0.5 [mm]-t is, amely jelentős felületi hibákat eredményezhet.

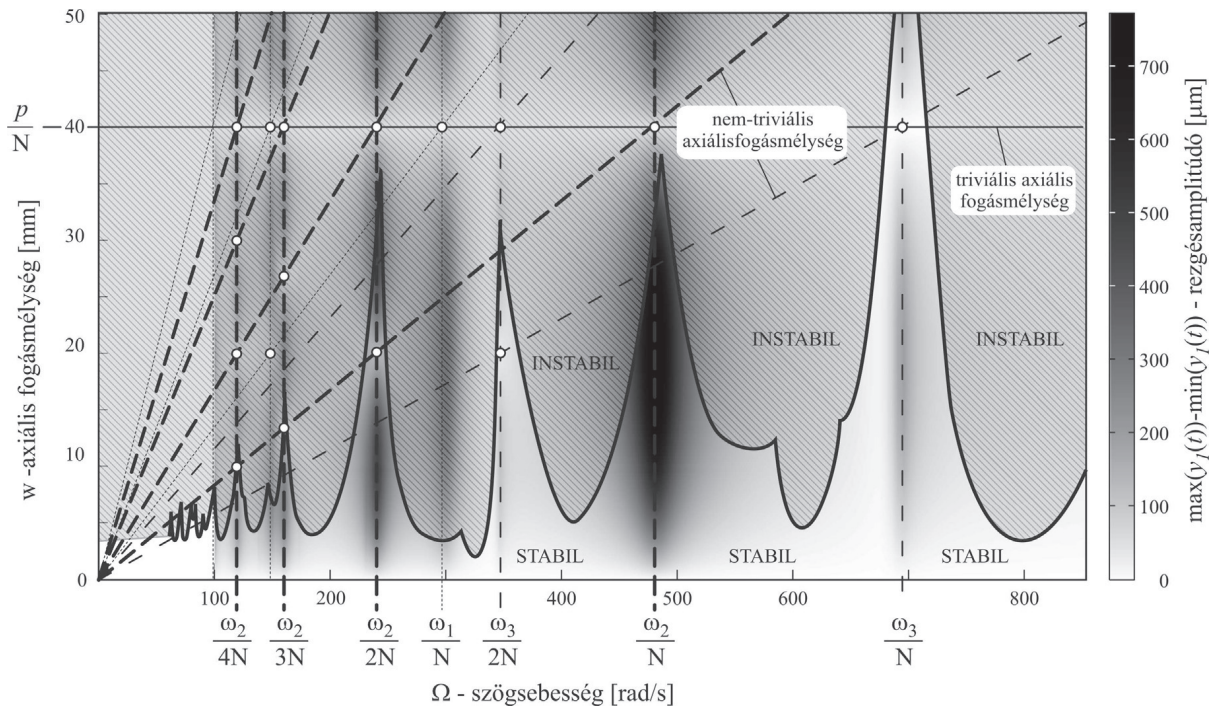
Az ábrán a vonalkázott terület az instabil paraméter tartományokat jelzi. Jól látható, hogy az úgynevezett instabil „lebenyek” közé eső paraméter „zsebekben” nagy axiális fogásmélység érhető el, viszont ezek mind rezonáns fordulatszámokhoz tartoznak. Egy adott sajátfrekvenciához tartozó rezonáns fordulatszámokat (ω_1/N , $\omega_1/2N$, $\omega_1/3N$,... ω_2/N , $\omega_2/2N$,... ω_3/N , $\omega_3/2N$...) függőleges vonalak jelzik.

A 4. ábrán bejelöltük a rendszer adott sajátfrekvenciájához tartozó, az (1) és (2) egyenletek alapján megadott optimális axiális fogásmélység értékeket is. Jól látható, hogy rezonáns szögsebesség mellett csak az adott optimális axiális fogásmélység esetén nem alakulnak ki nagy amplitúdójú gerjesztett rezgések (4. ábra fehér körök), ezzel belátható, hogy az analitikus módon meghatározott egyszerű (1)-(2) egyenletek jól használhatóak több szabadságfok esetén is.

Megfigyelhető továbbá, hogy a stabil tartományok csak viszonylag nagy fordulatszám esetén érik el az első triviális axiális fogásmélységet ($p/N=50$ [mm]). Sok esetben ezt a fordulatszámot nem tudjuk elérni fordulatszámkorlát vagy teljesítménykorlát miatt, valamint előfordulhat, hogy a triviális optimális axiális fogásmélység nem használható a munkadarab geometriájából adódóan, esetleg egyszerűen a szerszám hossza (rövidsége) miatt. A nem-triviális axiális fogásmélység nagy előnye, hogy értéke sokkal kisebb is lehet mint a triviális, így jobban alkalmazható egyes geometriák esetén és kihasználhatóvá válnak a nagy termelékenységu technológiai paramétereket anélkül, hogy káros nagy amplitúdójú gerjesztett rezgések jelennének meg.

6. KÖSZÖNETNYÍLVÁNÍTÁS

A szerzők köszönetet mondanak az Országos Tudományos Kutatási Alapprogramnak (OTKA, projektszám: 68910), 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



4. ábra. Stabilitási térkép és a gerjesztett rezgések amplitúdói. Az instabil tartományok árnyékoltak, vonalkézottak. A szürkeskála a gerjesztett rezgési amplitúdókkal arányos. A függőleges vonalak a rezonáns szögsebességeket jelölik. A vízszintes folytonos vonal a triviális axiális fogásmélység, a ferde vonalak pedig a nem-triviális axiális fogásmélységek.

7. IRODALOM

[1] J. Tlustý, L. Spacek, Self-excited vibrations on machine tools, Nakl.CSAV, 1954 (in Czech).
 [2] J. Tlustý, and M. Poláček, The stability of machine-tool against self-excited vibration in machining, Proceedings of the International Research in Production Engineering, American Society of Mechanical Engineers (ASME), (1963) 465.
 [3] S.Tobias, Machine-tool Vibration, Blackie. London, Glasgow, 1965.
 [4] D. Montgomery, Y. Altintas, Mechanism of cutting force and surface generation in dynamic milling. Journal of Engineering for Industry, 113 (1991) 160–168.
 [5] G. Stépán, Retarded Dynamical Systems, Longman, London, 1989.
 [6] R. Szalai, G. Stépán, S. Hogan, Global dynamics of low immersion high-speed milling, Chaos 14 (4) (2004) 1069–1077.
 [7] G. Stépán, R. Szalai, B. P. Mann, P. V. Bayly, T. Insperger, J. Gradišek, E. Govekar, Nonlinear dynamics of high-speed milling – analyses, numerics and experiments, Journal of Vibration and Acoustics, 127(2) (2005) 197-203.
 [8] Z. Dombóvári, R. E. Wilson, G. Stépán, Estimates of the bistable region in metal cutting. Proceeding of the Royal Society-Mathematical Physical and Engineering Sciences 464 (2008) 3255-3271.
 [9] D. Bachrathy, G. Stepan, J. Turi, State dependent regenerative effect in milling processes, ASME Computational and Nonlinear Dynamics (2010) 1–10, submitted.
 [10] D. Bachrathy, T. Insperger, G. Stépán, Surface properties of the machined workpiece for helical mills, Machine Science and Technology, 13(2) (2009) 227-245.
 [11] W.A. Kline, R.E. Devor, I.A. Shareef, Prediction of surface accuracy in end milling, ASME Journal of Engineering for Industry, 104 (1982) 272–278.
 [12] A.D. Spence, Y. Altintas, CAD assisted adaptive control for milling, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control 113 (1991) 444–450.

[13] T. Insperger, H. Gradišek, M. Kalveram, G. Stépán, K. Weinert, E. Govekar, Machine tool chatter and surface location error in milling processes, Journal of Manufacturing Science and Engineering, 128(4) (2006) 913-920.
 [14] B. P. Mann, K.A. Young, T. L. Schmitz, D. N. Diley, Simultaneous stability and surface location error predictions in milling, Journal of Manufacturing Science and Engineering, 127 (2005) 446-453.
 [15] T. Insperger, G. Stépán, Stability of high-speed milling, Proceedings of ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Orlando, Florida, 241 (2000) 119-123.
 [16] J. Muñoa, Desarrollo de un Modelo General para la Predicción de la Estabilidad del Proceso de Fresado. ..., PhD Thesis, University of Mondragon, 2007 (in Spanish).
 [17] T. Insperger, G. Stépán, Semi-discretization of delayed dynamical systems, in Proceedings of the ASME 2001 Design Engineering Technical Conferences, Pittsburgh, Pennsylvania (2001), paper no. DETC2001/VIB-21446 (CD-ROM).
 [18] T. Insperger, G. Stépán, Updated semi-discretization method for periodic delay-differential equations with discrete delay, International Journal of Numerical Methods in Engineering, 61(1) (2004) 117-141.
 [19] T. Insperger, G. Stépán, J. Turi, On the higher-order semi-discretizations for periodic delayed systems, Journal of Sound and Vibration, 313 (2008) 334–341.
 [20] B. Balachandran, T. Kalmár-Nagy, D. E. Gilsinn, Delay Differential Equations: Recent Advances and New Directions, Spinger, 2009.
 [21] Y. Altintas, G. Stepan, D. Merdol, Z. Dombovari, Chatter stability of milling in frequency and discrete time domain, CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology, 1 (2008) 35-44.
 [22] Budak, E., Altintas, Y., Analytical Prediction of Chatter Stability Conditions for Multi-degree of Systems in Milling. Part I. Modelling, Part II. Applications, Transactions of ASME Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, 120 (1998) 22–30.

FELÜLETI MIKROTOPOGRÁFIÁK FRAKTÁL DIMENZIÓJÁ- NAK MEGHATÁROZÁSA

FRACTAL DIMENSION OF SURFACE MICROTOPOGRAPHIES

BARÁNYI ISTVÁN*, KALÁCSKA GÁBOR** Prof. Dr., CZIFRA ÁRPÁD*, Dr.

*Óbudai Egyetem, Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar

**Szent István Egyetem, Gépészmérnöki Kar

ABSTRACT

Nowadays to characterise surface microtopographies fractal analysis becomes more and more popular. Calculating fractal dimension several methods are available. In this paper two – widely used – method are applied to calculate the fractal dimension of engineering surfaces produced different surface finishing techniques. Results show the weak point and uncertainties of methods.

1. BEVEZETÉS

A felületi mikrotopográfia jellemzése hagyományosan összefonódott a különböző felületalakító eljárások minősítésével, illetve annak feltérképezésével, hogy az egyes gyártástechnológiai folyamatok milyen jellegű felületeket eredményeznek.

A hagyományos paraméter alapú kiértékeléstechnika korlátai – érzékenység a mintavételi hosszra és a mintavételi lépésközre – számos „alternatív” mikrogeometriai, mikrotopográfiai kiértékelési irányzatot hívtak életre. Napjaink népszerű irányzatai közé tartoznak a különböző korrelációs függvények, a teljesítmény sűrűség spektrum (PSD) vagy a fraktál analízis. Ezen módszerek a felületek olyan jellegzetességeit domborítják ki, melyet a hagyományos technikák rejtve hagynak. Ugyanakkor ezen módszerek gyakorlati alkalmazása számos nyitott kérdést tartogat. Kellő mennyiségű gyakorlati tapasztalat híján használatuk bizonytalanságokat rejt magában.

Jelen munkánk ezen bizonytalanságok feltárását célozza. Vizsgálataink során különböző megmunkálású mikrogeometriák PSD analízisét végeztük el, egyrészt a profilok közvetlen felhasználásával, másrészt a profilok autokorrelációs függvényéből (ACF) származtatva a PSD-t. A vizsgálatokból a felület domináns hullámhosszára és fraktál dimenziójára következtettünk. Alternatív megoldásként a profilok magasságkülönbség korrelációs függvényét használtuk az említett mennyiségek meghatáro-

zására. Célunk annak feltérképezése volt, hogy az egyes módszerek milyen mértékben alkalmassak a felületek hullámhossz és fraktál jellemzésére, milyen előnyök, hátrányok jellemzik azokat.

2. A VIZSGÁLT TOPOGRÁFIÁK

Munkánk során ötféle megmunkálású felületek elemzését végeztük el (E=esztergált, K=köszörült; M=mart, G=görgőzött, S=szikraforgácsolt). A gyártási eljárásoknál eltérő átlagos felületi érdességű és egyenetlenség magasságú topográfiaikat választottunk ki. A méréseket 2 µm-es mintavétellel végeztük, 1 mm profilszakaszokon (3-3 profilon minden megmunkálásra). Korábbi vizsgálataink [1] igazolták, hogy a PSD és HDCF technikák sokkal kevésbé érzékenyek a mért profil hosszára, mint a klasszikus technikák, így nem láttuk szükségét a szabványos mérési hosszakon való mintavételnek. A kis mintavételi hosszak különösen topográfiai mérések esetén van jelentősége, ahol nagyobb felületrészek megfelelő felbontású vizsgálata jelentős CPU-idő növekedést okoz. A rövid mintavételi hosszal célunk volt felmérni a felhasznált technikák ilyen szempontú alkalmasságát.

3. KIÉRTÉKELÉSTECHNIKA

Műszaki felületek mikrotopográfijának hullámhossz és fraktál információi számos eljárással meghatározhatók. Jelen munkánkban PSD és HDCF alapú technikákat alkalmaztunk. A helytartományból frekvenciatartományba való áttérés Fourier-transzformációval történik, melynek eredményeit a teljesítmény sűrűség spektrummal (PSD) jellemezzük. A 2D-s PSD függvény előállítható a véletlen jel közvetlen Fourier-transzformáltjával, vagy a jelből származtatott autokorrelációs függvény Fourier transzformáltjával [2]. Az első megközelítés a valós térből átvezet a frekvenciatérbe, megjelenítve a jelben felfedezhető hullámhosszakat. Az

autókorrelációs függvény feltételezi a sztochasztikus jelek stacionárius és ergodikus jellegét. Műszaki felületeink gyártástechnológiája során szinte kivétel nélkül elmondhatjuk, hogy a felület valamilyen periodicitással magán viseli a megmunkálás nyomait, stacionárius jellegű. Az autókorrelációs függvény alkalmazása tehát helyénvaló és megoldást jelent a profilon megjelenő „véletlenszerűnek tűnő” elemek eltávolítására. A belőle származtatott PSD így „letisztult” állapotában jeleníti meg a profil jellegzetes hullámhosszait.

Egy diszkrét pontokból álló profil autókorrelációja, illetve Fourier transzformáltja rendre az (1) és (2) egyenletek szerint végezhető el.

$$R(r\Delta x) = \frac{1}{M-r} \sum_{i=1}^{M-r} z(x_i)z(x_{i+r}), \quad (1)$$

ahol Δx a mintavételi lépésköz, $z(x_i)$ az x_i helyen lévő magasságkoordináta, N a profil pontjainak száma, r az eltolás lépésszáma.

$$F(q_p) = \Delta x \sum_{i=1}^M z(x_i) e^{-j2\pi q_p x_i}, \quad (2)$$

ahol q_p a p -edik frekvencia.

A transzformáció eredménye két formában jeleníthető meg: egyrészt a hullámhossz függvényében lineáris léptékben, ahol kiugró lokális maximumként megjelennek a profilra jellemző domináns hullámhosszak, másrészt a frekvencia függvényében logaritmikus léptékben, ahol a PSD-re illesztett egyenes meredekségéből meghatározható a felület fraktál dimenziója (részletes leírást ld.: [2, 3, 4]).

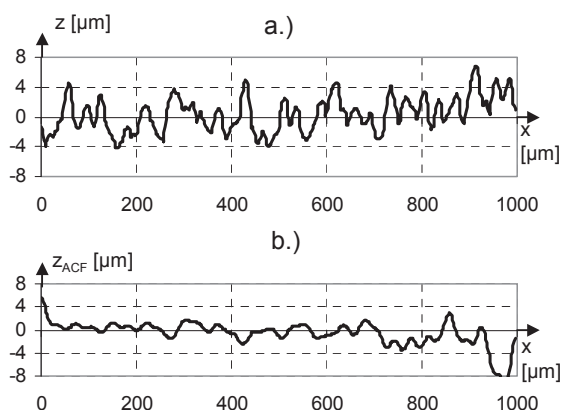
A logaritmikus léptékű PSD görbe a felületek olyan jellegét domborítja ki, melyet a hagyományos technikák rejtve hagynak. A magasság-különbség korreláció ugyancsak a felületnek ezt a jellegét igyekszik megfogni más eszközökkel. Klüppel és társai [5] által gumi súrlódási modellekben használt magasságkülönbség korrelációs függvény a (3) szerint értelmezhető, ahol λ a hullámhossz, $z(x)$ az x helyen értelmezett magasságkoordináta, $z(x+\lambda)$ az $(x+\lambda)$ helyen értelmezett magasságkoordináta, $\langle \cdot \rangle$ átlag a teljes x tartományra.

$$C_z(\lambda) = \langle ((z(x+\lambda) - z(x))^2) \rangle \quad (3)$$

A magasságkülönbség értékeket a hullámhossz logaritmikus léptékű függvényében alkalmazva olyan görbéhez jutunk, melynek lineáris szakasza a felület fraktál dimenziójával, míg a görbén megjelenő töréspont a domináns hullámhosszal van összefüggésben (részleteket ld. [5,6]).

4. EREDMÉNYEK

Az elemzéseket az 1-4. ábrán látható módon végeztük el az összes felületre.



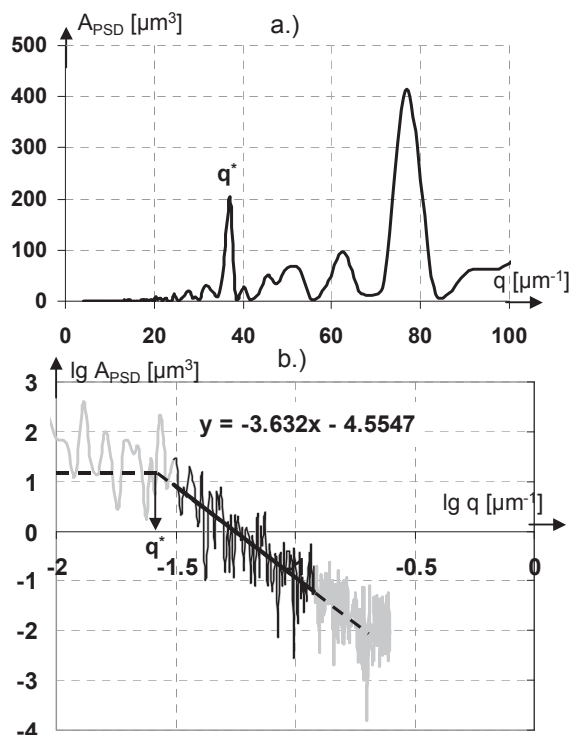
1. ábra. Szikraforgácsolt felület egy profilja (a.) és annak autókorrelációs függvénye (b.)

Az 1a. ábrán látható szikraforgácsolt profil autókorrelációja (1b.) a kezdeti $5,62 \mu\text{m}$ értékről rendkívül gyorsan csillapodik, ami a jel korrelálatlanságára utal. A periodicitás nem jellemző, a profilelemek változatosak.

A 2a-b. ábrán látható a profil PSD görbéje. Míg a lineáris megjelenítés (2a.) jól kiemeli a domináns frekvenciákat, melyek közül a q^* -gal jelzett az első, addig a 2b. ábrán a q^* -hoz tartozó hullámhossznál kisebb összetevők kapnak szerepet: az illeszkedő egyenes meredekségéből számítható a fraktál dimenzió:

$$Df = 4+s/2, \quad (4)$$

ahol s az illeszkedő egyenes meredeksége.



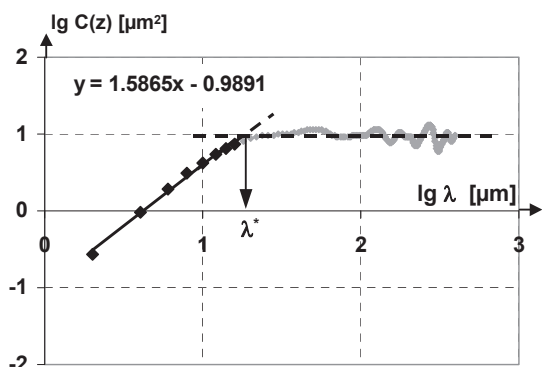
2. ábra. Szikraforgácsolt felület egy profiljának PSD görbéje lineáris (a.) és logaritmikus (b.) léptékben

A 3. ábrán a szikraforgácsolt profil HDCF függvénye látható. Jellegét tekintve hasonló görbét kapunk, mint a profilból számított PSD. Fizikai tartalma is nagyon hasonló. A görbe töréspontja a domináns hullámhosszt (Wd), míg meredeksége a fraktál dimenziót (Df) adja rendre (5) és (6) szerint.

$$Wd = 2\lambda^* \quad (5)$$

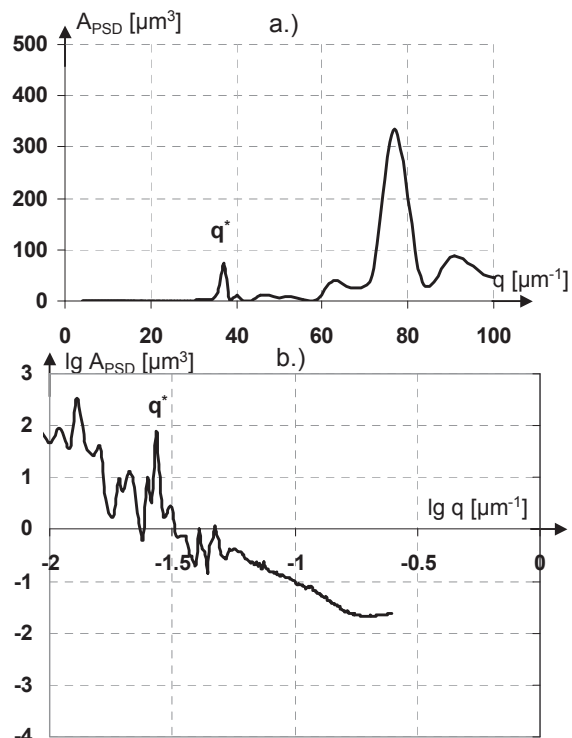
$$Df = (6-m/2)-1, \quad (6)$$

ahol m az illeszkedő egyenes meredeksége.



3. ábra. Szikraforgácsolt felület HDCF görbéje

A 4. ábra az autókorrelációból származó PSD görbéket mutatja. A 4a. ábra teljes összhangban van a 2a.-val, sőt a két legjellemzőbb hullámhossz még markánsabban megjelenik. A 4b. ábra viszont már nehezen értelmezhető. A q^* -hoz tartozó töréspont nem jelenik meg, és a magasabb frekvenciáknál sem egyértelmű az egyenes illesztés. Úgy tűnik, hogy miközben az autókorreláció felerősítette a domináns hullámhosszak hatását, addig a felület fraktál jellegét torzította.



4. ábra. Szikraforgácsolt felület profiljának autókorrelációjából származó PSD görbéje lineáris (a.) és logaritmikus (b.) léptékben

A vizsgált felületek esetén az eredményeket (a 3-3 profilból számolt érték átlagát) az 1. táblázat foglalja össze. A fraktáldimenzió értékek kapcsán fontos kiemelni, hogy az ACF+PSD vizsgálatok során számos esetben nem volt értelmezhető eredmény, vagy olyan Df érték adódott, mely fizikailag nem értelmezhető. Így az ACF+PSD oszlopban szereplő Df érték esetleg csak 1 vagy 2 profil eredményét foglalja magában. Összességében a 15 profilból 8-ra nem kaptunk használható eredményt.

A Df eredmények összevetése érdekes eredményt mutat. A kétféle módon meghatározott PSD-ből származó fraktál dimenzió értékek hasonlóságot mutatnak (ld.: K, M, S profilok). Kivételt egyedül az esztergált felület esetén

találunk. Az ACF+PSD alkalmazhatósága és megbízhatósága a korábbi megállapítások miatt meglehetősen gyenge. Bár a kapott PSD görbe kevésbé szór, nagyfrekvenciás torzítása megkérdőjelezi alkalmazhatóságát.

A HDCF analízis rendre jóval kisebb D_f értékeket ad, mint a PSD. Ráadásul a PSD analízisből azonos D_f értékekkel rendelkező felületek esetén (E, M) a HDCF-ből származó fraktáldimenzió különböző. Fontos kiemelni ugyanakkor, hogy a HDCF eredmények relatív szórása mindössze 1,9-4,3 % volt. PSD esetén ez az érték 1,4-10,2 %.

Korábbi vizsgálataink [1] rámutattak arra, hogy a PSD-n alapuló fraktál analízis érzékeny a mintavételre, és alkalmazhatósága leginkább azonos mérési paraméterekkel felvett profilok összehasonlítására terjedhet ki. A felület abszolút értelemben vett fraktál dimenziójának megállapítása továbbra sem tűnik megoldott kérdésnek.

1. táblázat. A vizsgált topográfiák domináns hullámhossza és fraktál dimenziója

Mégmunkálás	D_f [-]			W_d [μ m]		
	PSD	ACF+PSD	HDCF	PSD	ACF+PSD	HDCF
E	1,54	1,38	1,23	50,3	52,2	52,7
K	1,70	1,77	1,41	36,9	33,5	30,0
M	1,55	1,54	1,32	38,0	45,8	54,0
G	1,85	-	1,33	74,2	58,3	59,3
S	1,22	1,29	1,20	42,9	54,6	49,3

A felületeket jellemző domináns hullámhossz tekintetében a három módszer sokkal egységesebb képet ad. Az esztergált és mart felületek esetén az eredmények értékeléséhez támpontot nyújtanak a mégmunkálás körülményei. Mindkét esetben 50 μ m-es mégmunkálási távolságú határozott nyomokat várunk a felületen. Az esztergált felület esetén ezt mindhárom technika kellő pontossággal számolja. A mart felület azonban némi eltérést mutat. Az elvárt értéktől a legnagyobb eltérést a profilokra számolt PSD analízis adja. Ugyancsak kiugró értéket ad ez a módszer a görgözött felületnél. Ezek alapján feltételezhetjük, hogy a PSD analízis

esetén előfordulhatnak olyan – a spektrumban megjelenő – domináns hullámhossznak mutatók összetevők, melyek úgy torzítják a spektrumot, hogy a felületre jellemző – pl. a mégmunkálás periodicitását kifejező – hullámhossz érték elsikkad.

6. ÖSSZEFOGLALÁS

Vizsgálataink összefoglalásaként megállapíthatjuk az alábbiakat:

- az autókorrelációból származtatott teljesítmény sűrűség spektrum nem alkalmas az adott profil fraktál dimenziójának meghatározására;
- a profilból közvetlenül meghatározott PSD analízisnél megbízhatóbb eredményeket a domináns hullámhosszt illetően az autókorrelációból származtatott spektrum;
- a HDCF függvényből számolt fraktál dimenzió a vizsgált felületek esetén kisebb érték volt, mint a PSD-ből számolt D_f .

7. IRODALOM

- [1] Czifra Á.: Sensitivity of power spectral density (PSD) analysis for measuring conditions, Rudas I. J., Fodor J., Kacprzyk J. (Eds.): Towards Intelligent Engineering and Information Technology, 2009, p. 505-517
- [2] Stout, Sullivan, Dong, Mainsah, Luo, Mathia, Zahouni: The development of methods for characterisation of roughness in three dimensions, Printing Section, University of Birmingham Edgbaston, Birmingham, 1993.
- [3] Czifra, Á.: Felületek hullámhossz összetevőinek vizsgálata, GÉP, LIX évf., 2008/10-11. p. 15-18
- [4] Réti T.: Kvantitatív módszerek a hálós jellegű szövetszerkezet morfológiájának jellemzésére, Kohászat 112/9 (1979)
- [5] Klüppel, M., Müller, A., Le Gal, A., Heinrich, G.: Dynamic contact of tires with road tracks, Meeting of the Rubber Division, American Chemical Society, San Francisco, April 28-30, 2003
- [6] Horváth, S., Czifra, Á.: Új módszerek a felületi érdesség és hullámosság vizsgálatában, OGÉT XVII. Nemzetközi Gépész Találkozó, Gyergyószentmiklós, 2009, pp. 169-173

AZ ÁLLANDÓ ZÁRÓSZÖG FELTÉTELE GÖRGŐS SZABADONFUTÓKNÁL

ROLLER FREEWHEELS WITH CONSTANT PRESSURE ANGLE

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

ABSTRACT

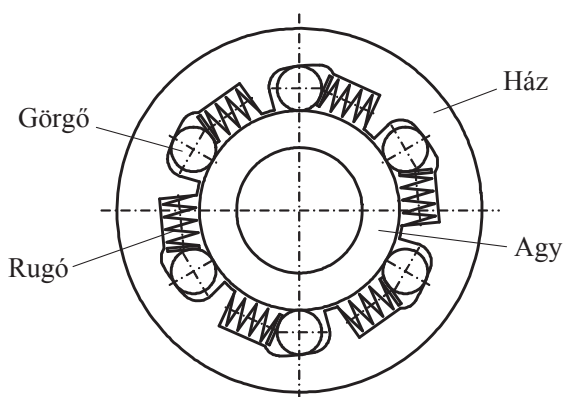
The roller freewheels are typically used in automotive starters, so-called Bendix drives. In this paper, the pressure angle as the most important parameter of operation is investigated. A new curve is developed for inner profile of housing which operates to constant pressure angle.

1. BEVEZETÉS

A gépjármű indítómotorok feladata az, hogy a belsőégésű motort az indításhoz szükséges forgattyústengely-fordulatszámmal megforgassák. A hajtás egyik eleme egy forgásiránykapcsoló tengelykapcsoló. Ennek az a feladata, hogy a nyomatékot a hajtott oldalra továbbítsa, a hajtott oldalt megforgassa, majd a belsőégésű motor beindulását követően, amikor a hajtott oldal fordulatszáma meghaladja a hajtóét, oldja a kapcsolatot.

Jelen dolgozatban ezen tengelykapcsolók egyik típusának – külső csillagkeres görgős szabadonfutó – működését alapvetően meghatározó jellemzőjét, a zárószög állandóságát biztosító feltételt határozzuk meg. A bemutatott módszerrel olyan konstrukció alakítható ki, amelynek működése megbízható, és ésszerű tartományon belül független a görgőmérettől.

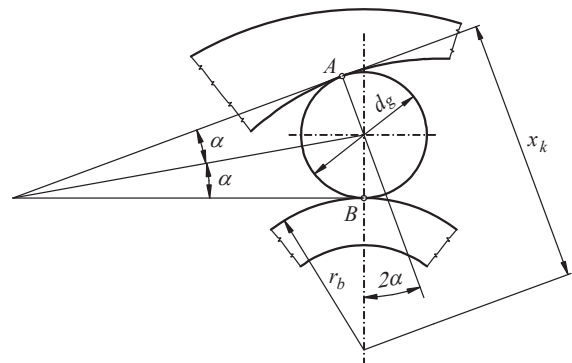
2. GÖRGŐS SZABADONFUTÓK SZERKEZETE, MŰKÖDÉSE



1. ábra. Görgős szabadonfutó

Az 1. ábrán ún. külső csillagkeres görgős szabadonfutó vázlatja látható. Négy fő szerkezeti elem alkotja: a tengelykapcsoló ház, a tengelykapcsoló agy, a görgők és a rugók.

A 2. ábrán a görgős szabadonfutó részlete látható, melyen egyetlen görgő érintkezését mutatjuk be a házzal és az aggyal. Az ábrán feltüntettük a jellemző méreteket is. A görgő és az agy érintkező felületei körhengerek, a házban kialakított kapcsolófelület általában logaritmikus spirális alapú henger.



2. ábra. Az érintkezés geometriája

Az A és B pontok jelölik a görgő érintkező alkotóinak helyét terhelés nélküli állapotban. A görgős szabadonfutó működése szempontjából fontos, hogy a profilok szűkülő rést formáljanak. Az érintkezési pontokba berajzolt érintők meghatározzák a rés méretére jellemző 2α szöveget, amit zárószögnek neveznek. A későbbiekben a 2α helyett gyakran a félzárószögre lesz szükségünk, ezért a könnyebb hivatkozás érdekében α -nak külön elnevezést adunk, a továbbiakban kapcsolószögnek hívjuk. Az ábrán r_b az agy sugara, d_g a görgő átmérője, x_k a ház profilján lévő érintkezési pont helyét meghatározó méret, a profilnormális irányában mérve.

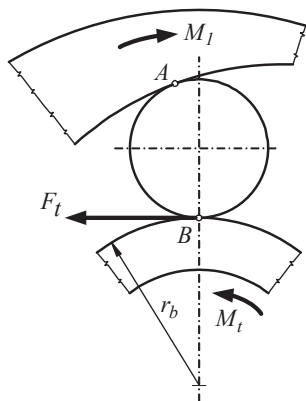
A tengelykapcsoló működését a 3. ábra segítségével mutatjuk be.

Kapcsolás üzemi állapotban a ház a hajtó elem, mely az M_I nyomatékkal jelölt irányba forog. Az egyensúlynak megfelelően az agyon a

terhelőnyomaték (M_l) ugyancsak M_l nagyságú, de a hajtónyomatékkal ellentétes irányú. M_l az egyetlen görgőt terhelő nyomaték. A görgők között egyenletes teherviselést feltételezve

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

ahol M a kapcsoló terhelőnyomatéka, z a görgők száma.



3. ábra. A görgős szabadonfutó működési elve

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

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

A kerületi erő a görgőt a szűkülő résbe 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 normálereő.

A 4. ábrán a görgőre ható erők egyensúlyát ábrázoltuk, a rugóerő elhanyagolásával:

$$F_A = F_B. \quad (5)$$

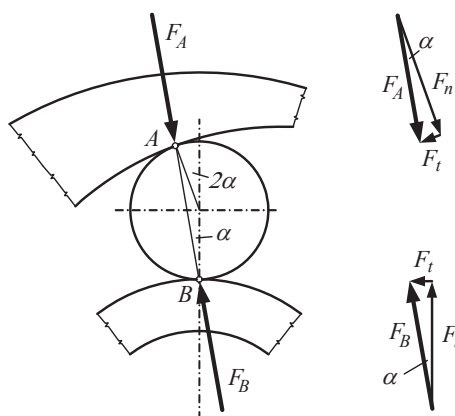
F_A erőt F_t kerületi erőre és F_n normálereőre felbontva felírható a következő összefüggés:

$$F_t = F_n \tan \alpha. \quad (6)$$

Alakítsuk át a (3) összefüggést a (4) és a (6) egyenletek felhasználásával:

$$\tan \alpha < \mu, \quad (7)$$

illetve $\alpha < \arctan \mu. \quad (8)$



4. ábra. A görgőre ható erők egyensúlya

(8) alapján megállapítható, hogy a görgős szabadonfutó kapcsolás üzemmódban való működését csak a kapcsolószög és a súrlódási tényező viszonya határozza meg, a működés független a terhelés nagyságától. A kapcsoló megcsúszása csak akkor képzelhető el, ha a (8) egyenlőtlenség nem teljesül.

3. ÁLLANDÓ ZÁRÓSZÖG BIZTOSÍTÁSA

A tengelykapcsoló elemeinek méretei gyártási pontatlanságok miatt, valamint a kopásból adódóan eltérnek az elméleti értéktől. A görgős szabadonfutók tervezése során arra kell törekedni, hogy a méretek változása ne okozzon olyan eltérést a zárószög nagyságában, ami a működést befolyásolja. Mivel a görgő és az agy felületei adottak (hengerek), a zárószög változásra való érzékenységét a ház profiljának megválasztása dönti el. A továbbiakban a csillagkerék profiljaként egy olyan görbét határozzunk meg, amely állandó zárószöget biztosít.

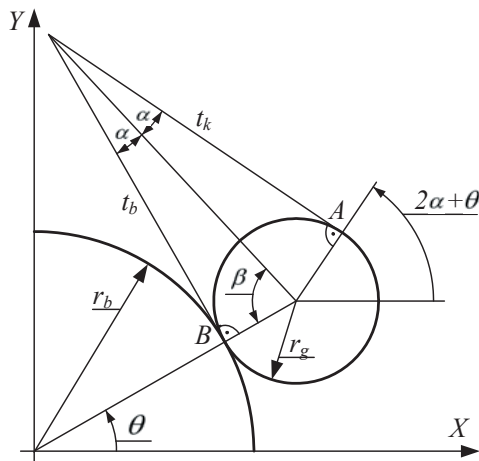
Az 5. ábra jelöléseit felhasználva a profilgörbe egyenlete a következő:

$$\begin{aligned} x &= (r_b + r_g) \cos \theta + r_g \cos(\theta + 2\alpha) \\ y &= (r_b + r_g) \sin \theta + r_g \sin(\theta + 2\alpha) \end{aligned} \quad (9)$$

Az egyenletekben a görgősugár a θ paraméter függvénye: $r_g = r_g(\theta)$.

Az állandó zárószög biztosításához teljesülnie kell a görbe minden pontjára, hogy a t_k érintő az x tengellyel $(\pi/2 + \theta + 2\alpha)$ szöget zár be. Ennek megfelelően a görbe érintőjének iránytangense:

$$\frac{dy}{dx} = \tan\left(\frac{\pi}{2} + \theta + 2\alpha\right) = \frac{\cos(\theta + 2\alpha)}{-\sin(\theta + 2\alpha)}. \quad (10)$$



5. ábra. A profilgörbe értelmezése

dy/dx meghatározásához állítsuk elő a $dx/d\theta$ és a $dy/d\theta$ deriváltakat.

$$\dot{x} = \frac{dx}{d\theta} = -(r_b + r_g) \sin \theta + \dot{r}_g \cos \theta - r_g \sin(\theta + 2\alpha) + \dot{r}_g \cos(\theta + 2\alpha) \quad (11)$$

$$\dot{y} = \frac{dy}{d\theta} = (r_b + r_g) \cos \theta + \dot{r}_g \sin \theta + r_g \cos(\theta + 2\alpha) + \dot{r}_g \sin(\theta + 2\alpha)$$

(11) egyenletekből a dy/dx -et képezve és (10)-be helyettesítve, az egyszerűsítések elvégzése után az

$$\dot{r}_g = \frac{dr_g}{d\theta} = -(r_g + r_b) \tan \alpha \quad (12)$$

alakú, elsőrendű, szétválasztható változójú differenciálegyenlethez jutunk.

Átalakítás után

$$\frac{dr_g}{(r_g + r_b)} = -\tan \alpha d\theta, \quad (13)$$

amit integrálva

$$\ln(r_g + r_b) = -\theta \tan \alpha + C \quad (14)$$

adódik. Az egyenlet mindkét oldalát e alapra emelve megkapjuk a differenciálegyenlet általános megoldását:

$$r_g = e^{-\theta \tan \alpha + C} - r_b = K e^{-\theta \tan \alpha} - r_b, \quad (15)$$

ahol $K = e^C$.

A görgő átmérőjét $r_g = r_{g0}$ alakban előírva adott $\theta = \theta_0$ helyen a K értékére

$$K_0 = (r_{g0} + r_b) e^{-\theta_0 \tan \alpha} \quad (16)$$

összefüggést kapunk, amit (15)-be helyettesítve megkapjuk a differenciálegyenlet partikuláris megoldását:

$$r_g = K_0 e^{-\theta \tan \alpha} - r_b. \quad (17)$$

(17)-ből r_g -t a (9) egyenletekbe helyettesítve megkapjuk a csillagkerék profilgörbéjének egyenletét, mely különböző méretű görgők beépítése esetén is változatlan kapcsolószöget, ill zárószöget biztosít.

Most vizsgáljuk meg a görgő középpontja által leírt pályát. Az 5. ábra jelöléseivel

$$\begin{aligned} x_g &= (r_b + r_g) \cos \theta \\ y_g &= (r_b + r_g) \sin \theta \end{aligned} \quad (18)$$

ill. (17) behelyettesítését követően

$$\begin{aligned} x_g &= K_0 e^{-\theta \tan \alpha} \cos \theta \\ y_g &= K_0 e^{-\theta \tan \alpha} \sin \theta \end{aligned} \quad (19)$$

Áttérve poláris koordinátákra

$$R_g = \sqrt{x_g^2 + y_g^2} = K_0 e^{-\theta \tan \alpha} \quad (20)$$

adódik, amiről megállapítható, hogy logaritmikus spirális egyenlete. A logaritmikus spirálisra jellemző, hogy a görbe bármelyik pontjában a sugárirányú egyenes és az érintő által bezárt szög állandó. Ha a görgő középpontja logaritmikus spirális mentén helyezkedik el, akkor a görgő középpontjánál lévő β szög állandó. Mivel $\beta = \pi/2 - \alpha$, logaritmikus spirális esetén az α zárószög is állandó lesz.

4. ÖSSZEGZÉS

A tanulmányban megállapítottuk, hogy a zárószög állandósága teljesül, ha a ház profilgörbéjének bármely pontjában a vele érintkező görgők középpontja egyazon logaritmikus spirális mentén helyezkedik el.

IRODALOM

- [1] Stölzle, K. – Hart, S.: Freilaufkupplungen. Springer Verlag. Berlin, 1961.
- [2] Terplán, Z. – Nagy, G. – Herczeg, I.: Különlleges 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.

REVERSE ENGINEERING MÓDSZER ALKALMAZÁSA CSIGAHAJTÓPÁROK MODELLEZÉSÉRE

ANWENDUNG DER METHODE VON REVERSE ENGINEERING ZUR MODELLIERUNG VON SCHNECKENRADSÄTZEN

*Bozzay Melinda, PhD hallgató,
Dr. Horák Péter, egyetemi docens*

Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Gép- és Terméktervezés Tanszék

KURZFASSUNG

Der Aufsatz beschäftigt sich mit der Anwendung von Reverse Engineering zur Modellierung von Schneckenradsätzen. Die exakte Modellierung von Verzahnungen spielt bei der Untersuchung der Berührungsverhältnisse und der Genauigkeit eine wichtige Rolle. Die Generierung der Verzahnung des Schneckenrades stößt mit den herkömmlichen CAD Software auf erhebliche Schwierigkeiten. Durch die Anwendung von Reverse Engineering wurden die CAD Modelle der Zahnflanken zur weiteren Untersuchungen ausgehend vom gefertigten Schneckenradsatz hergestellt.

1. BEVEZETÉS

A mérnöki tevékenységek során egyre gyakoribb igény, hogy meglévő, térbeli fizikai objektumokat reprodukáljunk, elkészítsük annak modelljét, majd változatlan formában, vagy a szükséges változtatások átvezetésével reprodukáljuk azt. Ezen folyamatot összefoglaló angol néven Reverse Engineering (RE)-nek hívják. Az elmúlt évtizedekben a RE szoftverek jelentős fejlődésen mentek át, így ezen eljárások a fejlettebb iparral rendelkező országokban már széles körben elterjedtek, hazánkban az utóbbi néhány évben jelentek meg. A Reverse Engineering-nek egy lehetséges alkalmazási területe a legyártott alkatrészek pontosságának vizsgálata, illetve a gyártásgeometriailag definiálható, de a 3D-s testmodellező rendszerekkel mégis nehezen előállítható felületek létrehozása. Ilyen felületekkel rendelkezik számos térbeli fogazott hajtópár, így a csigahajtópárok is [4]. Jelen publikáció a Reverse Engineering módszer alkalmazását mutatja be ZK típusú csigahajtópárokra. A felületrekonstrukció egyik célja a legyártott csiga, illetve a csiga CAD modelljének összehasonlítása, a gyártási pontosság vizsgálata. Másik célkitűzése a csigakerék fog testmodellként való előállítása a legyár-

tott fogazat alapján. Utóbbinak a jelentősége abban rejlik, hogy a csigakerék fog testmodelljének CAD rendszerben való előállítására, tekintettel annak bonyolult gyártásgeometriájára, csak közelítő módszerekkel lehetséges és gyakran komoly nehézségekbe ütközik. Jóllehet a csigakerék egzakt testmodelljére is szükség van, ha a hajtópárok érintkezési viszonyait szeretnénk numerikus módszerrel modellezni, a fogazati merevség, illetve a kenésállapot meghatározására.

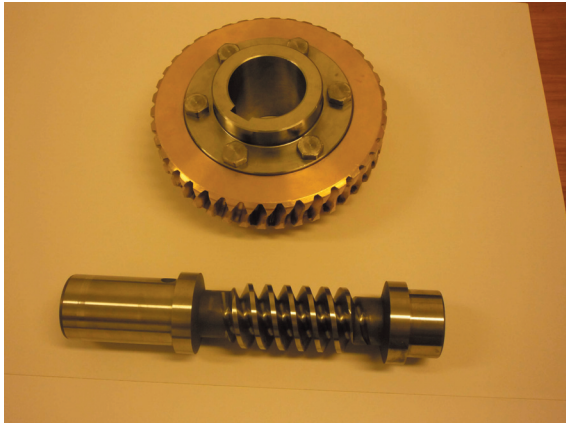
2. 3D FELÜLETDIGITALIZÁLÁS

Felületdigitalizálásnak nevezzük azt az eljárást, amikor egy ismeretlen geometriájú fizikai tárgy geometriáját számítógéppel kiértékelhető formában feldolgozzuk. Az elnevezés szakmailag nem teljesen korrekt, mert a szakirodalom a digitalizálás kifejezés alatt egy objektum felületének egy adott pontjának X, Y és Z koordinátájának meghatározását érti, ezek sorozata – a tényleges felületreprodukálás – pedig a szkennelés. A pontok térbeli elhelyezkedésének mérése (letapogatása) többféle módszerrel lehetséges, azonban a végeredmény minden esetben a mért térbeli pontok sokasága, az úgynevezett pontfelhő. A háromdimenziós geometriai adatnyerésnek két fő iránya alakult ki.

Az egyik változat a tapintókkal ellátott koordináta mérőgépek felhasználásával történik: a mérőgépek számítógép segítségével gyűjtik azoknak a térbeli pontoknak a koordinátáit, amelyeket a tapintó csúcsai meg tudnak érinteni. Az így nyert adatok az adott mérőgép típusától függően igen pontosak, az ezred milliméteres pontosságot is elérhetik.

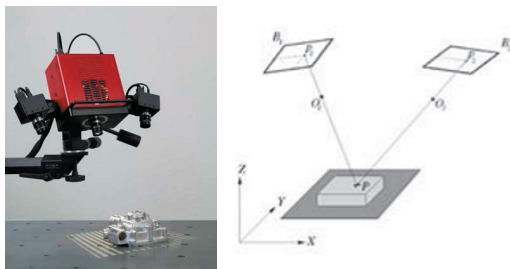
A másik jellegzetes adatnyerési lehetőség az, amikor a tapintócsúcs helyett egy lézeres berendezéssel, érintkezés nélkül gyűjtjük a 3D-s adatokat.

Az 1. ábrán látható csigahajtópár digitalizálása az R-Design Kft-nél, ATOS I. optikai szkennerral történt.



1. ábra. A vizsgálatok tárgyát képező ZK típusú csigahajtópár

Ez a szkennerek a háromszögelés elvén működik. A szenzor különböző fényintenzitású csík mintázatokat vetít a vizsgált tárgy felületére. Ezeket a mintázatokat két kamera rögzíti, ilyenkor a tárgyról visszaverődő, fáziseltolódásos szinuszos fényintenzitás változást érzékeli a CCD. Az ATOS műszer, heterodin fényinterferencia elv szerint, többszörös fáziseltolást alkalmaz a legnagyobb sub-pixel pontosság érdekében. A berendezés az optikai transzformációs egyenletek alapján, a kamerák minden pixeléhez automatikusan 3D koordinátákat számít ki.



2. ábra. Optikai felületdigitalizáló berendezés és a fotogrammetria elve

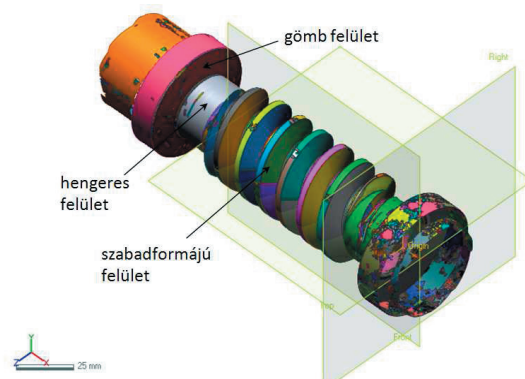
Annak érdekében, hogy a csiga teljes felületét digitalizáljuk, különböző nézetből több, egymástól független mérésre volt szükség. Az ATOS rendszer referenciapont felismerő technikát alkalmaz ahhoz, hogy a különböző nézetekből származó adatokat automatikusan egyéssé. Miközben beméri a tárgyat, egyidejűleg a rendszer automatikusan azonosítja a referenciapontokat, melyeket a mérés előtt a tárgyon az azt körülvevő geometrián vagy a felerősítésen kell elhelyezni. Valamennyi mérési eredmény a

referenciapontokat felhasználva egy közös, globális koordináta-rendszerben, automatikusan egyesítésre kerül. Kisebb tárgyak esetén ezeket a referenciapontokat az ATOS segítségével közvetlenül szkennelhetjük, nagy tárgyaknál ezt a TRITOP digitális fotogrammetriai rendszerrel végezhetjük.

Szkennelés után a berendezés szoftvere a tárgy felületét reprezentáló nagyfelbontású poligonhálót számol, kis háromszögeket helyezve a görbületekre és nagy háromszögeket a lapos részekre anélkül, hogy csökkenne a háló pontossága. Olyan alakzatok, mint furatok, furatkiosztások, hornyok, bevágások és élek a tárgyon, a képekből kontraszt alapján számíthatók és azonosíthatók. Ezt a geometria-információt a poligonhálóra vetítve nyerhetjük az alakzatra vonatkozó pontos koordinátákat és méreteket. A szoftver segítségével töröltük a felületre-konstrukció szempontjából érdektelen pontokat (például a geometrián kívül eső pontokat), valamint kitöltöttük a szkennelés során használt referenciapontok helyeit [1], [2].

3. VISSZAMODELLEZÉS

A csiga CAD-modelljét a RapidForm XOR2 szoftver segítségével hoztuk létre. A visszamodellezést előkészítve a csiga teljes felületén ún. felületi régiókat definiáltunk. A program automatikusan felismeri a különböző alakcsajátosságokat (például hengerfelületet, tóruszt, gömböt, kúp felületet, sík felületet, forgáskihúzást, szabadfelületet), és a geometriai tulajdonságok figyelembevételével régiókra osztja a teljes felületet. Az eredeti szkennelt felületen a szomszédos régiókat a program különböző színnel jelöli.

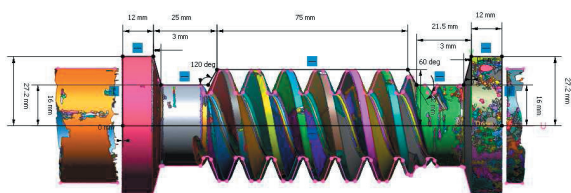


3. ábra. Koordináta-rendszer és a felületi régiók

A 3. ábrán látható elemek közül a mérési felületeket (henger, gömb, tórusz, kúp) automatikusan vagy vázaltsíkok definiálásával hozhatjuk

létre, azonban vannak olyan elemek, amelyeket csak vázratsíkok segítségével tudunk rekonstruálni. Ehhez egy általunk célszerűen választott vagy definiált koordináta-rendszerhez (3. ábra) kell igazítani a modellt, így könnyítve a visszatervezést.

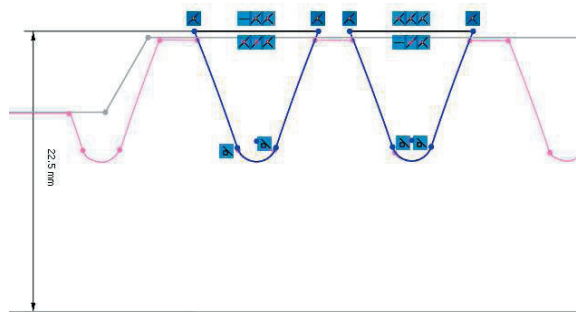
RE szoftverrel történő visszamodellezés során nem csak görbékre illesztett felületeket használhatunk, hanem a szoftver segít „felismerni” a modellek jellegzetességeit, alakosságait, és bizonyos részeket úgy készíthetünk el, hogy az egyes méreteket már mi határozzuk meg. Ezt a módszert hibrid modellezési eljárásnak nevezzük, ami kombinálja az alapszintű testmodellezést, a szabad felületek képzését és a görbék által meghatározott felületeket, valamint az automatikusan illesztett felületek képzését is. A csiga-modellt az elméleti méretek figyelembevételével parametrikusan modelleztük vissza. Kiinduló elemeként a csiga befoglaló térfogati elemét hoztuk létre, mely a 4. ábrán látható profil körbeforgatásával hozható létre.



4. ábra. Kiinduló profil felvétele

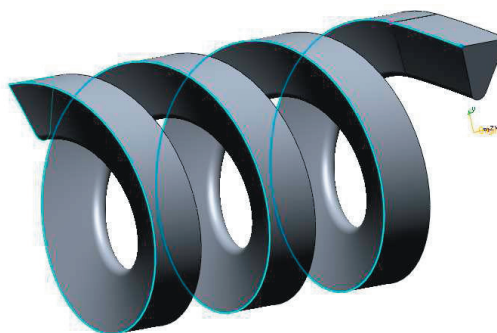
A profil felvétele során a szkennelt állomány pontjai segítségünkre van, ezek az adott vázratsíkon rózsaszín színnel jelöltek, az általunk létrehozott profil az ábrán fekete vonalakból álló vonalsorozat.

Az 5. ábrán látható csiga profilt automatikus vázlat felvétel segítségével hoztuk létre annak érdekében, hogy a pontosság a lehető legjobb legyen.



5. ábra. Csiga profil elkészítése automatikus vázlat felvétel segítségével

Majd ezt a vázlatot végigvezetve a meglévő, elméleti adatok alapján definiált „csavarvonalon” (6. ábra) és ezt a „söpört” testet kivonva a már meglévő körbeforgatott testből, megkaptuk a végleges csigamodellt (7. ábra).



6. ábra. A kivonandó söpört test

A visszamodellezés minden egyes szakaszában lehetőség van ellenőrizni a szkennelt állománytól való eltérést, mely színskálával szemléltethető. A skálán beállítható melyik szín mit jelöl, a 7. és 10. ábrákon a zöld szín a 0,2 mm-es eltérést mutatja, pirossal a pozitív, míg a kék színekkel negatív irányba térünk el a szkennelt állománytól. A szürke színek jelölik azokat a részeket, ahol hiányos volt a szkennelt állomány.

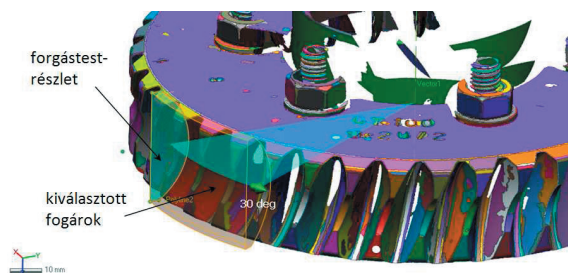


7. ábra. Eltérés szemléltetése a végleges csigamodellen

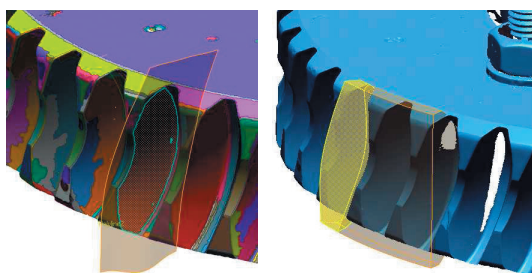
A csigakerék visszamodellezése a csigától annyiban tér el, hogy a csigakerék fog testmodelljének elkészítésekor hibrid modellezési technikát használtunk.

Első lépésben elkészítettük a csigakerék befoglaló elemét, majd ebből kivontuk a hibrid modellezési technikával készített darabot. Mivel a csigakeréknek csak egy része lett digitalizálva - szimmetriai okok miatt -, így kiválasztottunk egy olyan fogárkot, melynek felületei megfelelő minőségűek, nincs szakadás a háromszögelt modellen. A választott fogárkot magába foglaló forgástest részletet definiáltunk

(8. ábra), majd a fogárok két szomszédos fogfelületére definiált automatikus felületekkel eltávolítottuk a forgástest részlet külső részeit.

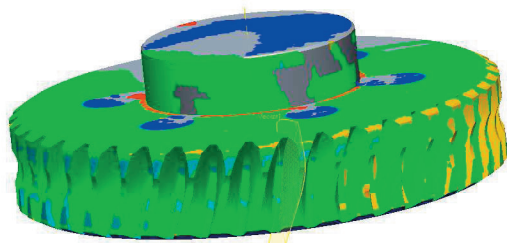


8. ábra. Forgástest-részlet definiálása



9. ábra. Automatikus felületillesztés és felesleges rész eltávolítás

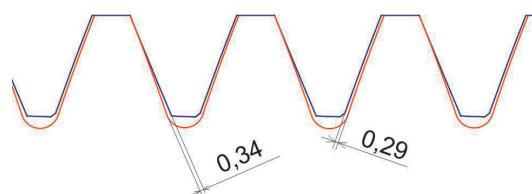
Ezt az elemet körbe kiosztottuk („pattern”), majd az így kapott elemeket kivonva a csigakereket magába foglaló testből kaptuk meg a csigakerék CAD-modelljét.



10. ábra. Eltérés szemléltetése a végleges csigakerék-modellen

4. AZ ELMÉLETI ÉS VISSZAMODELLEZETT CSIGAMODELL ÖSSZEHOSONLÍTÁSA

Az összehasonlítás során az elméleti és a visszamodellezett CAD modell eltérését normálmetszetben vizsgáltuk. A 11. ábrán késsel az elméleti, pirossal a visszamodellezett metszet látható. A két modell összeillesztése úgy történt, hogy a két profil az egyik pontban illeszkedjen, ezzel megnézhetjük, mennyiben tér el a profil alakja, az ábrán látható, hogy egész jól közelíti a visszamodellezett az elméleti profilt, a legnagyobb eltérés 0,34 mm volt.



11. ábra. Eltérés az elméleti és visszamodellezett CAD modellek között

A viszonylag nagy eltérés egyik oka a mérés pontatlansága, ugyanakkor ez az eltérés azzal is magyarázható, hogy a CAD modell generálása során „ideális” szerszám geometriát vettünk figyelembe, amelyet azonban a valós csigák megmunkálása során a köszörűkorong kopása módosít is. Így a visszamodellezés lehetővé teszi, hogy a további vizsgálatokat a legyártott fogfelületet sokkal jobban közelítő modellel végezhessük.

5. ÖSSZEFOGLALÁS

A korszerű 3D-s felületdigitalizálás alkalmazásával a Reverse Engineering módszer alkalmas a bonyolult gyártásgeometriával rendelkező csigahajtópár (csiga-csigakerék) fogfelületek CAD modelljének előállítására. Az így előállított modellek egyrészt a gyártási pontosság ellenőrzésére, másrészt pedig a hajtópárok további numerikus vizsgálataira alkalmasak, melyeknek célja az érintkezési, valamint kenési viszonyok meghatározása.

6. IRODALOM

- [1] GOM – ATOS Handbuch
GOM, Braunschweig, 2005
- [2] www.r-design.hu
- [3] INUS Technology, INC: XOR Training; Training Material - Basic Course, March, 2007
- [4] Horák P., Magyar B.: Geometrical modelling and investigation of the contact relations of spatial gears. GÉPÉSZET 2008 CD kiadványa (ISBN 978-963-420-947-8) G-2008-A-12

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A szerzők szeretnék kifejezni köszönetüket R-Design Kft-nek a szkennelésért, Varinex Zrt-nek a RapidForm szoftver használatának lehetővé tételéért. A csigahajtópárok vizsgálatait és azok beszerzését és jelen publikáció megjelenését az OTKA K62875 sz. kutatási szerződés támogatta.

RECONSTRUCTION AND FURTHER DEVELOPMENT OF A HIGH PRESSURE GENERATOR

Bölkény Ildikó, Ph.D. Student

University of Miskolc, Research Institute of Applied Earth Sciences, Department of Research Instrumentation and Information Technology

ABSTRACT: Ruska Instrument Corporation is a leading manufacturer of precision laboratory instrumentation by offering the world's most accurate primary pressure standards, transfer standards, and air data test sets since 1944. Ruska sells and services its instrumentation worldwide. One of their products is the Model 2231 High Pressure Generator. The article is about the reconstruction and further development of this equipment.

1. INTRODUCTION

The Ruska Model 2231 equipment (See: Figure 1) was developed and produced by the Ruska Instrument Corporation in the 1980s, and nowadays it is being reconstructed and further developed by the Research Institute of Applied Earth Sciences, at the Department of Research Instrumentation and Information Technology, at the University of Miskolc, on the behalf of MOL Plc.

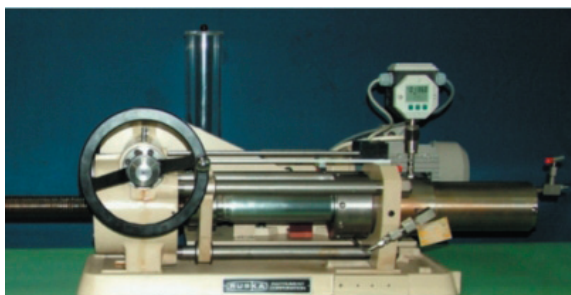


Figure 1: Hardware of Ruska Model 2231

The high pressure generator is used as an injection pump mainly at the displacement process. Naturally, it can be used for other purposes, too. It is responsible for the displacement principle, and makes it suitable for laboratory simulation and for tasks which need a pressure generator.

2. HARDWARE CONFIGURATION

At the design of the original equipment, the solid plunger forms an integral unit with the spindle. The feed nut revolves about the

spindle. The feed nut is rotated by a worm gear and a worm. The spindle nut bearings, worm and worm gear assembly are enclosed in an oil-filled housing. The hand wheel is mounted on the worm shaft to make volumetric fine adjustments. In the motorized pump, the worm shaft is driven by a motor directly or through an appropriate transmission.

Since it was a perfect construction as an equipment hardware, there was no demand of its further development, just a renewal was needed [1].

2. ELECTRICAL CONFIGURATION

This equipment is a bench-mounted motorized pump. These kind of generators are mounted on pan-shaped, cast-iron bases. The servo motor, the redactor, the chain and the sprocket are mounted on one side of the pump. The position drive amplifier is housed in the Equipment Box, which is connected to the Remote Control Box (See: Figure 2). It includes a position feedback loop and electronics to control motion functions. To accomplish this, the motor uses resolver feedback. The resolver converter electronics in the amplifier generates velocity and position feedback signals required for high performance and precise velocity and position control.



Figure 2: Old style of Remote Control Box and Equipment Box

The Remote Control Box houses the keyboard and a power on/off switch. The rear panel of the remote control houses connectors for connection to the main pump or the equipment box, in the case of a bench pump. It also houses a RS232 connector for serial interfacing to a host computer.

The two box system of the electrical configuration – Remote Control Box and Equipment Box – was replaced by a single Electrical Box.



Figure 3: Electrical Box

After reconstruction, a Siemens three-phase low voltage squirrel motor drives the pump, which is controlled by an Omron V1000 type frequency inverter. An Omron E6C2 rotary encoder is responsible for the feedback of the position. There are two end-switches on the device for the safe operation of the piston. All electrical parts were housed in the Electrical Box, except for the Siemens motor, the Omron encoder and the end-switches (See: Figure 3 and 4).

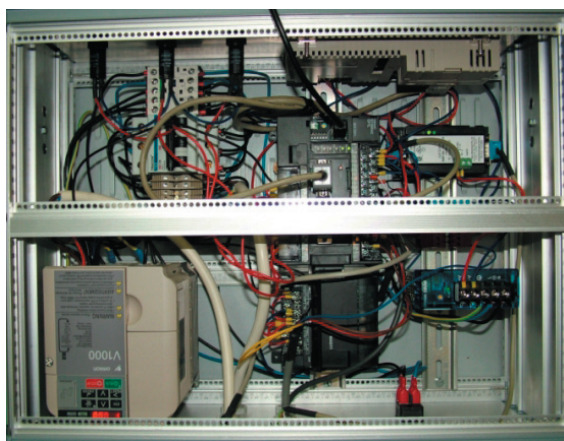


Figure 4: Inside of electrical box

The pressure generator is controlled by a programmable logic controller, which is an OMRON CP1L PLC (See: Figure 5, Sign PLC).

The PLC is responsible for controlling the operation of the servo-drive, for positioning the piston, for processing the data of pressure transmitter (See: Figure 5, Sign PT), and for communication with the computer (PC1) and the human machine interface (HMI).

The original keyboard data input unit was replaced by an OMRON NT21 touch-screen type HMI unit, which is a data input and output unit. It is responsible for two major tasks: first, it displays the measured values, feature of the control and the data which are necessary for the operation of the pump. These can be: pressure values and actual position values. On the other hand, set points can be given and functions can be run by using the touch panel.

The PC1 is a desktop type computer (See: Figure 5, Sign PC1), which is responsible for collecting, storing and processing data which was sent by the PLC.

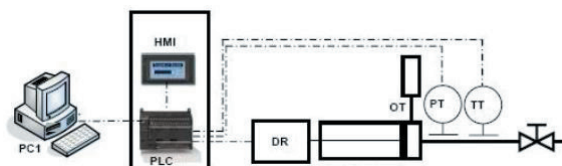


Figure 5: Basic configuration of the equipment

Finally it can be said that the new equipment is consisting of three units. One of them is the pump, the second is the electrical box, and the last one is the computer, which is connected to the electrical box (See: Figure 5) [1] [2].

3. LOW-LEVEL SOFTWARE

The original equipment was “traditional” laboratory equipment, which used a measuring card for central controlling. The reconstructed equipment is controlled by an OMRON PLC, so it can be said that it became an intelligent device.

There are five kinds of functions at original equipment:

- In the *Absolute Discharge* function the generator discharges or recharges to a specified absolute position at a specified flow rate.
- In the *Incremental Discharge* function the pump discharges or recharges a specified incremental volume at a specified flow rate.
- In the *Jog* function the pressure generator discharges fluid from the cylinder or

recharges the cylinder at a variable flow rate.

- In the *Home* function the pump plunger moves to a predefined position, for example the beginning of the stroke, or the zero position of the pump scale.
- In the *Constant Pressure* function the generator reaches a desired pressure value and maintains it.

During the reconstruction, we found it important not to change the characteristics of the original functions, as the new equipment is designed for the operation of the same tasks. Unlike the original version, it's fully parametric, which promotes its wide range application. Moreover, the HMI interface made the pressure pump user friendly.

The processes which are controlled by the PLC are: the data, which was sent by pressure transmitter, are received, processed and forwarded to the computer by it. It also controls the frequency-inverter and runs kinetic algorithms. The communication – with PC and HMI – and safety are also controlled with it.

The used programming language of the PLC was ladder. Motion controls are realized by simple logical functions. The transmitter is an analogue device, so the signal processing is realized by simple data scaling.

It was necessary to build up the communication between the computer and the PLC in order to use the high pressure pump in remote control mode, similarly to the original equipment.

If an RS-232C is used, the OMRON CP1L could be functioned as a Modbus-RTU Master to send Modbus-RTU commands by manipulating software switches. OMRON CP1L does not support functioning as a Modbus Slave.

If more than one device is connected to the computer, it is indispensable to use master-slave communication between PC and PLC, i.e. the PC has to be master and PLC has to be slave.

PLC can function as a slave, but then it is necessary to use another communication protocol. To solve the problem, our own protocol was created, with no-protocol communication being used to send data in one direction to/from standard devices. No-protocol type communications enable sending and receiving data without using a protocol and without data conversion – for example: no retry

processing, data type conversion, or process branching based on the received data [3].

4. HIGH-LEVEL SOFTWARE

Unlike the original high pressure pump, for this equipment, it is available to be controlled by a self-made software from a PC connected to the system.

The software was developed by C Sharp Builder. The program is not platform-free, it was made for Microsoft Windows operating systems. This software is suitable for collecting, storing and processing the data which are forwarded by the PLC; displaying measured and calculated values; controlling the remote-controlled equipments, which are parts of the measuring system.

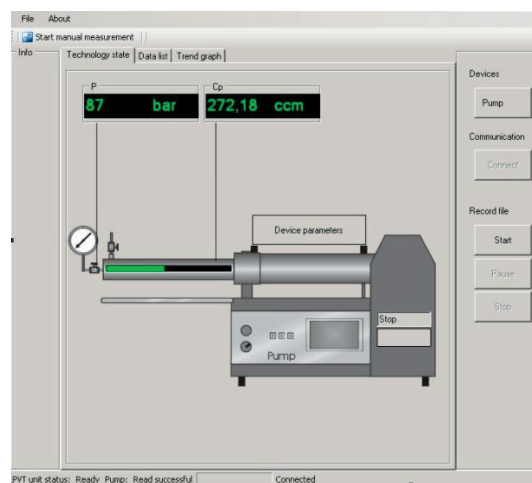


Figure 6: PC Software

5. ACKNOWLEDGEMENT

This paper is written for a TÁMOP-4.2.1-08/1-2008-0006 supported project, titled „A Miskolci Egyetem Technológia- és Tudástranszfer Centrumának kialakítása és működtetése”. The project is realized by the support of the European Union, through the financial help of the European Social Fund.

6. REFERENCES

- [1] Ruska Instrumental Corporation: Digital Positive Placement Pump User's Manual, Houston, Texas, 1990
- [2] ME-AFKI-MŰFIO: Renewed Ruska Pump, Manual, Miskolc, 2010
- [3] OMRON: Programming Manual for SYSMAC CP1H/CP1L CPU Unit, 2007

SIMULATION OF THE PLASTIC DEFORMATION PROCESS FOR MANUFACTURING THE TOOTHING IN FLAT WHEEL STRAIN WAVE GEARING

Gábor Brezvai, BSc

Robert Krisch, PhD

Budapest University of Technology and Economics

Department of Machine- and Product Design

ABSTRACT

The functions of the principal members of a flat-wheel strain wave gearing are similar to the functions of a traditional harmonic drive, but the feature of the flexible and the solid wheels are different. Both of the gears have a large number of teeth; therefore manufacturing of these parts is very expensive. This paper reports an investigation about plastic deformation, as a possible way of manufacturing the tothing of the gears. The coining process was simulated with finite element method and the pressing force was determined for the tothing parameters of an existing experimental drive.

1. INTRODUCTION TO FLAT WHEEL STRAIN WAVE GEARING

As for the function principle of the flat wheel strain wave gearing (Figure 1) [1], it is similar to the basic principle of the classical harmonic drives [2]; it could be regarded as a special variety of them. The flexible and the rigid gear of the drive are coaxial flat wheels. The cam-type wave generator (G) consisting of a flexible axial bearing and a disc with cams, deforms the flexible gear (1) in axial direction periodically and elastically, the tothing of which comes into mesh with the tothing of the rigid gear (2).

SOLID GEAR (2) FLEXIBLE GEAR (1) WAVE GENERATOR (G)

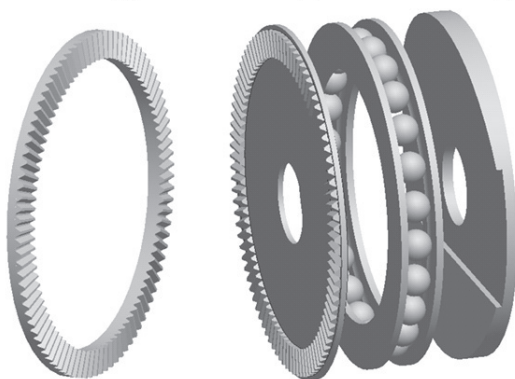


Figure 1: Basic parts of flat-wheel strain wave gearing

Figure 2 shows the schematic representation of the engagement, where ϕ is the polar angle from the top of the deformation wave made of the wave generator, $\phi = 0^\circ$ means the

symmetry plane of the deformation wave. Since the flexible and rigid gears have a different number of teeth, there will be a relative rotational motion between the flexible and the solid gear. The kinematic ratio of the investigated strain wave gearing, in case of rigid gear is fixed, flexible wheel connects to the output shaft, wave generator connects to the input shaft, can be calculated as the following:

$$i_{12} = \frac{z_1}{z_1 - z_2} \quad (1)$$

where z_1 describes the number of teeth of the flexible wheel, z_2 describes the number of teeth on the rigid wheel.

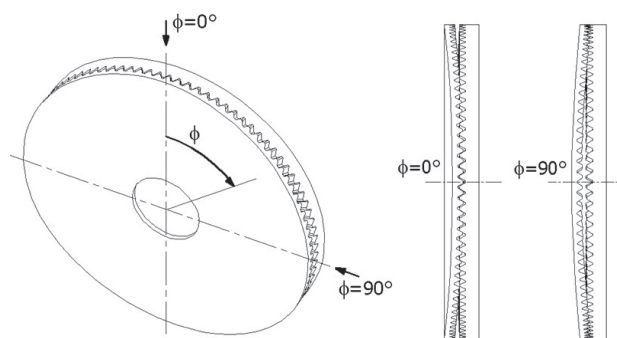


Figure 2: Schematic representation of the engagement in flat-wheel strain wave gearing

2. COINING - A POSSIBLE WAY OF MANUFACTURING THE TOOTHING

Wheels of strain wave gearing have a large number of teeth: usually $z > 100$. In case of flat wheel drive $z > 160$ [1].

Manufacturing the tothing of the wheels by traditional tothing methods or by milling is very expensive that was the reason why other solutions were examined. Coining [3] is a form of precision stamping in which a workpiece is subjected to a sufficiently high stress to induce plastic flow on the surface of the material. A beneficial feature is that in some metals, the plastic flow reduces surface grains size, work hardening the surface, while the material deeper in the part retains its toughness and ductility. Coining is used to manufacture parts for all industries and is commonly used when high relief or very fine features are required. It is a cold working process (similar to forging which takes place at elevated temperature) that uses a great deal of force to plastically deform a workpiece, so it conforms to a die. Coining typically requires higher tonnage presses than stamping, because the workpiece is plastically deformed and not actually cut, as in some other forms of stamping. The term comes from the initial use of the process: manufacturing of coins. In this article the coining process was examined to determine the pressing force needed for the forming. The process was simulated with finite element method.

3. TOOTHING PARAMETERS

In a previous study [1] an analytical method has been developed for examining backlash condition and for determining of tothing parameters for the proper function of flat wheel strain wave gearing. Tooth flanks were approximated by planes. Main sizes and tothing parameters of the examined drive were determined (hereafter index '1' means the flexible, '2' the solid wheel):

- $d_k = 100$ mm – outer diameter of tothing;
- $d_b = 75$ mm – inner diameter of tothing;
- $v = 1$ mm – thickness of flexible wheel;
- $w_0 = 1,2$ mm – axial deformation;
- $z_1 = 200, z_2 = 198$ - numbers of teeth;

Tooth profile parameters at the middle diameter:

- $h_{a1} = h_{a2} = 0,39$ mm - addendum height;
- $h_{f1} = h_{f2} = 0,26$ mm - dedendum height;
- $c_1 = c_2 = 0,1$ mm – clearance;
- $\alpha_1 = 29^\circ, \alpha_2 = 30^\circ$ - profile angles;
- s_1, s_2 - thicknesses at pitch line are halves of pitch;

Simulations were launched for the parameters on the middle diameter.

4. THE FINITE ELEMENT MODEL

To estimate the magnitude of the force it is necessary to simplify the model. In the 2D model shown in Figure 3, along the pitch circle a cylindrical section is used. The finite element model is created manually. Metal forming simulations require remeshing during the analysis. In this case a global remeshing criteria is used in every second increment while the number of elements is constantly 4000.

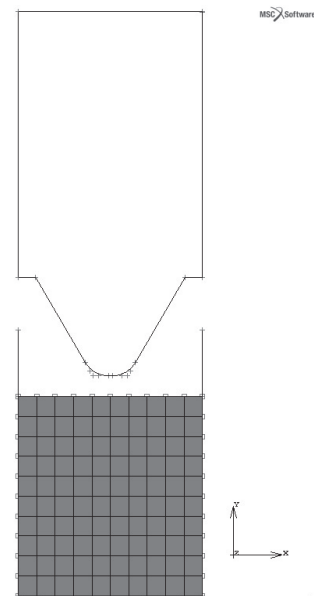


Figure 3: The finite element model

Element properties:

- Element type: 2D quadrilateral
- Plain strain elements
- Element thickness: 12.5 mm
- Number of elements:
 - Start with: 100
 - After first remeshing: 4000
- Number of nodes:
 - Start with: 121
 - After first remeshing: 4505

Material properties:

Isotropic material model is used for the workpiece and the tool is considered a rigid body. The elastic-plastic material model is added with the isotropic hardening rule.

Properties:

- Young's modulus: 210000 MPa
- Poisson's ratio: 0,3
- Yield stress: 270 MPa

Boundary conditions:

The tool has a constant 0.3 mm/s velocity in negative y direction for 1.82 second. The horizontal border in the bottom of the die supports the vertical restraint, and 2 vertical rigid walls ensure the symmetry constraints.

Contact pairs properties:

Boundary curves describe the contour of the rigid tool. The friction coefficient is 0.12 between the contact pairs. The numerical solver uses a displacement-based model of friction.

5. RESULTS

As a result of the load reaching the yield stress, the workpiece adapts to the shape of the tool. (Figure 4). Figure 5 shows stress results throughout the process.

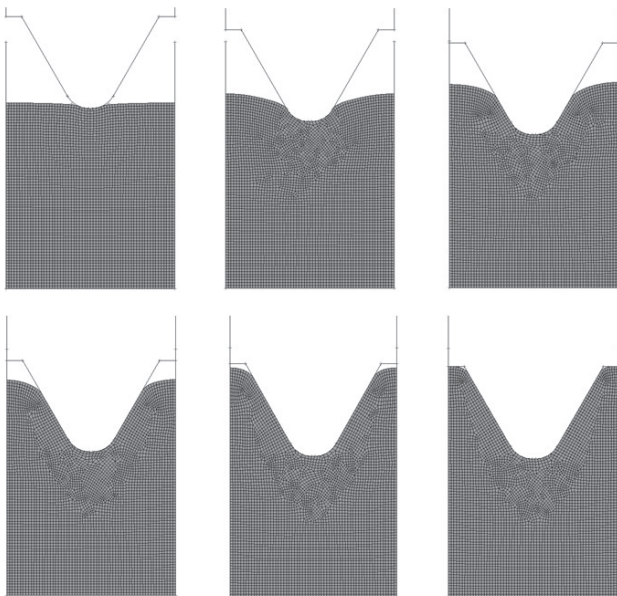


Figure 4: Shape-changes during the process

The pressing force can easily be calculated with contact normal stresses rising on the bottom of the die. The average of the contact normal stresses is multiplied by the area of the contact surfaces and the number of teeth. The result is a reaction force which is equal to the pressing force needed for the flexible wheel's forming throughout the process (Figure 6).

It is shown on the last picture of. Figure 4 that the top of the tool contacts to the workpiece. That is why the pressing force is increasing sharply at the end of analysis (Figure 6).

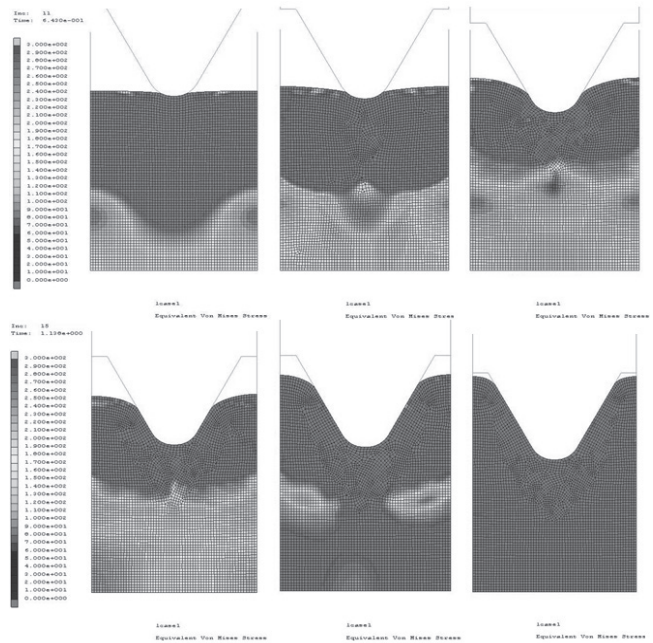


Figure 5: Stress distributions during the process

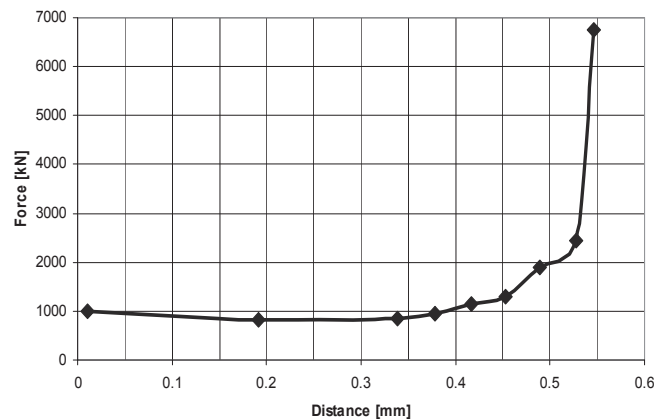


Figure 6: The pressing force vs depth of penetration

6. REFERENCES

- [1] Krisch R: Development of flat wheel harmonic gear drives, PhD thesis, 2009 Budapest University of Technology and Economics
- [2] www.harmonicdrive.de
- [3] [http://en.wikipedia.org/wiki/Coining_\(metalworking\)](http://en.wikipedia.org/wiki/Coining_(metalworking))

MOBIL MUNKAGÉPEK MODULÁRIS TERVEZÉSÉNEK GAZDASÁGOSSÁGI ASPEKTUSA

ASPECT OF FINANCIAL EFFICIENCY OF MODULAR DESIGN OF MOBILE WORKING MACHINES

Ladislav GULAN, Juraj BUKOVECZKY

ABSTRACT

Relation between costs invested on design activities and their revaluating into produced machines, particularly in case of modular design technique, is important information for a company producing mobile working machines. This information is important especially by innovation already existing production program, also by decisions, which products, eventually their modifications include into production program in the future. For the purpose of such decisions, it is suitable to use evaluation of structures modularity via the so called coefficient of financial efficiency, which can support decisions about creation a new, eventually expansion of existing production program.

Keywords: *modular structure, mobile working machine, coefficient of financial efficiency, modularity ratio*

1. INTRODUCTION

The market of mobile working machines is filled in with a broad offer of various types and size classes of machines. Every producer must hence constantly follow and evaluate requirements of users, so as to be able objectively to determine production program for the future. On the basis of knowledge of contemporary situation are then designers able to create suitable structure of basic building modules, from which will then be possible to assemble required structural variants of mobile machines determined for realization of particular working technologies. Efficiency of in this way created structures can be assessed via modularity ratio. Modularity ratio expresses degree of use of building modules and regards various facts and relations among assembled machines, their structures, number of disponible variants of particular modules as well as problems of creation of a mutual platform [1], [2].

Prerequisite of a successful acting of a company producing mobile working machines on market, and its competitiveness, is also an offer of a sufficient assortment of machines enabling realization of more than one working technologies. This offer is usually objectified

by requirements of users. These requirements have to be in the initial phase of design evaluated and required assortment has to be reduced by restriction of number of universal working machines, for which flexible modular structures on a mutual platform have to be created and their modularity ratio as the criterion for design of definitive variants of working machines will be assessed fig. 1. After considering contemporary requirements of users, the set of basic machines of a building sequence was widened with further variants and virtually a modular structure of a carrier HON 200 from existing building modules was created.

2. MODULAR DESIGN OF MOBILE WORKING MACHINES

Costs for development of a new mobile working machine usually exceeds the limit 0,5 million €, a new product must then inevitably be economically successful. Problems of creation of a suitable products structure on a mutual platform is solved in the stages of the project APVV-0100-06 „Research of a Modular Platform for an Oriented Segment of Mobile Working Machines“. This project created the basis for the development and design of new mobile working machines with type marking HON 200. In case of basic machines with type marking HON 200Z and HON 200T (fig.1 – blue background) the pre-production phase was finished including production and testing of prototype, process of approval of a new product and piece production was launched. Presented methodology of structures assessment should contribute to design process of a pilot production program, eventually to its subsequent expansion with further loadability class

Created was then a machine group, which aside basic types HON 200Z and HON 200T is composed of articulated loader with Z-kinematics HON200 KZ, articulated loader with a telescopic equipment HON 200KT, manipulator HON 200M, high lift manipulator HON 200H, articulated vibratory roller HON 200V, articulated compactor HON 200C and backhoe loader HON 200RN, fig. 1.

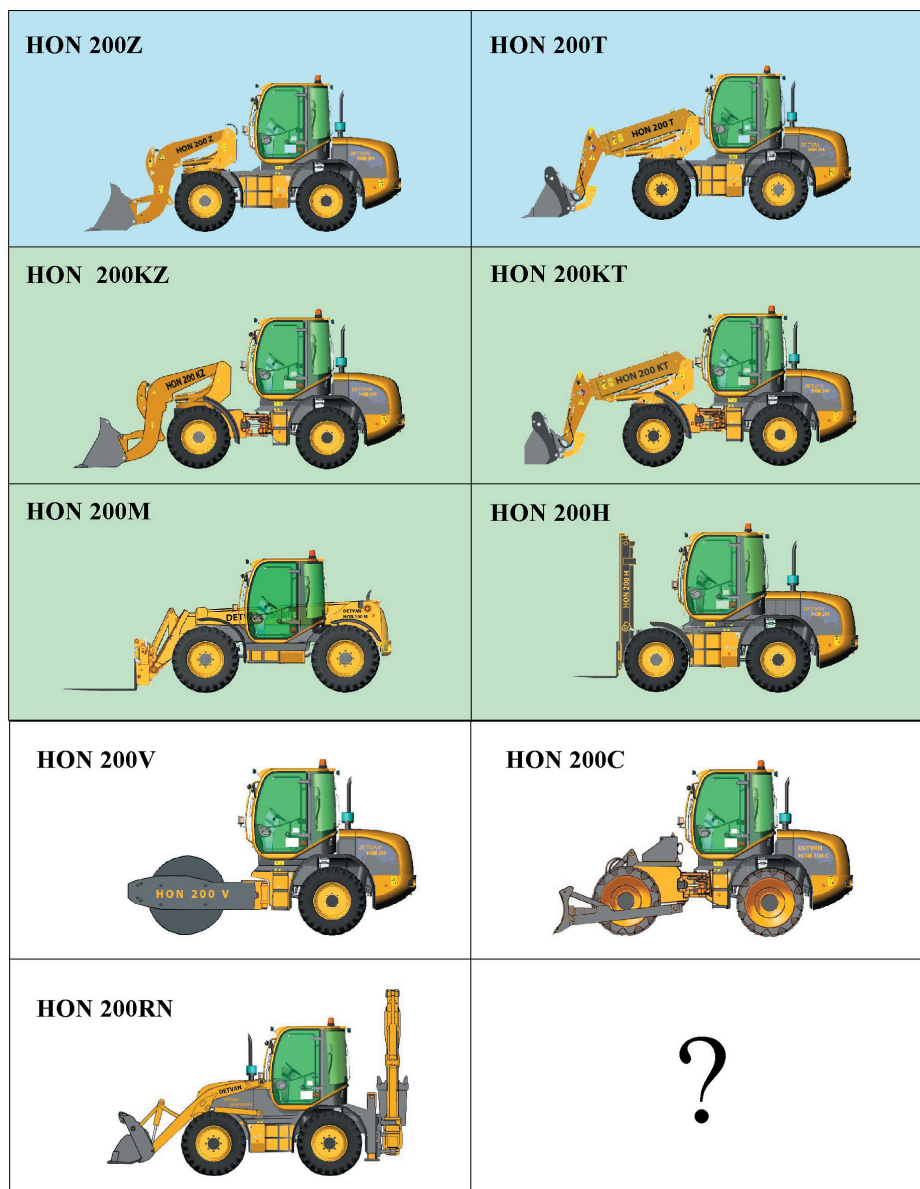


Fig. 1: Modular structure of a carrier HON 200

3. RATING OF FINANCIAL EFFICIENCY OF PLANNED PRODUCTION PROGRAM

For a production company is very important not only the information about degree of use of particular building modules, but also about relation between costs, which have to be spent on design activities and reevaluating of these costs into products produced in frame of a particular production program [4]. Such information is important not only for an already existing production program, but also for decisions, which further products, eventually modifications of already existing should be included into a production program.

For this purpose we define the so called coefficient of financial efficiency – k_{FE} , which can provide relevant

support in decisions about creation, eventually widening of production program. Proposed methodology of evaluation can be realized with the use of chart. 1. In this table we consider a production program of λ machines S_1 to S_λ . Particular machines are assembled from modules M_1 to M_p .

Every module, which participates in creation of these machines, can occur in one or several variants.

In this chart the following symbols are used:

ρ – is the number of modules in consideration

$r = 1, \dots, \rho$ – is the sum index with respect to all modules for the computation of values S_V and S_{ZM}

S_V – is the sum of financial costs for procuration of all needed variants of all modules

S_{ZM} – is the sum of evaluation of all variants of modules into all machine assemblies.

$F_{Mr} \cdot V_o$ - are financial costs needed for procurement of o-th variant of r-th module

ω_r - is number of variants of r-th module

$o = 1, \dots, \omega_r$ is the sum index for summing of financial costs needed for procurement of all variants of r-th module.

$\sum_{o=1}^{\omega_r} F_{Mr} \cdot V_o$ - are financial costs needed for procurement of all variants of r-th module.

tion of all variants of r-th module.

$S_V = \sum_{r=1}^{\rho} \sum_{o=1}^{\omega_r} F_{Mr} \cdot V_o$ are financial costs needed for

procurement of all variants of all modules.

λ – is the number of machines of a production program $L = 1, \dots, \lambda$ – is the sum index regarding all the machines for computation of values S_V and S_{ZM}

$F_{Mr} V_{SL}$ is financial value of the r-th module in that particular variant, which is used for the creation of the L-th machine, for $r = 1, \dots, \rho, L = 1, \dots, \lambda$

$\sum_{r=1}^{\rho} F_{Mr} V_{SL}$ - is the financial evaluation of all used

modules for the L-th machine, while mentioned evaluation is implied by creation of particular machine.

$S_{ZM} = \sum_{L=1}^{\lambda} \sum_{r=1}^{\rho} F_{Mr} V_{SL}$ - is the evaluation of all used

variants of all modules implied by creation of all machines of particular production program.

Note: In computation of the

$S_{ZM} = \sum_{L=1}^{\lambda} \sum_{r=1}^{\rho} F_{Mr} V_{SL}$ - are the values of particular variants in the sum applied in every machine while in

computation of

$S_{ZM} = \sum_{L=1}^{\lambda} \sum_{r=1}^{\rho} F_{Mr} V_{SL}$ - are the values of particular variants applied only in the first use, when they have to be

designed.

The main base of efficiency of creation of modular structures is put well by the ratio of S_V and S_{ZM} , the values of which change depending on number of variants of particular modules, produced in the assortment of machines of particular production program.

Let us denote this ratio as

$$k = \frac{S_V}{S_{ZM}} \quad (1)$$

The coefficient k is positive and from the very base of definition of values S_V a S_{ZM} it implies that $k \in (0,1)$. Then the coefficient of financial efficiency of production program k_{FE} can be defined as follows

$$k_{FE} = 1 - k \quad (2)$$

where it holds good that $k_{FE} \in (0,1)$ and the higher the usability of particular modules, the higher is the value k_{FE} . This methodology can provide a producer with a support in decisions, about expanding or change of production program of a company.

For two, possibly more alternatives of production program, changes of particular indices k_{FE} will be evaluated and to the extent, that decisions will not be influenced by some other factors, the alternative with the highest value of index k_{FE} can be recommended.

On the basis of comparison of modularity ratio and coefficient of financial efficiency for the group of machines, it is necessary in preproduction stage, responsible to decide, which types of variant structures will actually be realized in design stages and prepared for the final production. Such decisions will be influenced by many factors, from which the most important are the needs of real market and affinity of working technologies, which will be performed by considered machines. On the basis of these criteria, the extent of modular solutions can be specified. For a factual case after a detailed research of market requirements and considering concrete possibilities and requirements of producer it would be purposeful to select for the pilot program the group of variant structures depicted in the (fig. 1 – blue and green background).

For this group of machines, assurance of one working technology is characteristic – manipulation with material – using two types of working tools, loading shovel and manipulation forks. Just working technologies realized by these tools belong to the most widespread and users require very often their mutual exchangeability. But specific are carriers with their building modules, enabling various ways of machine control, their maneuverability and manipulation suitable for various areas of their use in praxis.

Chart 1: Map of modular problem

Machine Modul	S ₁		S _L			S _λ	
M ₁	F _{M1} V ₁			F _{M1} V _{o1}			$\sum_{o=1}^{o_1} F_{M1} V_o$
M _r							$\sum_{o=1}^{o_r} F_{Mr} V_o$
M _p							$\sum_{o=1}^{o_p} F_{Mp} V_o$
	$\sum_{r=1}^p F_{Mr} V_{S1}$		$\sum_{r=1}^p F_{Mr} V_{SL}$			$\sum_{r=1}^p F_{Mr} V_{S\lambda}$	$S_V = \sum_{r=1}^p \sum_{o=1}^{o_r} F_{Mr} V_o$
$S_{ZM} = \sum_{L=1}^{\lambda} \sum_{r=1}^p F_{Mr} V_{SL}$							

3. CONCLUSION

In the conclusion, it can be stated, that just modular structures enable flexible to create relevant production program of a company [2], [3]. These positive properties can briefly be summarized into the following points:

- flexibility for change of working technology
- flexibility for respecting of requirements of users
- positive influencing of logistic production chain
- shortening of design and technological production preparation
- shortening of innovation process and time needed for launching a product onto market
- decreasing of production costs
- simplification of production process
- diversity of products
- high number of variants.

Responsible producers of mobile working machines have to apply scientifically based methods of production program creation support, which is also proved by experience. Presented methodology of rating of modular structures is the contribution to creation of economically successful and sophisticated technological solutions of products. It is gratifying, that scientific cooperation in development of these progressive methods is supported by agencies in the form of mutual scientific-research projects with production companies.

This contribution was supported by the Agency for Support of Science and Research (APVV) through financial support number APVV-0100-06 and the Scientific and Educational Grant Agency (VEGA) through financial support VEGA 1/4116/07

REFERENCES

- [1] Gulán L.: Modular Design of Mobile Working Machines. Publishing house SUT in Bratislava, 2000, ISBN 80-227-1397-X
- [2] Bukoveczky J., Gulán L., Zajacová E.: Modularity Ratio as Design Criterion. In: Proc. of Géptervezők és Termékfejlesztők XVI. Országos Szemináriuma, Miskolc, 2000. (pp. 49-52)
- [3] Gulán, L., Bukoveczky, J.: Platform creation of modular working machines. Gép, 4/2006. (pp. 27-29), ISSN 0016-8572
- [4] Gulán L., Zajacová E., Izrael G., Filípek P.: Rating of Financial Effectivity of Modular Solutions of Mobile Working Machines. Hungarian Electronic Journal of Science, MET-091205-A, 2009. (6 p.), HU ISSN 1418-7108

Ladislav GULÁN, prof. Ing., PhD., Slovak University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering, Nám. slobody 17, 812 31 Bratislava, e-mail: ladislav.gulan@stuba.sk

Juraj BUKOVECZKY, prof. Ing., CSc., Széchenyi István University, Faculty of Engineering Sciences, Egyetem tér 1, 9026 Győr, e-mail: buky@sze.hu

HAJTÓMŰVEK CSOPORTOSÍTÁSI LEHETŐSÉGEI

GROUPING OPPORTUNITIES OF DRIVES

Cserépi Mariann Zsuzsa¹, PhD. Péter József²

¹PhD. hallgató, ²egyetemi docens

Miskolci Egyetem, Gép- és Terméktervezési Tanszék

ABSTRACT: Machine parts can be sorted according to different viewpoints. In this paper possible grading systems of gears are presented. This categorisation is suitable for more efficient choosing of gears according to a previously determined viewpoint system and the known market claims.

1. BEVEZETÉS

A hajtóművek olyan szerkezetek, melyek a nyomatékot, az erőt, a fordulatszámot, vagy a sebességet alakítják át. A hajtóműveket általában egy gép hajtásrendszerébe építik be. A hajtómű célja, hogy két különböző gép összekapcsolásának a problémájára nyújtson megoldást. Az összekapcsolni kívánt gépek általában igen különböző jelleggörbével rendelkeznek. Ennek ellenére az összekapcsolást úgy kell megvalósítani, hogy az jó hatásfokú, emellett rezgés és zajmentes legyen. A feladat során cél lehet, adott áttétel megvalósítása, nyomatékváltás, illetve teljesítményelágaztatás is. Figyelembe kell venni, hogy minél nagyobb hatásfok elérése mellett kis teljesítményvesztés következzen be. Mindezeket a feladatokat olyan gépelemek végzik, melyeket összefoglalóan hajtóelemeknek, illetve hajtásoknak nevezünk. Osztályozásukat a hajtástechnikai követelmények szerint végezhetjük el.

2. HAJTÓMŰVEK CSOPORTOSÍTÁSA

Az energiaféleségek átalakítására a gépészetben különféle eszközöket használunk. Az általános gépépítésben a mechanikai energiaátalakítóknak van a legnagyobb szerepet. Az átalakítás megvalósulhat periodikusan, vagy állandó áttételű nyomaték-, fordulatszám-, erő- és sebesség átalakítás révén. Az ilyen funkciókat megvalósító szerkezeteket a gépépítésben hajtóműveknek nevezzük.

2.1. Kényszerkapcsolatok

Az energia átalakítás során a hajtások kényszerkapcsolatban alakzárással (geometriai kialakításukkal) viszik át a nyomatékot illetve a forgó mozgást az egyik tengelyről a másikra (pl.: lánc, fogazott szíj, fogaskerék-hajtás).

Az átalakítás történhet olyan módon is, hogy a hajtó és a hajtott tengely között a forgó mozgás és a nyomatékátvitel erőzáró kötéssel valósul meg. (pl.: dörzs, kötéll, szíj, ékszíj).

A továbbiakban a fogaskerék hajtóműveket vizsgálva, a szerkezeti kialakítás alapján beszélhetünk állandó áttételű vagy áthajtó műről, valamint változtatható áttételű sebességváltóról, illetve irányváltó műről.



1. ábra.

Többlépcsős bolygómű bolygókerék készletei

2.2. Csoportosítási módok

Az műszaki életben különböző csoportosítási módok valósultak meg.

2.2.1. A hajtómű jellege



2. ábra.

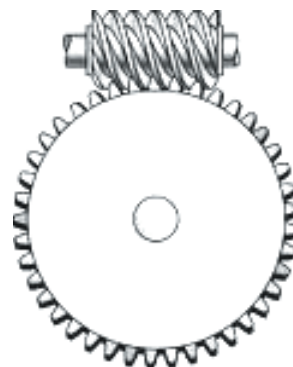
Hengeres fogaskerék kapcsolódás

A kerek alakja alapján megkülönböztethetünk hengeres, kúp és csigahajtásokat, valamint ezek kombinációit.

2.2.2. Fokozatok száma

A csoportosítást elvégezhetjük a fokozatok (lépcsők) száma szerint is úgy, mint egy-, vagy

többlépcsős hajtóművek. Egy fokozat egy fogaskerékpárból,



3. ábra.

Csigakerék kapcsolódás hengeres fogaskerékkel














valamint a hozzájuk tartozó tengelyekből és támasztó elemekből áll. A többfokozatú hajtóművek több darab egyfokozatú hajtóműből állnak.

Az előző szempontok alapján összeállítható az 1. táblázat, melyből könnyen és gyorsan megtalálhatók a különböző hajtómű variációk.

1. táblázat.

Fogaskerék-hajtások csoportosítása

Fogaskerék-hajtások csoportosítása			
Az hajtómű jellege szerint	Fogaskerék-hajtások fajtái	Lépcsők száma	Jel
Hengeres kerek hajtómű	egy-, vagy több hengeres kerek hajtóműlépcső	egy-, vagy többlépcsős	H,2H,3H, stb.
Kúpkerek hajtómű	egy kúpkerek hajtóműlépcső	egylépcsős	K
Kúp-, és hengeres kerek hajtómű	egy kúpkerek és egy-, vagy több hengeres kerek hajtóműlépcső	két-, vagy többlépcsős	KH,K2H,K3H, stb.
Csigahajtómű	egy-, vagy több csigahajtópár	egy-, vagy többlépcsős	C,2C,3C, stb.
Csiga- és hengeres kerek hajtómű	egy csigahajtópár és egy-, vagy több hengeres kerek hajtóműlépcső	két-, vagy többlépcsős	CH,C2H,C3H, stb.

Bemenő és kimenő tengelyvég egymáshoz viszonyított helyzete		Fekvő elrendezés																
		Az álló elrendezés változatai				párhuzamos vízszintes tengelyekkel												
		vízszintes és függőleges tengelyekkel				független tengelyekkel				egymást metsző vagy kitérő tengelyekkel								
Az álló elrendezés változatai	párhuzamos vízszintes tengelyekkel	AF	AU	AT	AD	BD	BT	BJ	BB	EL	EU	ET	ED	SJ	SB	SD		
	vízszintes és függőleges tengelyekkel	HL	HD	HV	LD	JD	LE	LU	LT	LD	DE	DL	DP	-	-	-	-	
		HE	DL	DL	FD	JT	LE	LU	LT	LD	DE	DL	DP	-	-	-	-	
		AT	FT	FT	FT	JT	LE	LU	LT	LD	DE	DL	DP	-	-	-	-	
		AU	FU	FU	FU	JT	LE	LU	LT	LD	DE	DL	DP	-	-	-	-	
	párhuzamos vízszintes tengelyekkel	FA	FU	FU	FU	JT	LE	LU	LT	LD	DE	DL	DP	-	-	-	-	
		FA	FU	FU	FU	JT	LE	LU	LT	LD	DE	DL	DP	-	-	-	-	
		FA	FU	FU	FU	JT	LE	LU	LT	LD	DE	DL	DP	-	-	-	-	
		FA	FU	FU	FU	JT	LE	LU	LT	LD	DE	DL	DP	-	-	-	-	
	párhuzamos vízszintes tengelyekkel	FA	FU	FU	FU	JT	LE	LU	LT	LD	DE	DL	DP	-	-	-	-	
		FA	FU	FU	FU	JT	LE	LU	LT	LD	DE	DL	DP	-	-	-	-	
		FA	FU	FU	FU	JT	LE	LU	LT	LD	DE	DL	DP	-	-	-	-	
		FA	FU	FU	FU	JT	LE	LU	LT	LD	DE	DL	DP	-	-	-	-	

2.2.3 Tengelyvonalak helyzete

További csoportosításra ad lehetőséget a tengelyvonalak helyzete. Megkülönböztetünk párhuzamos, egymást metsző valamint térben kitérő tengelyű hajtásokat. Ezek megvalósíthatók henger-, kúp- és csigakerékkel hajtásokkal.



3. ábra.

Kúpkerék pár

A bemenő és a kimenő tengely egymáshoz viszonyított helyzete alapján két nagy csoportba sorolhatjuk a hajtóműveket, melyek további alcsoportokat képeznek úgy, mint álló elrendezés (párhuzamos vízszintes, valamint vízszintes és függőleges tengelyekkel), fekvő elrendezés (párhuzamos vízszintes, függőleges valamint egymást metsző vagy kitérő tengelyekkel ellátott hajtómű).

3. táblázat.

Betűjelek jelentése

A	Az oldallap alsó részén elhelyezkedő tengelyvég
B	Bal oldali tengelyvég
D	Egy tengely két oldalon elhelyezkedő tengelyvéggel
E	Felső oldalon elhelyezkedő tengely
F	Az oldallap felső részén elhelyezkedő tengelyvég
H	Horizontális tengely elhelyezkedés
J	Jobb oldali tengelyvég
K	Vízszintes metsződő vagy kitérő tengelyek két tengelyvéggel
L	Alsó oldalon elhelyezkedő tengely
P	Párhuzamos tengelyek két-két tengelyvéggel
S	Egymást metsző vagy kitérő tengelyek
T	A kimenő és a bemenő tengely egytengelyű
U	Egy oldalon helyezkedik el a hajtó és a hajtott tengelyvég
V	Két tengely két tengelyvéggel

A 3. táblázat alapján pl.: **AF** jelű hajtómű estén az első betűjel a hajtó tengelyvég tulajdonságát a második betűjel a hajtott tengelyvég tulajdonságát jelenti.

A 2. táblázat alapján 51 változatot különböztethetünk meg. A hajtóművek csoportosítását alapvető geometriai jellemzők alapján végezzük, de a rendszerezést más elvek szerint is történhet (pl.: jellemző áttétel viszony).

3. ÖSSZEFOGLALÁS

A gépelemeket csoportosítása különböző szempontok szerint történik. Az előzőekben a hajtóművek lehetséges osztályozási rendszerei kerültek bemutatásra. Ezek alapján lehetőség van egy előre meghatározott geometriai szempontrendszer szerinti kiválasztásra.

IRODALOM

- [1] Dr. Terplán Zénó: Fogaskerék-bolygóművek Műszaki Könyvkiadó Bp. 1979. 1/258.
- [2] Erney György: Fogaskerek Műszaki Könyvkiadó Bp. 1983
- [3] T. Bosch: Gépelemek, Műszaki könyvkiadó, 1957.
- [4] W. Beitz, K.H.Grote: Taschenbuch für den Maschinenbau, 19. Auflage, Springer - Verlag, 1997. ISBN 3-540-62467-8
- [5] O. Fratschner: Maschinenelementen, W. Girardet, 1967.

A ROBOTINO KÉPESSÉGEINEK KISZÉLESÍTÉSE LABVIEW SEGÍTSÉGÉVEL

EXTENDING ROBOTINO'S ABILITIES WITH LABVIEW

Dániel Balázs, mechatronikai mérnök B.Sc., Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Mechatronika, Optika és Gépészeti Informatika Tanszék, email: balage.daniel@gmail.com

ÖSSZEFOGLALÁS (ABSTRACT). In this paper I explain the motives of using the mobile robot named Robotino and the reason I changed to LabVIEW instead of using the robot's original software. I give an overview of the improvements which led the Hungarian Hockey Team to come to the third place in a demonstration section of RoboCup 2009 using Robotinos.

1. BEVEZETÉS

A mai ipari termelés növekedésének feltétele a folyamatok automatizálása. Már napjainkban fellelhetőek olyan ipari robotok, amelyek a hétköznapi értelemben véve inkább önjáró gépeknek tekinthetőek. Ezeknek az úgynevezett mobil robotoknak elsősorban a logisztika területén van nagy jelentőségük, segítségükkel a hosszú és többé-kevésbé egyenes gyártósorok szigorú elrendezése fellazulhat. A félkész gyártmányok megfelelő helyre juttatására a bonyolult konvektor és futószalag rendszerek helyett egy összességében olcsóbb, önjáró szállítógép alkalmazható.

Ha a mobil robotokat összehasonlítjuk a szerelő robotokkal, elmondható, hogy kinematikájuk egyszerűbb, könnyebben kezelhető, azonban önmaguk térbeli helyzetének meghatározása sokkal nagyobb kihívást jelent. Míg egy robotkar talpazata rögzített, így a munkatér és a szerszámtér is definiált, addig egy raktárban közlekedő automatizált targonca már szembenéz a pontos pozíció meghatározás nehézségeivel.

Ebben a cikkben azzal a problémával foglalkozom, hogy miként lehet egy ilyen mobil robot navigációját és akadályelkerülését

kifejleszteni és egy adott feladatra alkalmazni. A kihívást a 2009-ben Graz-ban megrendezett RoboCup verseny Festo Hockey Challenge Cup elnevezésű nemzetközi mezőnyt felvonultató robotprogramozási megméretése jelentette. A felkészülés és a verseny során gyűjtött tapasztalatokat és megoldásokat mutatom be a következőkben.

2. A ROBOTINO BEMUTATÁSA

Minden olyan feladat, amelynek középpontjában a lehetőségek kiterjesztése áll, egy már létező konstrukcióra épül. Ebben az esetben egy elsősorban oktatási célokra készült mobil robotról van szó, amellyel a jövő mérnökei már a középiskolában is ismereteket szerezhhetnek programozásból.



1. ábra. Robotino [1]

2.1. A konstrukció ismertetése

A robot mozgását három, úgynevezett Omni-kerék biztosítja. Ez holonomikus mozgást tesz lehetővé, amely azt jelenti, hogy két független koordináta mentén egyenes vonalban haladhat, illetve a saját tengelye körül is képes elfordulni. Természetesen ezek kombinációja is lehetséges, amely igen érdekes mozdulatokat

eredményez, és például egy szűk raktárban rendkívüli manőverező képességgel ruházza fel a robotot. A kerekeket PID szabályozással működtetett villanymotorok hajtják megfelelő áttételeken keresztül.

A robot a környezetet a kerületen elhelyezett infravörös távolságérzékelőkkel, egy ütközést érzékelő gumiperemmel, illetve web kamerával képes felderíteni. A szenzorok által szolgáltatott jeleket a fedélzeten elhelyezett ipari számítógép dolgozza fel, az elektromos részegységek áramellátásáról pedig két akkumulátor gondoskodik.

2.2. Programozás

A robot működtetésére többféle üzemmód áll rendelkezésre. Lehetőség van arra, hogy az elkészített programot a fedélzeti számítógép tárolja és futtassa, így teljesen autonóm működés is megvalósítható.

Az általam és csapatom használt megoldás során a robot egy személyi számítógéphez vezeték nélküli hálózaton keresztül csatlakoztatott perifériának felel meg. A robot átküldi a szenzorok jeleit egy nagyobb teljesítményű számítógépnek, az elvégzi a szükséges számításokat, majd utasítást ad a motorok fordulatszám változtatására. Így lehetőség van az egyszerű programok mellett bonyolultabb képfeldolgozási algoritmusok lefuttatására is. A bevezetőben már említett verseny szabályzata ezt az üzemmódot írta elő.

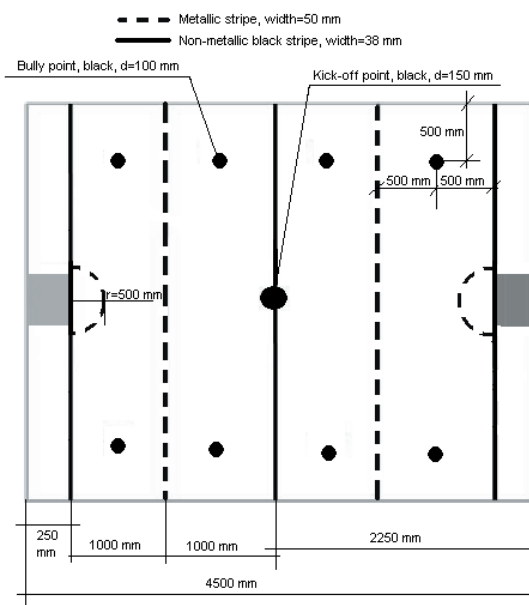
A Robotino fejlesztői lehetőséget adtak arra, hogy a programozók a saját preferenciáiknak megfelelő programnyelvet alkalmazzák, ugyanis mindenki számára lehetővé tették a Robotino API (Application Programming Interface) elérését. Ez a Robotino-t működtető rendszer függvényeinek, eljárásainak és szolgáltatásainak olyan elérési módja, amellyel programozási nyelvtől függetlenül és a belső működés ismerete nélkül is lehetővé válik a robot irányítása [2].

A versenyre való felkészülés során felmerült a kérdés, hogy milyen fejlesztői környezetet használjunk. Végül egy grafikus programozású, adatfolyam elvű programnyelvre esett a választás, amely a National

Instruments LabVIEW programja. Ezzel közeli rokonságot mutat a robot eredeti programozási környezete, a Robotino View is, azonban a LabVIEW által nyújtott lehetőségek sokkal tovább mutatnak mind a programok szervezhetősége, mind pedig a kész algoritmusok tekintetében.

3. A KIHÍVÁS

A robot programozási lehetőségeinek kibővítése akkor vált szükségessé, amikor a 2009-es, első alkalommal megrendezett Robotino Olimpia győztes csapatának tagjaként én is lehetőséget kaptam arra, hogy részt vegyek a Robotino egyik nemzetközi megmérettetésén, a Festo Hockey Challenge Cup-on. Itt a feladat olyan robotcsapat programozása volt, amely egyszerűsített szabályokkal megrendezett jégkorong mérkőzést képes lejátszani. A magyar színeket képviselő csapat (Hungarian Hockey Team, röviden HHT) kapitányaként, nekem jutott az a megtisztelő feladat, hogy a felkészülést, illetve a versenyt koordináljam. Természetesen a feladataim között szerepelt a robotok programozása is.



2. ábra. A jégkorongpálya felülnézeti képe

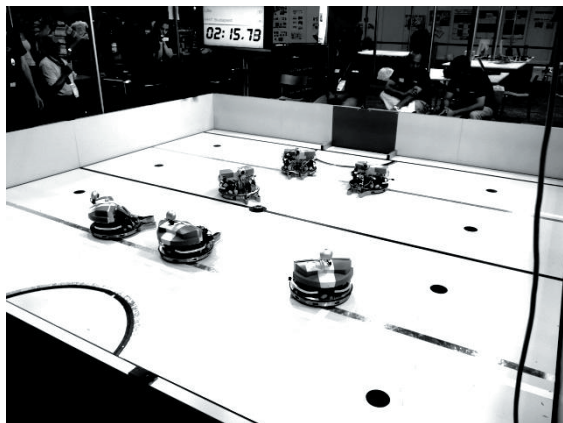
A verseny szabályainak értelmében [3] három robotot kellett irányítani úgy, hogy a játékrészek kezdésekor az irányító

számítógépek egy-egy gombját megnyomva autonóm programot kellett futtatni. A meccs folyamán minden rögzített játékhelyzetben lehetőséget adtak a gomb ismételt megnyomására.

A szabálykönyv rögzítette azt is, hogy a korongot az ellenfél kapujába csak lövéssel lehet bejuttatni. A korong kapu felé tereléséhez, illetve a lövéshez a verseny szervezői készítettek a robot számára egy villát, amelybe a korong becsúszott, így ennek oldalával lehetőség volt az ütésre is. A pályát felülnézetből a 2. ábra mutatja.

A bal oldali kaput védő csapat szempontjából a két szélső gólvonal között négy részre osztott játékrész első negyede a védekező zóna, ahol csak egy robot tartózkodhat egyszerre, a többi három pedig támadó zóna. A kapuk előtt lévő félkörben csak büntetőrúgáskor tartózkodhat védekező robot, míg a támadó játékosnak a félkörön kívülről kell gól szereznie.

A versenyen Németország, Franciaország, Svájc, Egyiptom és Tunézia csapataival kellett megvívunk először csoportmérkőzéseken, majd az első négy helyért egyenes kieséses rendszerben.



3. ábra. A közelebb eső robotok a Hungarian Hockey Team játékosai, az ellenfél Lille (Franciaország) csapata. Az állás 4-0 Magyarországra javára.

Csoportelsőként jutottunk az elődöntőbe, ahol Németország csapata 2-1 arányában győzött ellenünk három mérkőzésen. Lendületes játékunkat passzív, de

hatásos védekezéssel törték meg, így gól csak a hosszabbításban, büntetőkéből esett. A döntőt Egyiptom ellen játszották a németek, ahol újból sikert arattak, a mi csapatunk a bronzmérkőzésen Franciaországot győzte le.

4. A FEJLESZTÉS ÁLLOMÁSAI

Tekintettel arra, hogy egy teljesen új programozási környezetet akartunk alkalmazni az első feladat a kommunikáció biztosítása volt. Miután ez a probléma megoldódott a részfeladatok közül a kapu megtalálását, megközelítését, majd pedig a lövés indítását kellett kifejlesztenem.

4.1. A kommunikáció átalakítása

Az előzetes tapasztalatok azt mutatták, hogy a vezérlő számítógép, illetve a robot közötti vezeték nélküli hálózat stabilitása nem megfelelő. Az eredeti programfejlesztők az adatátvitel hibáját úgy kezelték, hogy a program futását megszakították és a további működéshez kézi beavatkozásra volt szükség. A verseny szabályzata miatt ezt a problémát át kellett hidalni. Ehhez a Robotino API-t felhasználva új DLL-t írtam, amelyet a LabVIEW is fel tudott használni a kommunikációra.

Ahogy a robot észlelte, hogy a hálózaton hibás adatot kapott, automatikusan megszakította a kapcsolatot és megállt. A LabVIEW vezérlőprogramja ezt érzékelte, majd újra létrehozta a hálózati kapcsolatot, így külső beavatkozásra nem volt szükség.

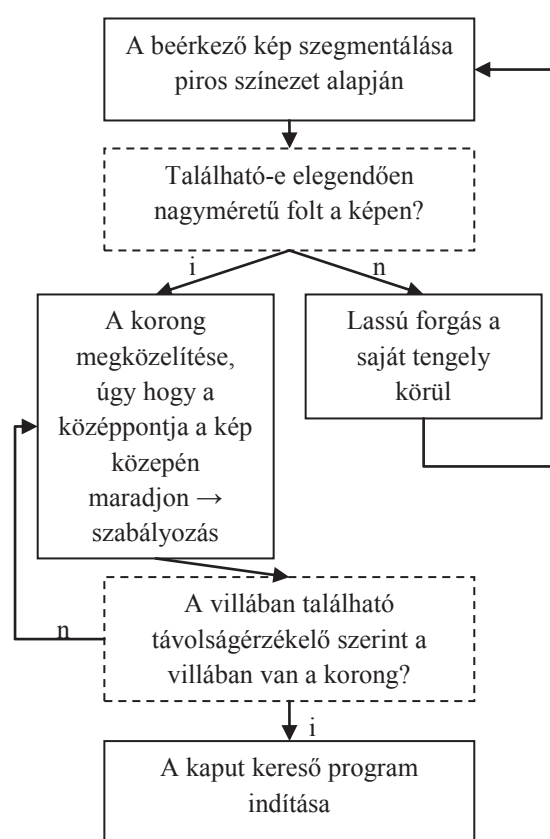
4.2. Képfeldolgozási feladatok

Mivel a robotok számára a pálya viszonylag tiszta, „jól látható” környezetet biztosított, lehetővé vált a web kamera QVGA (320x240 pixel @ 24 FPS) felbontású képének feldolgozása is. A nagyobb felbontás alkalmazása két akadályba ütközött: a kamera alacsonyabb feldolgozási sebessége, illetve a hálózat sávszélessége. Elsődleges szempont a megbízható működés volt, így a kisebb felbontású, de nagyobb frissítési frekvencián működő beállítást választottuk.

A feladat kiírása azt sugallta, hogy színezet alapú képszegmentálást érdemes használni, ugyanis a korong piros színű volt, a két célterület (kapu) pedig kék, illetve zöld színnel volt a pálya oldalán jelölve. Egy támadás tehát a piros színű kisméretű folt megkereséséből, majd a megfelelő színű nagy területű folt megközelítéséből állt. A következőekben ezen feladatok finomságait szeretném bemutatni.

4.3. A korong megkeresése

Mivel a játék célja a gólszerzés, a korong megszerzése és birtoklása gyorsaságot és pontosságot igényelt. A korongkereső algoritmus a következő felépítésű volt:



4. ábra. A korong keresésének blokk diagramja

Ennek a megvalósítása az eredeti Robotino programkörnyezetben is lehetséges lett volna, azonban a szegmentálás bemenő paramétereit (színezet, telítettség, fényerő minimum és maximum értékei) egy saját fejlesztésű, a LabVIEW Vision Toolbox modul felhasználásával írt szubrutin pontosabban

beállíthatóvá tette. Az első nagy lépés a környezeti fényviszonyoktól való függőség csökkentése volt, amelyre a saját fejlesztésű színszegmentáló alprogram jó megoldást nyújtott.

4.4. A kapu megkeresése és a lövés indítása

A mérkőzések során a csapatok kapujának színét sorsolással döntötték el, így a programban lehetőséget kellett biztosítani a gyors térfélcserére. A két kapu színének mintáját elmentettük és az indításkor kellett beállítani, hogy éppen melyik kapura kell támadni.

A kapu megközelítésének folyamatában számítani kellett arra, hogy az ellenfél robotjai is „meglátják” a korongot és rátámadnak a mi robotunkra. Ennek elkerülésére nem csak képfeldolgozási algoritmusokat, hanem egy egyszerű elkerülési manővert is alkalmaztunk. A robot kerülete mentén elhelyezett a távolságérzékelők jelezték, amikor oldalról, vagy előlről akadály került az útba. Ekkor az akadály irányával ellentétes kitérő mozdulatot tett a robot. Ez a „kód” részlet a fallal való ütközés kockázatát is csökkentette, hiszen nem tett különbséget robot és fal között.

A következő lépés az ellenfél robotjainak felismerése volt a kamera által szolgáltatott képen. A robotok a saját kapujukkal nagyjából megegyező színű borítást kaptak, azonban az előzőekben említett saját fejlesztésű színszegmentáló program képes volt a megkülönböztetésükre. Ebben az esetben egy cselező mozdulatsor futott le. Azonban szem előtt kellett tartani azt is, hogy ha eközben a robot elveszíti a korongot, akkor meg kell szakítani a „kapu megközelítése” szubrutin futását és vissza kell térni a korong megkereséséhez.

Amennyiben sikerült eljutni az ellenfél kapujának közelébe a következő feladat a megfelelő távolságból elindított lövés megvalósítása volt. A távolság meghatározásához a kapu szegmentált képét alapul véve a képterület nagyságát használtam fel. Nagy távolságból nincs igazán jelentősége robot irányának, azonban a lövéshez olyan

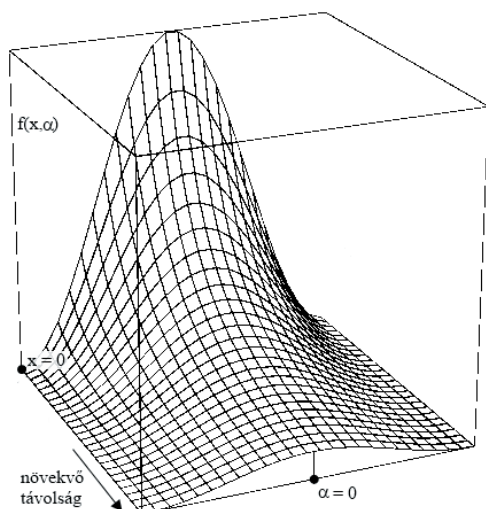
közel kellett menni, hogy a pálya közepétől való távolság már jelentősen befolyásolta a látott terület méretét. Ez egy kétváltozós függvénnyel érzékeltethető, ahol a két független változó a távolság (x), illetve a betekintési szög (α), a függvény értéke pedig a kapu területét adja meg képpontokban. A függvény a következő alakban írható fel:

$$f(x, \alpha) = \frac{1}{\left(x - OF + \frac{1}{\sqrt{R}}\right)^2} \cdot \cos^2 \alpha \quad (1)$$

$$x \in \mathbf{N} \cup \{0\}, OF > 0, R > 0,$$

$$\alpha \in \left[-\frac{\pi}{2}; \frac{\pi}{2}\right] \subset \mathbf{R}.$$

OF jelöli azt a távolságot, amikor a kapu kitöltötte a kamera látómezőjét valamely irányban, R pedig az összes képpont száma. A fenti függvény alakját az 5. ábra mutatja. Az ábrázoláson $x \in \mathbf{R}$ és $OF = 0$.



5. ábra. A kapu területének alakulása [4]

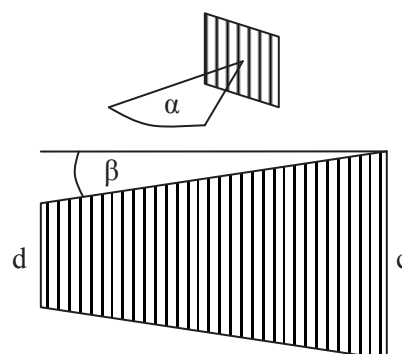
Az ábrán látható az a jelenség, ahogy a pálya széléről közelítve a robot közelebről fog a kapura löni, mivel a rálátási szög növekedésével a látott terület mérete csökken.

A megoldás nem kívánt olyan pontosságot, amely a függvény teljes megoldását igényelte volna, a gyakorlatban egy korrekciós tényezőt iktattam be a kapu területének számításába. Így kilépési feltételnek elegendő volt beállítani azt az értéket, amikor a robot pontosan szemben volt

a kapuval, amennyiben szöget zár be vele, már automatikusan kiszámította a szükséges távolságot.

Ehhez meg kellett határozni a kapuval bezárt szöget. A feladat megoldására először egyszerűbb eszközökhöz nyúltam. A távolságérzékelők jele gyorsan és könnyen feldolgozható volt, első programom erre épült. Amikor a kapuhoz közeli helyről kellett a lövést elvégezni, nem okozott problémát ez a változat, azonban a tesztelések folyamán az optimális lövési távolság meghatározása után már nem volt elegendő a szenzorok által szolgáltatott jelszint.

A megoldást a kapu képének torzulása szolgáltatta. Egy téglalap trapézra alakul, ha nem a síkjára merőleges irányból tekintünk rá. Jelen esetben a kapu két szélének torzulását használtam fel.



6. ábra. A rálátási szög (α) meghatározása

A 6. ábrán látható jelölésekkel alkossuk meg a következő összefüggést:

$$g(\alpha) = \left| \frac{c(\alpha)}{d(\alpha)} - 1 \right| \quad (2)$$

A (2)-es függvényt mérések alapján lineáris függvénnyel helyettesítettem. Természetesen ez csak közelítés, azonban a tesztek azt bizonyították, hogy az ebből meghatározott,

$$\mu = 1 - g'(\alpha) \quad (3)$$

korrekciós tényező a várt eredményt hozta. A tesztelések során a Robotino a kapu előtti

félkörtől minden helyzetben azonos távolságra állt meg a kapu közepe felé nézve.

Amennyiben a (2)-es egyenlet abszolút értéken belüli kifejezésének előjelét megvizsgáljuk lehetőségünk nyílik annak megállapítására, hogy a pálya melyik oldaláról támadunk. Ezt az információt a lövést végrehajtó programban is felhasználtuk. Abból a feltételezésből indultunk ki, hogy az ellenfél valószínűleg a kapu közepe felé helyezkedik, mivel így tudja a legnagyobb területet védeni. Ezért a mi robotunk mindig a pálya közelebbi széle felé eltérve kísérelte meg a kapuba juttatni a korongot.

A fenti gondolatok szükségessé tették, hogy a szegmentált képből egyéb adatokat is meghatározzunk, mint az alakzat súlypontját. Erre az eredeti fejlesztői környezet már nem nyújt lehetőséget, ennek megoldásához elengedhetetlen volt egy fejlett programozói környezet, amelyet számunkra a LabVIEW nyújtott.

4.5. További részletek, indokok

A versenyen alkalmazott programról nem lehet ezen a cikk keretein belül részleteiben beszámolni, azonban a komplexitását a következőekben vázolom.

A kommunikációt a robotok és az irányító számítógépek között tizenkét programmodul használatával valósítottuk meg. Az adatokat 0,02 másodpercenként kíséreltük meg kiolvasni a robotból a kamera képének kivételével, amely a kamera saját sebességének ütemében történt.

A támadási illetve védekezési szekvenciákat szétbontottunk, minden egyes játékhelyzetre legalább három-négy különböző reakciót megvalósító programot írtunk. A robot bizonyos körülmények között képes volt ezek között a szekvenciák között váltani. Például abban az esetben, ha az ellenfél támadott és a mi játékosunk a kapu előtt védekezett, de a korong bekerült a villájába, átváltott támadó állapotra és megkísérelt pontot szerezni. Az ehhez szükséges logikai hálózat felépítésére kifejezetten könnyen átlátható szerkezetet

nyújtott a LabVIEW grafikus, adatfolyam elvű programozhatósága.

5. ÖSSZEFOGLALÁS

A fejlesztés több mint egy hónapnyi, napi 10-12 órás elfoglaltságot jelentett. A kezdeti nehézségek elsősorban a tapasztalatlanságnak voltak köszönhetőek, azonban a végeredmény biztató a jövőre nézve. A verseny első akciógólját a magyar csapat szerezte, illetve a csoportmérkőzések során több mint húsz gólt (találatot) értünk el. A verseny szervezéséért felelős vezetőbíró pedig kijelentette, hogy látszik, hogy a magyar Robotino-k *céltudatosan* mozognak a pályán.

6. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

Köszönöm a Festo Didactic Magyarország hozzájárulását ahhoz, hogy cikkemben a Robotino, illetve a Festo nevét felhasználhattam. Itt szeretném megköszönni a HHT csapat többi tagjának, Raj Leventének, Bolla Dánielnek és a felkészülést segítőknek, Cmerk Andrásnak, Szabó Tibornak, Szabó Norbertnek és Németh Attilának azt az elképzelhetetlen mennyiségű munkát, amely ezt a fejlesztést és eredményt lehetővé tette.

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.

7. HIVATKOZÁSOK

- [1] Kép forrása:
<http://www.worlddidacaward.org/award2006/pics/robotino.jpg>
- [2] Wikipedia:
http://hu.wikipedia.org/wiki/Alkalmazásprogramozási_felület
- [3] Angol nyelvű szabálykönyv:
<http://www.robocup2009.org/286-0-Rules>
- [4] Kép forrása: Online 3D grapher
<http://www.livephysics.com/ptools/online-3d-function-grapher.php>

A GÉPTERVEZŐK ÉS TERMÉKFEJLESZTŐK XXVI. SZEMINÁRIUMA

BÚCSÚZIK DR. KÁLMÁN ANDRÁSTÓL

Dr. Döbröczeni Ádám, Kovács János
egyetemi tanár (Miskolci Egyetem), igazgatóhelyettes (Andrássy Gyula Szakközépiskola)

2010. október 14-én váratlanul elhunyt Dr. Kálmán András, műszaki tanár, okleveles gépészmérnök, a GÉP folyóirat főszerkesztője.

Az 1950-es évek mélyreható változásokat hoztak az egész országra, de különösen Borsod-Abaúj-Zemplén megye és Miskolc város életében. A háború után az újjáépítés számos feladatot adott és különösen fontos feladatot volt a tanulókörben lévő ifjúság oktatási körülményeinek békeidőkhöz méltó megszervezése a gazdasági igények kielégítésére.

1948–49-től számítható az az idő, amikor a miskolci műszaki képzést adó iskolák – technikumok – újjáalakultak. 1949-ben új műszaki egyetemet alapítottak Miskolcon és erre az évre esett a mérnökök tudományos szervezetének, a Gépipari Tudományos Egyesületnek a megalapítása is. Alig egy éve ünnepeltük az Egyesület alapításának 60. évfordulóját.

Különös szerencsénk a szakmában, hogy akadtak szorgalmas, meghatározó kollégák, akik ezt a hatvan évet ugyancsak itt élték le, a műszaki képzés és a technikusok, mérnökök társadalmi életének szervezésében, a műszaki tevékenység társadalmi elismertetésén folyamatosan dolgozva.

Kálmán András 1952-ben került Miskolcra, akkor a Gépipari Technikum – a háborút átvészelve – már épségben állt, a Nehézipari Műszaki Egyetem pedig a hajdani Fráter Gimnázium és a Kossuth Mozi helyiségeiben működött. Ma, 2010-ben a Gépipari Technikum Andrássy Gyula Műszaki Szakközépiskolaként, a Nehézipari Műszaki Egyetem Miskolci Egyetemenként, a Gépipari Tudományos Egyesület pedig alapítási nevén működik.

Dr. Kálmán András 1930. október 19-én született Szolnokon. Előbb műszaki tanári, majd gépészmérnöki diplomát szerzett. 1952-ben Miskolcon, a Zalka Máté Gépipari Technikumban kezdte oktató munkáját. A Zalka Máté Gépipari Szakközépiskola néven megújult intézményben 1970-től 1991-ig igazgatóként szolgálta a középfokú műszaki oktatást. Ez idő alatt számottevő műszaki fejlesztés és világbanki finanszírozású oktatásfejlesztés valósult itt meg.

Dr. Kálmán András okleveles gépészmérnök, műszaki tanár maga is csaknem 60 esztendőn át munkálkodott a technikusok, mérnökök érdekében. Mind a középiskolában, mind a felsőfokú műszaki képzésben – Felsőfokú Gépipari Technikumban tanszékvezetőként – továbbá a Bánki Donát Gépipari Műszaki Főiskolán és a Miskolci Egyetemen a mérnökök képzésében aktív, meghatározó és mai kifejezéssel élve folyamatos innovatív szerepet vállalt. A Nemzeti Szakképzési Intézetben, az OMFB szervezésében, a Ma-



gyar Szakképzési Társaságban, a Műszaki Oktatási Kamarában tartalmas fejlesztői, szakértői munkát végzett. A József Attila Tudományegyetemen egyetemi doktori fokozatot szerzett. Számos kiváló technikai és felsőfokú technikai tankönyv szerzője. Szakmájában folytatott kiváló mérnöki fejlesztő tevékenysége biztos alapot adott tanítói munkájához.

A tanárember jutalma az, hogy élete legalább egy emberöltővel meghosszabbodik, hatása szétszórva megsokszorozódik és a

hajdani tanítványok még gyermekeiknek is továbbadják volt tanáraik nevét, emlékeit.

Dr. Kálmán András minden valószínűség szerint nemcsak tanítványai, hanem több ezer más szakmabeli kolléga emlékeiben is tovább él.

Kálmán Bandi – utóbb mindannyiunk számára ezen a néven – megtalálta a módját annak, hogy - bár hivatalos tanári tevékenységét nyugdíjazásával csaknem húsz éve lezárta – oktató tevékenysége szakértőként, tananyagfejlesztőként megmaradjon, mi több annak is megtalálta a módját, hogy a műszaki társadalmat tovább szolgálja a szakmai értékek megőrzésének érdekében. Oroszlánrésze van abban, hogy a 60 éves Gépipari Tudományos Egyesület folyóirata – a GÉP – minden nehézség ellenére, mind tartalmában, mind kivitelében, mind a megjelentetés finanszírozásában, még a mai válságot is megújulva élje át.

Kálmán Bandi mint a GÉP folyóirat főszerkesztője halatlan eredményeket ért el azzal, hogy több mint 20 éven át az évről évre újra és újra megjelenő nehézségek ellenére a GÉP folyóirat megjelenését folyamatosá tette. A lap az ipari eredmények mellett a műszaki felsőoktatás tudományos kutatásának és tudományos továbbképzésének - a PhD képzésnek – olyan szócsove – mondhatni harsonája – lett, amely több tízezer embernek szerzett szakmai örömeket és adott biztatást a jövőre nézve.

Dr. Kálmán András életének csaknem 80 évéből hatvan év a műszaki gondolkodás és a műszaki tudományok szolgálatában telt el. Temetése 2010. október 21-én volt Miskolcon, a Deszka Temetőben. Utolsó útjára tanítványok, kollégák sokasága kísérte, sírját elborították a koszorúk, közöttük egyesületek, egyetemek, középiskolák emlékező koszorúi, virágcsokrai.

Mind a Gépipari Tudományos Egyesület Elnöksége, mind a több ezres gépészmérnök társadalom, a GTE Borsod-Abaúj-Zemplén megyei Szervezete, a Géptervezők és Termékfejlesztők XXVI. Szemináriuma tisztelettel, szeretettel – a munkát és az emlékeket megőrizve – búcsúzik Dr. Kálmán Andrástól.

INVESTIGATION OF THE ASYNCHRONOUS ALTERNATING CURRENT HYDRAULIC (A-ACH) DRIVE

*Erdelyi Janos, assistant lecturer, University of Miskolc
Dr. Lukacs Janos, retired associate professor, University of Miskolc*

ABSTRACT

At the Department of Machine Tools of the University of Miskolc it means a several-decade theoretical and practical research to examine alternating current hydraulic drives. As the result of the research, studies, dissertations and inventions have been created (among which the patent on regulated asynchronous alternating current hydraulic drives with extra ignition torque is of outstanding significance) Recently, the final version of the asynchronous alternating current hydromotor (A-ACHM) operating according to the principle of electric alternating current asynchronous motors has been patented. In the present study we made calculations on the mathematical model of the driving process in order to define the pressure and speed characteristics of the fluid flowing in the pipelines. We completed the theoretical calculations with measurements, where we defined the characteristics of the neutral gear drive along with differing adjustments.

1. INTRODUCTION

At the Department of Machine Tools of the University of Miskolc it means a several-decade theoretical and practical research to examine alternating current hydraulic drives. The novelty of the drive, that the alternating current operates one way rotating elements but not linear moving pistons. The losses of the phase-spaces that include the rotating elements cause, the extra low rev (0,001 – 0,01 rpm) have realized more complicated then the phase-spaces with pistons. But the drive can operate at higher revolution (500-600 rpm) easily.

As the piston operated, the rotating element drive can also be controlled stepless. The controlling have realized by setting the frequency or the amplitude of the phase-flow. In the paper we want to demonstrate the mathematical-fluid mechanics model of the drive, the pilot model and the measuring results. These results can discuss and estimate by the analogy of the electrical asynchronous drives.

2. THE A-ACH PILOT MODEL

The alternating current hydraulic generator (ACHG) produces pulsing, sinusoidal phase-flow in the phase-pipelines to operate the alternating current hydromotor (ACHM). The operating element which exciting the piston of the ACHG is being divers (e.g.: crankshaft, periodic disks, like eccentric- and ellipse-

wheels). The kinematic scheme of the A-ACH drive can be seen on Fig. 1.

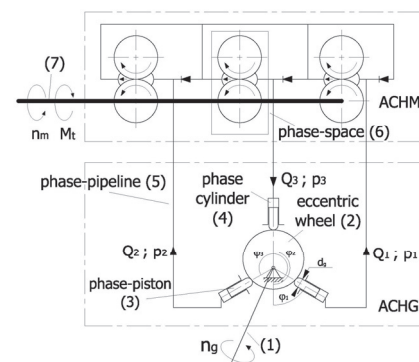


Fig. 1. Asynchronous alternating current hydraulic drive (kinematic draft)

Along the project we have made the pilot model of the A-ACH drive. The ACHG of the pilot model has an eccentric exciting element. The shaft of the ACHG is driven by a direct current hydro motor. By the applying a direct current hydro motor simply can be enable the frequency controlling by the setting of the driving flow. We can also set the amplitude of the phase-flow with a double eccentric wheel when the drive is standing.

3. MODELLING THE FLOW IN THE PHASE-PIPELINES

In the model we handle the phase-flow like a non-stationary, one-dimensional, flexible fluid

in flexible tubing. We suppose that the speed and the pressure of the flow are only depends from the time and the position coordinates in the centerline of the phase-pipeline. The equations for the non-stationary flow are the motion equation:

$$\frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial Y}{\partial x} + \frac{\lambda}{2D} v |v| = 0 \quad (1)$$

where,

- $v(x,t)$ velocity (m/s),
- t time (s),
- λ pipe friction factor,
- D pipe diameter (mm),
- $Y(x,t)$ amount of energy contained (J),

as well as the continuity equation:

$$a^2 \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial Y}{\partial t} + v \frac{\partial Y}{\partial x} + gv \sin \alpha = 0 \quad (2)$$

where,

- a wave velocity (m/s),
- α angle of landing (pipeline).

Induct the pressure wave velocity, which is:

$$a = \left[\rho \left(\frac{1}{E_f} + \frac{1}{E_a} \right) \right]^{-\frac{1}{2}} \quad (3)$$

where,

- ρ fluid density (kg/m³)
- E_f fluid module of elasticity (MPa)
- E_a pipeline mod. of elast. (MPa)

The (1) and (2) make up a differential equation system. Using the model below (Fig.2), we solve the equations besides its boundary conditions (ACHG piston diameter (d_g), stroke ($2e$), pipe length (l), pipe wall thickness (t), pipe module of elasticity (E), ACHM piston diameter (d_m)).

The phase-flow generated by the ACHG's piston which excited by the eccentric wheel. The rotating eccentric wheel with the phase-flow actuated the working surface of the ACHM. We inspect the phase-flow speed and pressure changing, at the working surfaces of the ACHG and ACHM.

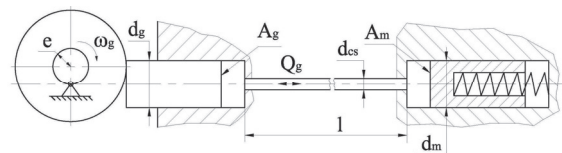


Fig. 2. Model for the hydrodynamic inspecting.

Besides the model's (Fig. 2) boundary conditions ($n_g=1000$ 1/min, $e=5$ mm) we solve the equation system composed (1) and (2), the results can be see on Fig. 3.

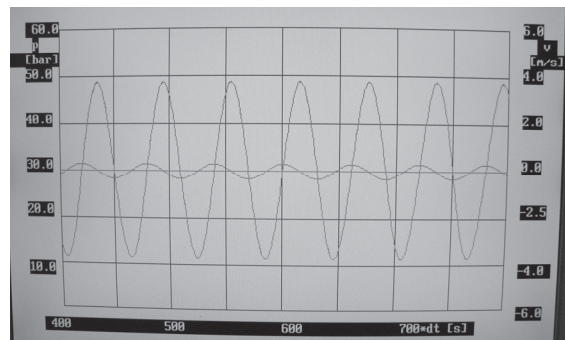


Fig. 3. Speed and pressure characteristics at the tube ends (green= speed, red=pressure).

We have verified the theoretical calculation with measurements. We were doing measurements to determine the phase-pressure at the ends of one phase-pipeline. Results can be see on Fig. 4.

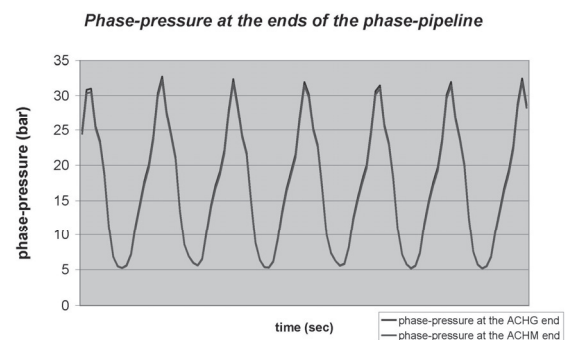


Fig. 4. Phase-pressure at the ends of the phase-pipeline

As we can see, the pressure is almost the same at the both end (the relative deviation is 1,4 %). Although we didn't have the possibility to measure the pressure in every section of the phase-pipeline, but the theoretical account and the given results underpin that the pressure and the speed of the phase-flow are constant in every section and every time. So hereunder we

can handle the phase-flow like a concentrated parameter.

4. MEASUREMENTS AT THE A-ACH PILOT MODEL

We built the A-ACH pilot model for practical inspection at the Department of Machine tools at University of Miskolc (Fig. 5.).

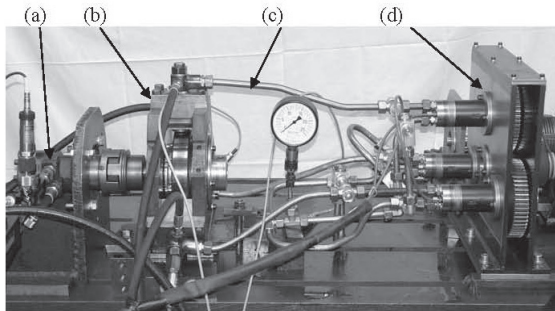


Fig. 5. Asynchronous ACH drive.

The A-ACH drive has three phases, the ACHG (b) has an eccentric actuating wheel. The drive shaft of the ACHG is actuated by a direct current hydraulic motor (a). The advantage of this solution that we can adjust the phase-flow frequency (frequency control) by changing the revolution's of the hydraulic motor. The phase-pipelines (c) are rigid and heavy steel tubes. The aim of the measurement is to get the static and dynamic characteristics of the drive as the ACHM revolution and drive torque. We took the characteristics besides no-load and load conditions. A no-load phase-flow characteristic can see on Fig. 6.

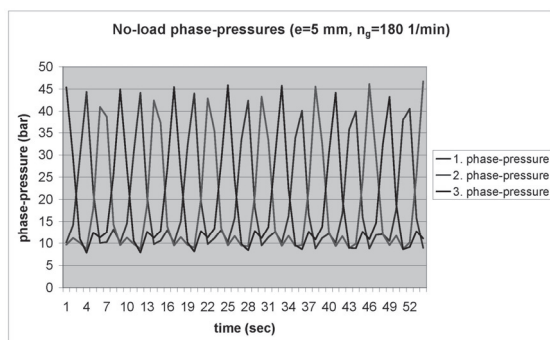


Fig. 6. No-load phase-pressure characteristic

As we can see the pressure characteristic is periodic. The lower values have given by the drain loss additional pump while the loading conditions indicate the upper values. The

ACHM revolution and torque characteristics in load condition can be seeing on Fig. 7.

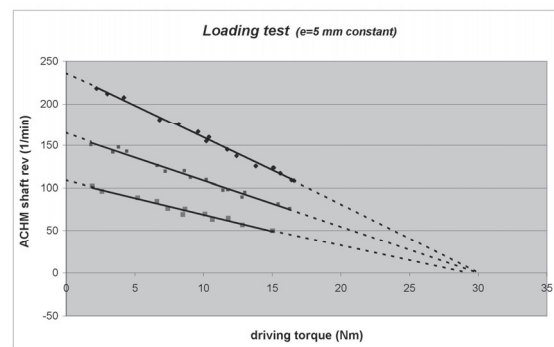


Fig. 7. Load characteristic of the ACHM.

In the test the eccentricity was constant ($e=5\text{mm}$) while we were changing the revolution of the ACHG. The A-ACH drive can operate in stellar- and delta coupling in accordance with electrical analogy. We were testing both couplings to demonstrate the difference between the ACHM's drive shaft revolutions. After the measurements we can say that using the electrical analogy is right. We proved the revolution difference which results can be seeing on Fig. 8.

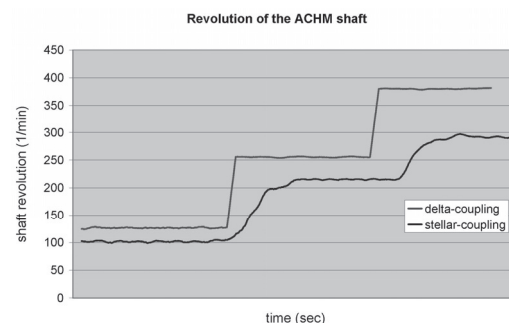


Fig. 8. The effect of coupling upon the ACHM revolution

By the theoretical calculations and the given measurement results we can say that the ACHM revolution is lower in stellar coupling then delta if we use the same setup (eccentricity, drive revolution) in both cases.

5. LITERATURE

Erdelyi Janos - Dr. Lukacs Janos – Dr. Tolvaj Bela: Theoretical and practical test of the asynchronous alternating current hydraulic (A-ACH) drive. Pneumatics, hydraulics, drives, automation. Vol. XIII. 2009. p. 25-29.

SZAKMAI ÉLMÉNYSZINTÉZIS – A SZEMINÁRIUMOK KISUGÁRZÁSA A HAZAI TERMÉKTERVEZÉSRE

A PROFESSIONAL SYNTHESIS – THE SEMINARS INFLUENCE ON LOCAL PRODUCT DESIGN

Dr. Hegedűs József CSc c. e. tanár– Nyugat-magyarországi Egyetem, Sopron

ABSTRACT

The lecture analyzes 25 seminars that have taken place so far. The author briefly summarizes his impressions both from a professional and effective viewpoint. During the first meetings lead constructors, followed by machine-designers, then along the machine designers product-designers played primary roles. All this – as result of the organizers' tireless and praiseworthy efforts – became a working process.

1. BEVEZETÉS

Elemzésünk szempontjából jelentős mérföldkönek számít egy 1972-es nyári nap TÉGLÁS-on. Itt határozták el a GTE titkárai az iparvállalati vezetők összehívását. A Miskolc-i szervezet helyesen ismerete fel azt, hogy a vállalatok vezetői közül elsőként a konstrukcióért felelős vezetőket célszerű találkoztatni. Ezt a gondolatot az illetékesek jóváhagyták, a Miskolc-i szervezet szabad kezett kapott a Vezető Főkonstruktőrök találkozásának megszervezésére. Jelenleg a 26. rendezvényen vagyunk, a konstrukciós tevékenység azóta SZAKMAKULTÚRÁ-vá vált.

Ebben a SZEMINÁRIUM valamennyi szervezőjének elvülhetetlen érdemei vannak. A rendezvény-sorozatba vezető konstruktőrként kapcsolódtam be, egy akkor jelentős műszergyár fiatal fejlesztési vezetőjeként. Erre az időre fejeződött be a műszeripar pincéből való felhozása (vállalatunk több, mint 30 telephellyel rendelkezett) kiépítése, működésének beindítása. Előtérbe került a műszaki fejlesztés, a gyártmánytervezés: vagyis a konstrukció kitüntetett szerepe. Nagy érdeklődéssel jelentkeztünk a miskolci szemináriumra, amelyhez akkor még érdekes és tartalmas kulturális rendezvény is csatlakozott

(ezek később elmaradtak). Ezt követően valamilyen formában minden találkozón részt vettem. Mivel fejlődésemet a két-, majd az évenkénti találkozók meghatározó módon alapozták meg, ezért egy átfogó tanulmányt készítettem a 25 rendezvényről. Ez az előadás ill. cikk ennek a tanulmánynak egy rövidített változata.

2. TALÁLKOZÁS A "NAGY GENERÁCIÓVAL"

Akkor még nem fogtam fel, ma már tudom, hogy azokban az években a hazai ipari-műszaki kultúra nagyjával találkoztam, akik meghatározó egyéniségek voltak. Főkonstruktőrök, műszaki menedzserek, egyetemi tanárok, feltalálók, kutatók, iparunk-egyetemeink nagyjai. Mindőket azért nevezhetjük nagy generációnak, mert a tanításban, a tervező-kutató munka irányításában egyaránt otthonosan mozogtak és világszintet meghaladót alkottak. Mindegyikükhöz kötődött egy-egy legendás oktatási kultúra, egy-egy forradalmian új termék.

Az biztos, hogy most is vannak kiváló vezetők, legendásan jó tanárok, de – ahogy mondani szokták – a konstelláció már jó régen más, mint akkor. Azok a nagyjaink tetszés, vagy szükség szerint többször cserélhették-cserélték az oktatás vagy az iparirányítás posztjait. Ez hazai viszonylatban már jó régen a múlté. Itt azonban, mint első nagy élményt, élményhalmazt meg kellett említeni, annál is inkább, mert ez az élmény még néhány évig lankadatlan intuíció- és kreativitáserősítő volt. Aztán, nagyjaink eltávozásával együtt mindez

megváltozott (neveket azért nem említünk, mert ehhez itt nincs helyünk, ugyanakkor kihagyni senkit sem illene.)

Összefoglalva ezt a gondolatmenetet: az első inspiráció tehát NAGY ELŐDEINK hatása volt. Ez meghatározta a Szemináriumok témaköreit is. Egy fiatal, kezdő vezetőkonstruktor számára nagy eseménynek számított egy-egy nagyvállalat vezető konstruktorének vagy egy, már a gyári gyakorlatot is megjárta tudósak az előadása. Visszaemlékezéseim szerint egy-egy ilyen előadás felért egy-egy egyetemi szemeszterrel.

Később az iparunk „átalakult”, a soron következő szemináriumokon dominánssá váltak a gépelemekre, a szerkezetekre irányuló kutatások, ezekkel együtt az új kutató egyéniségek.

3. A SZAKMAI ÉLMÉNYFORRÁSOK BŐVÜLÉSE

A szervezők, együttműködők megnevezései a GTE szervezetével és a Miskolci Egyetem névváltozásai szerint változtak. A témakörök jelentősen bővültek és ez a tény sok új ismeretet nyújtott a rendezvényeken részt vevők számára. Az ismeretbővülés mértéke rendezvényenként megduplázódott

A biológiában, a matematikában megvalósult rendszerszemlélet a gépelemek, a szerkezetek és az anyagok kutatásaiban is kapott „visszacsatolást”. Ez később teljes mértékben teret nyert, a rendszerszemlélet meghatározóvá vált. A komplexitás érvényesüléséhez a névváltozások is hozzájárultak és a XII. Szeminárium megnevezésében már megjelent a **termék** (fejlesztés) kifejezés.

A számítástechnika (valamint az informatika) alkalmazásának hatására előtérbe került a végeelem módszer, amely új utakat nyitott az analízis-szintézis területén. Az első időkben a VEM „ránehezedett” a probléma megoldására, de ezen ma már túlléptünk. A VEM a gép- és terméktervezés pótolhatatlan módszerévé vált.

A rendszerszemlélet teljessé válása, vagyis a terméktervezés térhódítása tovább gazdagította a használatos módszereket, itt első sorban a határterületekről van szó. A rendszerszemléletnek egyébként ez az egyik

legnagyobb eredménye és pozitív hatása. A vártnál ugyan kevesebb marketing-információ jelent meg az egyes előadásokban, de a költségtudatos szemlélet, a vállalkozás és a gazdálkodás kérdései egyre többször napirendre kerültek.

Az egyik fő vonulatot az értékelemzés, illetve az értékmenedzsment képviseli, ugyanakkor a rendszerszemléletet is az értékmenedzsment valósítja meg leginkább.

Összefoglalva ezt a gondolatmenetünket megállapíthatjuk, hogy a szemináriumok a résztvevők számára orientáló, a tájékozódást segítő élményeket, tapasztalatokat nyújtottak. Az a következtetés is levonható, hogy a témakörök jól tükrözték gazdaságunk, iparunk helyzetét. A kisugárzás a termékfejlesztésre is ráirányította a figyelmet. A digitális gazdaság és a fő célként megfogalmazható beszállítói hálózat kialakulásához a szemináriumok tartalmi szempontból jól közelítenek.

4. OKTATÁSI-KÉPZÉSI KÉRDÉSEK

A szemináriumok egyik erőssége a szakemberképzés állandó napirenden tartása. Egyrészt a doktori iskolák hallgatóinak lehetőséget nyújtott a prezentációra, másfelől az egyetemi képzések is bekerültek a tájékoztatás, illetve a viták sorába. Kérdés: miként válik ez a résztvevő számára élmény-motivációvá?

Első sorban tájékoztatást, eligazítást kaphatnak a kutatások témaköreiről. A hallgatóság ebből tanulhatja a legtöbbet, a témakörök ugyanis egytől egyig előremutatók, újszerűek.

A gyakorlati terméktervező számára ezek az ismeretek a részfunkciók nagyszámú változatának létrehozása miatt szükségesek. Az egyetemi oktatásokról szóló viták az oktatásban résztvevők számára nyújtottak ismereteket. Az utóbbi a kialakulóban lévő új szakmakultúra – a Terméktervező Mérnök-képzés – miatt is fontos „kisugárzás”. Tudjuk, hogy a termékek az innováció, az ipar és a vállalkozás elemi formái.

5. IRODALOM

A 25 Szeminárium kiadványai.

HAJTÁSBEÁLLÍTÁS HATÁSA AZ ÉKSZÍJAK MELEGEDÉSI VISZONYAIRA

EFFECTS OF DRIVE INSTALLATION ON V-BELT TEMPERATURE CONDITIONS

Dr. Kátai László Ph.D, Dr. Szabó István Ph.D., Szent István Egyetem, Gépészmérnöki Kar

ABSTRACT

Main objective of this paper is analyzing a new measuring method for V-belt temperature test. One of the determining and critical factors of lifetime is the developing temperature in the belt. We have analyzed the V-belt viscoelastic model. We have set-up test equipment to measure the shaft alignment with laser shaft alignment device. The temperature was measured by infrared thermography. Key words: V-belt test, laser shaft alignment, infrared thermography.

1. BEVEZETÉS

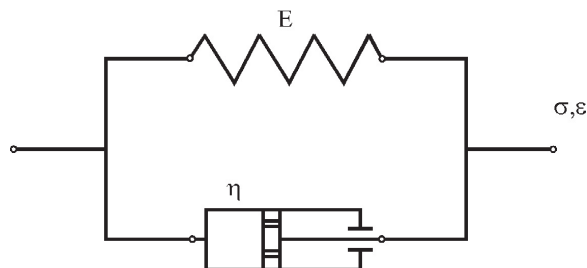
Az ékszíjhajtásokkal viszonylag bonyolult hajtáselrendezések is megvalósíthatók, nagy tengelytávolságokat is át lehet hidalni és a hajtás kialakítása összetett szerkezeti elemeket nem igényel. A teljesítmény-átvitel erőzáráson alapszik, ami néhány előnyös, de ugyanakkor bizonyos hátrányos tulajdonságot is okoz. Mivel hajtóelem rugalmas anyagokból épül fel, a hajtás rugalmas lesz, kisebb terhelési csúcsok alakulhatnak ki, túlterhelés esetén megcsúszással védi a hajtott oldalt. Az erőzárás ugyanakkor azt eredményezi, hogy a szlip miatt az áttétel, tehát a hajtott berendezés fordulatszámja bizonyos határok között ingadozhat, így csak olyan helyen alkalmazható, ahol ez hátrányt nem jelent [3].

Az ékszíjhajtás egyik lényeges előnyét a rugalmas tulajdonságainak köszönheti, ami a szíj felépítéséből következik, és elsősorban a teherviselő szál sajátosságaira vezethető vissza. Fontos szem előtt tartani, hogy a rugalmassági modulus értéke a szíjnél nem állandó, a Hooke-törvényt csak egy szűk alakváltozási intervallumon belül követi, azaz a fajlagos nyúlás függvényében nem lineáris a feszültség-változás, hanem anyagtól függően, attól eltérő [1]. Ezért a számításoknál egy adott terhelési

intervallum közepéhez meghatározott iránytangenssel, vagyis közepes rugalmassági modulussal számolunk. Az egyes alkotó elemekre külön-külön meghatározhatjuk a rugalmassági modulust, amelyeket a párhuzamos kapcsolású rugók szabályai szerint összegezhünk. Mivel a burkolószövet és a gumi ágyazóanyag rugalmassági modulusa több nagyságrenddel a kordszára jellemző érték alatt marad, a keresztmetszet terhelés számításánál a kordszál jellemzői lesznek a meghatározók.

2. AZ ÉKSZÍJ VISZKOELASZTIKUS MODELLJE

Az ékszíj reológiai tulajdonságainak ismerete igen lényeges az élettartam elemzéséhez. Az ékszíjban jelentkező hőterhelés egyik okozója az ismétlődő hajlító igénybevétel során jelentkező veszteség, amit a belső súrlódás hoz létre. A deformáció ciklus alatt fejlődő hő függ az anyag belső súrlódásától, a deformáció nagyságától és a deformáció sebességétől. Ez az ékszíjhajtás esetén a szíj anyagát (viszkoelasztikus tulajdonságát), a tárcsaátmérőt és a szíjfrekvenciát jelenti. Az ékszíjat viszkoelasztikus lineáris modellként kezelhetjük [1]. A modell az 1. ábra szerint jellemezhető.



1. ábra: Az ékszíj mechanikai modellje

Az 1. ábrán látható modell egyenlete:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon + \eta \frac{d\varepsilon}{dt} \quad (1)$$

Az egyszerűbb felírás miatt bevezetve a $\frac{d}{dt} = s$ operátort,

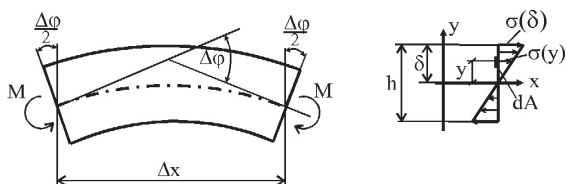
$$\sigma = E \cdot (1 + s \cdot \eta') \cdot \varepsilon = E(s) \cdot \varepsilon \quad (2)$$

ahol,

$$- E(s) = E(1 + s \cdot \eta') - \text{operátoros}$$

rugalmassági modulusz, és $\eta' = \frac{\eta}{E}$.

A célkitűzések között a hajlítás során keletkező melegezés meghatározását foglalmaztam meg, így ennek megfelelően azt vizsgálok, hogy az adott viszkoelasztikus modell hogyan viselkedik a hajlító igénybevétel során. Egy Δx hosszúságú ékszíz szakasz hajlítása a 2. ábra szerint értelmezhető:



2. ábra: Az ékszíjszakasz hajlító igénybevételének értelmezése

Feltételezhető, hogy a feszültség és a nyúlás lineárisan változik, és ennek megfelelően a feszültség:

$$\sigma(y) = \sigma(\delta) \cdot \frac{y}{\delta} \quad (3)$$

a nyúlás pedig,

$$\varepsilon(y) = \frac{\varepsilon(\delta)}{\delta} \cdot y \quad (4)$$

Az elfordulás 2. ábra szerinti szöge:

$$\Delta\varphi = \varepsilon(\delta) \cdot \frac{\Delta x}{\delta} \quad (5)$$

A hajlítónyomaték a (3) és (4) összefüggések alapján:

$$M = \int_A \sigma(y) \cdot y dA = \frac{\sigma(\delta)}{\delta} \int_A y^2 dA = \quad (6)$$

$$\frac{\sigma(\delta)}{\delta} \cdot K$$

ahol:

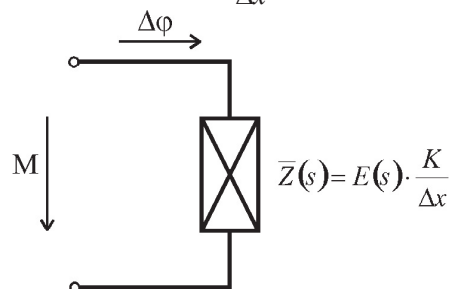
- A - az ékszíz keresztmetszet felülete [mm²];
- K - az ékszíz keresztmetszeti tényezője [mm³].

A fenti egyenletekből a nyomaték az alábbi alakban írható fel:

$$M = \left[E(s) \cdot \frac{K}{\Delta x} \right] \cdot \Delta\varphi \quad (7)$$

Tehát az ékszíz egy mechanikai impedanciaként értelmezhető, ahol az M nyomaték, $\Delta\varphi$ szögelfordulásnak megfelelő "áramot" hoz létre, a 3. ábra szerint [2]:

$$\bar{Z}(s) = E(s) \cdot \frac{K}{\Delta x} \quad (8)$$



3. ábra: Az ékszíz mechanikai impedanciaként történő értelmezése

3. AZ ÉKSZÍJAK ÉLETTARTAMÁT BEFOLYÁSOLÓ TÉNYEZŐK ELEMZÉSE

Az ékszíjak meghibásodását, tönkremenetelét három kategóriára lehet osztani:

1. kifáradás;
2. kopás;
3. szakadás.

A kifáradás az ékszíjak esetén sajátosan jelentkező jelenség, amit az ékszíz szelvény felépítése indokol. Mivel ún. társított/erősített rendszerben működő kompozit anyagokról van szó, a kifáradással jellemzett tönkremenetel oka, az egyes rétegek szétválása, az együttműködés megszűnése. Ez a folyamat az ékszíz belsejében indul el, a kordszálak és az ágyazóanyag között. A folyamat hatására a hajtás terhelhetősége, futáspontossága romlik és az ékszíjat hibásnak kell minősíteni, bár a teljesítmény-átviteli képessége teljesen még nem szűnt meg.

A kopás, mint tönkremenetel elsősorban beállítási hiba következménye lehet. A tárcsák párhuzamossági, vagy éppen szöghibája okozza, valamint a nem megfelelő előfeszítés - vagy túlterhelés - hatására fellépő tényleges csúszás.

A szakadás az extrém túlterhelés hatására következhet be, de a kifáradási folyamat vége is lehet, amennyiben nem ismerik fel a folyamatot időben, a fent említetteknek megfelelően az

alkotó elemek szétválása végső stádiumban szintén szakadáshoz vezethet.

A továbbiakban célszerű az élettartamot, azaz a tönkremenetelt befolyásoló hatásokat elemezni. A ható tényezőket két fő csoportra lehet osztani:

- hajtás beállítási (installálási) tényezők (pl. tárcsák párhuzamossági-, vagy szöghibája, helytelen előfeszítés, stb.)
- mechanikai, fizikai tényezők.

A jelen dolgozatban az élettartamot befolyásoló tényezők közül a hőmérséklet hatását vizsgáljuk.

Az ékszíjgyártói adatok alapján megállapítható, hogy az „alaphőmérséklet” (70 °C) 10 °C-kal történő emelkedése a várható élettartam 50%-os csökkenését okozhatja.

Az ékszíjban kialakuló hőmérsékletet az alábbi hajtásjellemzők határozzák meg:

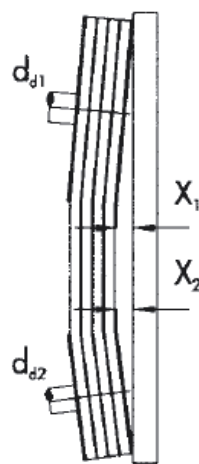
- szíjfeszítés,
- szíjfrekvencia,
- tárcsaátmérő,
- környezeti hatások,
- szíjcsúszás,
- geometriai beállítás.

Kutatómunkánk során a geometriai (hajtásbeállítás) beállítás hatásának a vizsgálatát tűztük ki célul.

4. A HAJTÁSBEÁLLÍTÁSI JELLEMZŐK

Az ékszíjhajtás működésével kapcsolatosan a legnagyobb figyelmet a helyes előfeszítő erő beállítására fordítják. Ez részben indokolt is, hiszen ez alapvetően meghatározza, hogy a hajtás alkalmas lesz-e a kívánt teljesítmény átszármaztatására – minimális (üzemszerű) szlip mellett -, ugyanakkor indokolatlan túlterhelés nem éri az ékszíjat. Mind az ún. tényleges csúszás (nem üzemszerű állapot), mind a szíjágak túlterhelése jelentősen csökkentik az ékszíj várható élettartamát.

Ezek mellett azonban figyelmet kell fordítani a geometriai beállítás pontosságára is, amely gyakran háttérbe szorul és idő előtti meghibásodáshoz vezet. Az 5. ábra a szíjgyártók által ajánlott beállítási jellemzőket mutatja. Ehhez a katalógusok a tárcsaátmérők függvényében a megfelelő határértékeket is közlik.

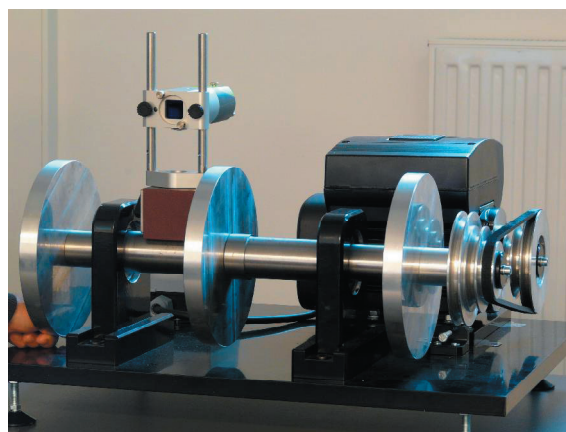


5.ábra: Geometriai beállítások jellemzői

5. A VIZSGÁLATI BERENDEZÉS ÉS ESZKÖZEI

A vizsgálatot egy két tárcsából álló nyitott szíjhajtás elrendezésű próbapadon végeztük. A hajtómotor vezetősínben történő elmozdításával a megfelelő előfeszítés beállítható, és a rögzítő csavarok alá szerelt hézagoló lapokkal a helyes geometriai beállítás is elvégezhető.

A geometriai beállítást Fixturelaser XA Geometry gépbeállító rendszerrel végeztük. A méréshez az RM mérőegységet használtuk, amely 2 axisú detektorral és beépített szögérzékelővel rendelkezik. A mérőegységet mágneses talpon rögzítve helyeztük el a megfelelő felületekre. Lézeradóként T220 diódalézer típusú egységet alkalmaztunk. A beállítás eszközeit a 6. ábra szemlélteti.



6.ábra: A lézeres geometriai beállítás

A hőmérséklet mérése NEC H2640 típusú infrakamerával történt. Az infravörös

detektora nagy felbontású (640x480), a hőmérséklet mérési tartománya $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ -tól $+500\text{ }^{\circ}\text{C}$ -ig terjed. A mérendő objektumtól kb. 1 m-es távolságban helyeztük el, így a minimálisan érzékelt mérési pont (felület) $0,6 \times 0,6\text{ mm}$, amely a vizsgálat szempontjából tökéletesen elegendő. A vizsgálati elrendezést (beállítást) a 7. ábra mutatja.



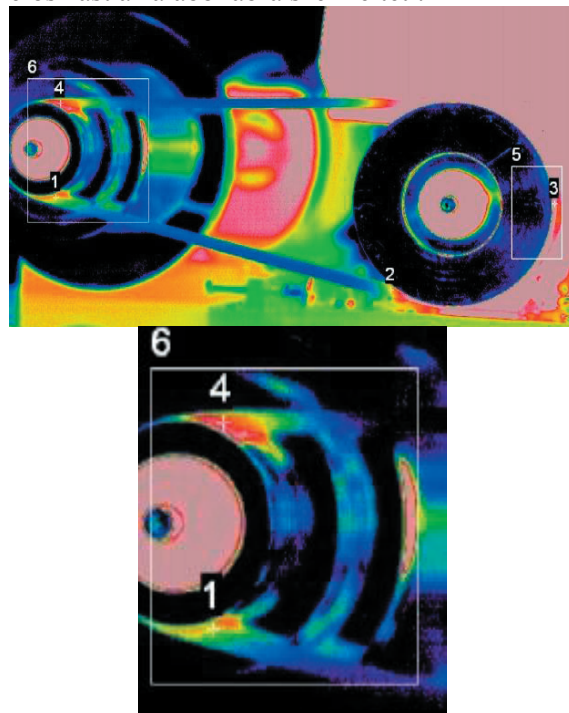
7. ábra: A próbapad a vizsgálati beállítás során

Az infrakamerás hőmérséklet mérésénél az emissziós hőmérsékletet kell mérnünk. Ehhez azonban ismernünk kell a mért objektum (test) ún. emissziós tényezőjét (ϵ), hiszen egy „valós” test (nem abszolút fekete test) esetén az emisszió túl visszavert és áteresztett hőmennyiség is jelentkezhet. Az emissziós tényező pontos meghatározásával és beállításával lehet megfelelő pontosságú az infrakamerás hőmérsékletmérésünk. A vizsgált objektumot tapintó hőmérővel (TMTL 1400K) ellenőrizve határoztuk meg az emissziós tényező értékét.

5. A VIZSGÁLAT ÉRTÉKELÉSE, EREDMÉNYEK

A vizsgálati berendezésen kialakuló ékszíj alaphőmérséklet megállapításához elvégeztük a lézeres gépbeállítással a hajtó és a hajtott tengelyekre szerelt ékszíjtárcsák egy síkban történő futásának a beállítását. Ilyen beállítás mellett – rögzített hajtásparáméterek esetén – meghatározható az ékszíjban kialakuló hőmérséklet, illetve figyelemmel kísérhető a hőmérséklet eloszlása és változása a szíj hossza mentén. Különös figyelmet kívánunk fordítani a tárcsáról lefutó, illetve a tárcsára felfutó szíjszakaszokra, ahol a leginkább megfigyelhető lehet a geometriai beállítások hibájának a hőmérsékletre, ezzel együtt a várható élettartamra, valamint a hatásfokra

gyakorolt hatása. A kialakult hőmérséklet eloszlást az alábbi ábra szemlélteti.



8. ábra: A teszt során készített hőkamerás felvétel

Jól érzékelhető, hogy a tárcsáról lefutó szíjág esetében magasabb hőmérséklet érték figyelhető meg.

Eddigi vizsgálataink alapján megállapítható, hogy az infravörös termográfia alkalmas az ékszíjak működésközbenei diagnosztikai vizsgálatára. Az ékszíjak optimális használatához igen nagy figyelmet kell fordítani a – gyakran felületesen kezelt – hajtásgeometriai beállításokra is.

A vizsgálati eljárás tesztelését követően megkezdjük különböző beállítási és hajtásparáméterek esetére a mérések elvégzését, és azok értékelését.

FELHASZNÁLT IRODALOM

- DESSEWFFY O. - KAPPEL L.: Gumik és műanyagok vizsgálata. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1966.
- KÁTAI L. – SZENDRŐ P. – VINCZE GY. – SZABÓ I.: Determination of Inner Viscosity of V-belts by Bending Test. In: *Hungarian Agricultural Engineering*, 14/2001 december p.31-33.
- KÁTAI L.: Kötő- és támasztóelemek, Hajtások 40-54 p. In: SZENDRŐ et al.: *Géptan*. Mezőgazda Kiadó, Budapest, 2003.

CSAVARRUGÓVAL ELŐFESZÍTETT, ERŐVEL ZÁRÓ TENGELYKAPCSOLÓ

WRAP SPRING CLUTCH

Dr. Kozma Mihály kandidátus, egyetemi tanár*; Molnár László egyetemi adjunktus*,
Dr. Váradi Károly MTA doktora, egyetemi tanár*; Dr. Oroszáry László, fejlesztés vezető**

ABSTRACT

Wrap Spring Clutch offer some advantages in torque to size ratios and clutching time as compared to other torque transmitting devices [1]. The torque capacity of a wrap spring clutch is determined by the cross sectional strength of the spring. A wrap spring clutch engages instantaneously. The higher the torque, the tighter the spring wraps down on the hubs [2]. It must be sized carefully for each application. The equations for calculation its parameters are outlined in the following.

1. BEVEZETÉS

Két tengely között a nyomaték átvitel, a tengely kapcsolat létrehozása vagy megszüntetése, egyszerűen megvalósítható olyan, gyakorlatilag egyetlen csavarrugóból álló szorító szerkezettel, ahol a két tengelyhez tartozó hengeres felületekre előfeszítéssel felhelyezett vagy csavaró nyomatékkal rászorított csavarrugó hoz létre súrlódási erőt a hengerek és a csavarrugó között.

Az ilyen csavarrugós tengelykapcsolók sokoldalúan használhatók, és nagyon sok előnyös tulajdonságuk van:

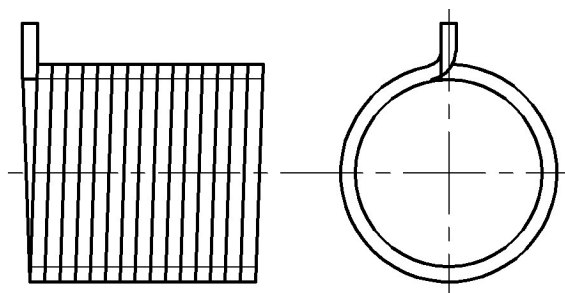
- radiális irányban nagyon kis helyet igényelnek,
- méretükhöz képest igen nagy nyomaték átvitelére alkalmasak,
- a nyomaték átviteléhez kihasználják a kötél súrlódás törvényét,
- szabadonfutóként is használhatók.

A rugóhuzal rendszerint négyzet keresztmetszetű a rugó és a henger között ébredő felületi nyomás csökkentése érdekében. A rugó kialakítását az 1. ábra mutatja.

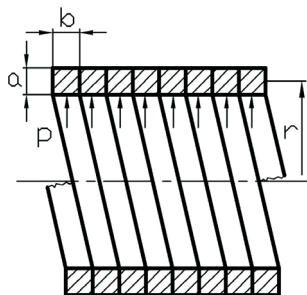
2. AZ ELŐFESZÍTŐ NYOMÁS SZÁMÍTÁSA

Az előfeszítés érdekében a rugó belső átmérője kisebb, mint a csatlakozó két henger külső átmérője, beszereléskor a rugó átmérője $\Delta d = 2\Delta r$ értékkel megnövekszik, és a rugó rászorul a hengerek palást felületére. A kialakuló, egyenletesen megoszlóan

tekintett p szorító nyomás nagyságát a Δr sugárváltozás mértéke, valamint a rugó kialakítása, méretei (2. ábra) és anyaga határozza meg. A Δr sugárnövekedés a rugó hossza mentén gyakorlatilag egyenletesen megoszló hajlító nyomatékot hoz létre



1. ábra. A csavarrugó kialakítása.



2. ábra. A mechanikai modell.

A rugó belső felületén az előfeszítés hatására kialakuló p felületi nyomás nagysága számítható abból a feltételből, hogy a felületi nyomás hatására tágló csavarrugóban felhalmozott W rugóenergia megegyezik a rugó huzalban keletkező M hajlító nyomaték által létrehozott rugóenergiával.

A p belső nyomás hatására kialakuló rugóenergia:

$$W = \frac{p2r\pi bn\Delta r}{2}, \quad (1)$$

ahol r – a rugó középpátmérőhöz tartozó sugár, b – a rugóhuzal szélessége, n – az egyik hengeres felületen lévő rugómenetek száma.

* Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Gép- és Terméktervezés Tanszék

** Knorr Bremse Vasúti Járműrendszerek Hungária Kft.

Az M hajlító nyomatékból eredő rugóenergia, miután a rugó huzal hossza mentén a nyomaték nem változik:

$$W = \frac{M\varphi}{2}, \quad (2)$$

ahol

$$\varphi = \frac{M2r\pi n}{IE} \quad (3)$$

a rugó végének szögelfordulása, I – a rugóhuzal másodrendű nyomatéka, E – a rugó anyagának rugalmassági modulusa.

A Δr sugárváltozásból eredő hajlító nyomaték a következőképpen határozható meg [3], [4]:

$$M = \frac{\Delta r IE}{r^2}. \quad (4)$$

Az M hajlító nyomaték és a rugóvég φ szögelfordulásának összefüggését behelyettesítve a W rugóenergia összefüggésébe, rendezés után, a hajlító nyomatékból eredő rugóenergia számítására alkalmas összefüggés a következő alakot veszi fel:

$$W = \frac{\Delta r^2 IE \pi n}{r^3}. \quad (5)$$

Egyenlővé téve a rugóenergia kétféleképpen felírt összefüggését, a csavarrugó Δr sugárnövekedésének hatására kialakuló p felületi nyomás összefüggése a következőképpen írható fel:

$$p = \frac{\Delta r IE}{br^4}. \quad (6)$$

A felületi nyomás és a súrlódási tényező ismeretében egyszerűen számítható az előfeszített rugó és a csatlakozó hengeres felület között kialakuló F_S súrlódási erő.

$$F_S = p d \pi b n. \quad (7)$$

Ez az erő rúdírnyban átadható a két hengeres felület között. A nyomaték számításakor azonban figyelembe kell venni a kötelsúrlódás hatását, amely az egyik forgásirányban rászorítja a rugót a hengerek palástfelületére, a másik forgásirányban pedig részben lelazítja azt.

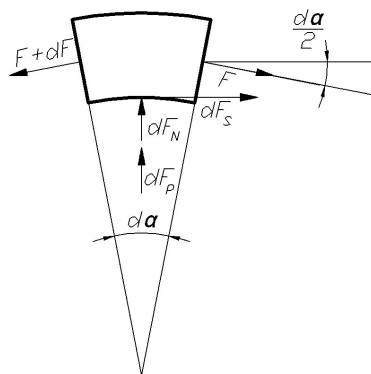
A sugárváltozás hatására kialakuló M hajlító nyomaték képletéből levezethető a legnagyobb hajlító feszültség számítására szolgáló alábbi összefüggés:

$$\sigma = \frac{Ma}{2I} = \frac{\Delta r a E}{r^2 2}, \quad (8)$$

ahol a – a rugó huzal vastagsága.

3. A NYITÁSI ÉS ZÁRÁSI NYOMATÉK SZÁMÍTÁSA

Az előfeszített csavarrugóval átvihető nyomaték, a zárási nyomaték a kötelsúrlódás elméletéből számítható. A felcsavarodó rugó elemi szakasza és a rá ható erők a 3. ábrán láthatók.



3. ábra. Elemi rugószakasz erőegyensúlya.

A 3. ábrán F_S – a súrlódó erő, F – a rugót feszítő tangenciális erő (kötélfeszítés) és F_N – a rugó belső felületére a kötélröböl ható erő.

Az erők vízszintes komponenseinek egyensúlyát felírva:

$$F \cos\left(\frac{d\alpha}{2}\right) - (F + dF) \cos\left(\frac{d\alpha}{2}\right) + dF_S = 0. \quad (9)$$

A kis $d\alpha$ szög miatt $\cos(d\alpha/2) \approx 1$, ezért

$$dF = dF_S = \mu(dF_N + dF_p). \quad (10)$$

A függőleges erőkomponensek egyensúlya (a p nyomásból eredő sugárirányú erőkkel a rugót terhelő hajlító nyomaték tart egyensúlyt, ezért azt nem kell figyelembe venni a függőleges erők egyensúlyának felírásakor):

$$dF_N - (F + dF) \sin\left(\frac{d\alpha}{2}\right) - F \sin\left(\frac{d\alpha}{2}\right) = 0 \quad (11)$$

A másodrendű kis mennyiséget ($dF \cdot \sin(d\alpha/2)$) elhanyagolva, és $\sin(d\alpha/2) \approx d\alpha/2$ összefüggést alkalmazva az egyenlet a következő alakra egyszerűsödik:

$$dF_N = F d\alpha. \quad (12)$$

A dF_N elemi erő kifejezhető a vízszintes erők egyszerűsített egyenletéből és behelyettesíthető ebbe az egyenletbe. Így a két egyenlet felhasználásával az erőegyensúlyra a következő összefüggés írható fel:

$$-dF_p + \frac{dF}{\mu} = F d\alpha. \quad (13)$$

Az elemi előfeszítő nyomásból eredő felületre mérőleges erő:

$$dF_p = pbrd\alpha, \quad (14)$$

ahol r – a dob sugara, b – a rugóhuzal szélessége, p – pedig az előfeszítő nyomás.

Az előfeszítő nyomásból eredő erőt behelyettesítve az előző egyenletbe, a következő differenciál-egyenlet jön létre:

$$\frac{dF}{F + pbr} = \mu d\alpha. \quad (15)$$

Mindkét oldalt integrálva:

$$\ln(F + pbr) = \mu\alpha + C. \quad (16)$$

Felhasználva a következő határfeltételt:
ha $\alpha = 0$ és $F = 0$, meghatározható a C konstans:

$$C = \ln(pbr), \quad (17)$$

amelyet visszahelyettesítve a megoldás összefüggésébe, és átrendezve, a kötélúrlódásból a rugóban ébredő F húzóerő, illetve annak ismeretében a csavarrugós szabadonfutóval átvihető M_z nyomaték (zárási nyomaték) számítására a következő összefüggések írhatók fel:

$$F = pbr(e^{\mu\alpha} - 1), \quad (18)$$

$$M_z = pbr^2(e^{\mu\alpha} - 1). \quad (19)$$

Behelyettesítve a korábban meghatározott p előfeszítő nyomás (6) összefüggését a zárási nyomaték egyenletébe, elhanyagolva a rugó középsugár és a paláston felfekvő felület sugara közötti különbséget, rendezés után a következő formula jön létre:

$$M_z = \frac{\Delta r I E}{r^2} [e^{\mu\alpha} - 1]. \quad (20)$$

A zárási nyomatékkal ellentétes irányú nyomaték, a nyitási nyomaték, feloldja a kötélúrlódásból eredő nyomaték összetevőt, ezért ebben az egyenletben nyitáskor az $e^{\mu\alpha}$ értéke nullának tekinthető. Ennek megfelelően a csavarrugós szabadonfutó nyitási nyomatékának meghatározására alkalmas összefüggés:

$$M_{ny} = \frac{\Delta r I E}{r^2}. \quad (21)$$

A csavarrugó és a tengelyhez tartozó hengeres palástfelület közötti nyomás a kötélúrlódásból származó tangenciális rugófeszítő erővel arányosan változik, így a legnagyobb felületi nyomás a legnagyobb rugófeszítő erőnél alakul ki. A maximális nyomás ezért a következőképpen számítható:

$$p_{\max} = \frac{F}{br} = p(e^{\mu\alpha} - 1). \quad (22)$$

A levezetett összefüggések felhasználásával meghatározható a tengelyeken lévő hengerekből és azok palástjára előfeszítéssel felszerelt csavarrugóból álló tengelykapcsolóval átvihető nyomaték (zárási nyomaték), a tengelykapcsoló oldásához szükséges nyomaték (nyitási nyomaték), nagysága, illetve kiszámíthatók az adott nyomaték átviteléhez szükséges csavarrugó geometriai méretei.

Hasonló megfontolások alapján levezethetők a hézaggal szerelt csavarrugóval átvihető nyomaték és a rugó geometriai méreteinek számítására alkalmas összefüggések is.

IRODALOM

- [1]. [www.warnerelectric-eu.com/Selection and Calculations](http://www.warnerelectric-eu.com/Selection%20and%20Calculations),
- [2]. [www.warnerelectric-eu.com/ Wrap spring Clutches & Brakes](http://www.warnerelectric-eu.com/ Wrap%20spring%20Clutches%20&%20Brakes)
- [3]. [www.codecogs.com/Curved beams-Materials_Engineering reference](http://www.codecogs.com/Curved%20beams-Materials_Engineering%20reference)
- [4]. Muttnyánszky Ádám: Szilárdságtan. Műszaki könyvkiadó, Budapest, 1981

EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNG DER ZAHNREIBUNGSZAHL VON SCHNECKENGETRIEBEN MIT DER FLANKEN-FORM K

EXPERIMENTAL ANALYSIS OF TOOTH FRICTION COEFFICIENT OF K TYPE WORM GEAR DRIVE

Balázs Magyar, Dipl.-Ing., TU Budapest Lehrstuhl für Maschinenkonstruktion und Produktentwicklung
Péter Horák, Dr.-Ing., TU Budapest Lehrstuhl für Maschinenkonstruktion und Produktentwicklung
Bernd Sauer, Prof. Dr.-Ing., TU Kaiserslautern Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik
Csaba Fábíán, Dipl.-Ing., TU Kaiserslautern Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik

ABSTRACT

A test bench was assembled at the drive engineering laboratory of TU Kaiserslautern Institute of Machine Elements, Gears, and Transmissions to study the tooth friction coefficient of worm gear drives. To the determination of tooth friction coefficient was accomplished the efficiency measurement of worm gear drive by the several loads with two type of oil. In this paper are published the experimental results of a worm gear set with a gear ratio twenty.

1. EINLEITUNG

Am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik der TU Kaiserslautern steht ein modular aufgebaute Verspannungsprüfstand zur quasistatischen Untersuchungen von verschiedenen Antriebssträngen mit der Nennleistung 30 kW zur Verfügung.

An diesen Prüfstand wurden experimentelle Untersuchungen zur Ermittlung der Zahnreibungszahl von Schneckengetrieben mit verschiedenen Übersetzungen, wie 10, 20 und 40, durchgeführt. Im Folgenden werden die Messergebnisse und ihre Auswertung beim zwanziger Radsatz vorgestellt.

2. VERLUSTLEISTUNGEN VON SCHNECKENGETRIEBEN

Um den Wirkungsgrad des Getriebes zu steigern, müssen die möglichen Verlustquellen analysiert werden. Bei Schneckengetrieben können vier Verlustleistungen, wie Verzahnungs-, Lager-, Dichtungs- und Plantschverlustleistung, unterschieden werden [1]. Davon ist die mit der Zahnreibungszahl zusammenhängenden Verzahnungsverlustleistung die bedeutendste [2].

Im Mittelpunkt unserer Forschung steht die sowohl experimentelle als auch numerische Ermittlung der

Zahnreibungszahl bei Schneckengetrieben. Die Zahnreibungszahl spielt auch eine wichtige Rolle bei den ausgezeichneten schwingungsdämpfenden Eigenschaften des Schneckengetriebes. So hilft ihre Analyse nicht nur bei der Wirkungsgraderhöhung des Schneckengetriebes sondern auch bei dem Verstehen seines Schwingungsverhaltens auch.

3. EXPERIMENTELLE ERMITTLUNG DER MITTLEREN ZAHNREIBUNGSZAHL

Bei Schneckengetrieben herrscht Mischreibungszustand zwischen den kontaktierenden Zahnflanken, das bedeutet einige Rauheitsspitzen sind durch den Schmierstoff völlig getrennt, zwischen den anderen liegt Festkörperberührung vor. Bei diesen Randbedingungen wird die Zahnreibungszahl nicht nur durch das Rauheitsprofil der kontaktierenden Oberfläche, sondern durch das Material des Kontaktpartners und durch die Art des Schmierstoffes auch beeinflusst. Die mittlere Zahnreibungszahl (μ_z) bei einem Radsatz lässt sich indirekt mittels Wirkungsgradmessungen ermitteln. Sind die An (P_1) - und Abtriebsleistung (P_2), genauso wie die Lager (P_{VL})-, Dichtung (P_{VD})- und Plantschverlustleistung (P_{VS}) bekannt, dann kann der Verzahnungswirkungsgrad aus dem Energiegleichgewicht des Getriebes berechnet werden.

In der Literatur sind zahlreiche Formeln bekannt, für die oberen drei Verlustleistungskomponenten zu berechnen, z.B. Produktkatalogen der Lager- und Dichtungsherstellern, oder [1]. Eine einfache Vorgehensweise zur die Ermittlung des Verzahnungswirkungsgrades (η_z) bieten Näherungsformeln, die mit lastabhängigen (P_{VP}) und lastunabhängigen Verlustkomponenten (P_{V0}) gekennzeichnet sind. In unserer Forschung wurden die von Nass [3] hergeleiteten auf Messungen basierenden Näherungsgleichungen verwendet. Mit deren Hilfe kann Verzahnungswirkungsgrad (η_z) aus im Versuch gemessenen An- (T_1) und Abtriebsmoment (T_2), der Schne-

ckendrehzahl (n_1) und der Ölsumpftemperatur (ϑ_s) (mittels der aus dem Energiegleichgewicht hergeleiteten nächsten Formel (1)) berechnet werden.

$$\eta_z = -\frac{P_2 + P_{V02} + P_{VP2}}{P_1 - P_{V01} - P_{VP1}} \quad (1)$$

In der Gleichung (1) wird die Antriebsleistung als positiv, und die Abtriebsleistung als negativ betrachtet.

In der Kenntnis des Verzahnungswirkungsgrades des Schneckengetriebes lässt sich schon die mittlere Zahnreibungszahl (μ_z) in einem Betriebspunkt (n_1, T_2) mit der folgenden Gleichung (2), in der der letzte Faktor oft vernachlässigt wird, ermitteln:

$$\mu_z = \tan\left(\arctan\left(\frac{\tan(\gamma_m)}{\eta_z}\right) - \gamma_m\right) \cdot \cos(\alpha_n) \quad (2)$$

4. AUFBAU DES PRÜFSTANDES

Im Versuchsfeld des Lehrstuhls für Maschinenelemente und Getriebetechnik der TU Kaiserslautern wurde ein elektrisch verspannter Schneckengetriebeprüfstand aufgebaut, um die zur Reibungszahlermittlung notwendige Messungen durchzuführen. Abbildung 1 zeigt den schematischen Aufbau des Schneckengetriebeprüfstandes.

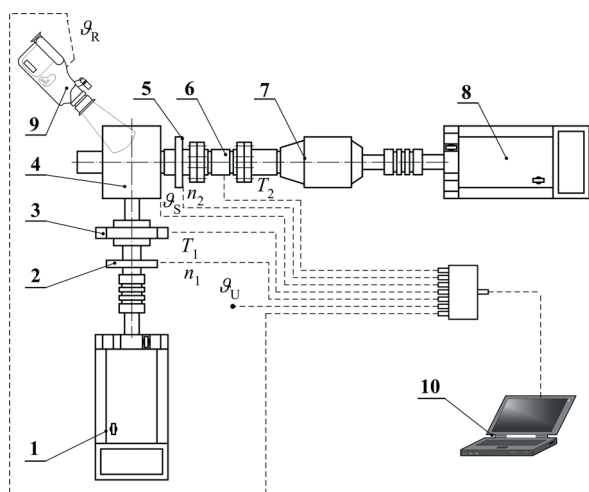


Abbildung 1. Prinzipskizze des Schneckengetriebeprüfstandes

Das Prüfgetriebe (4) wird durch einen Drehstrommotor (1) mit einer maximalen Leistung 30 kW angetrieben und mit einer baugleichen Asynchronmaschine (8) gebremst. Vor und nach dem Getriebe wird durch Drehzahl- (2, 5) und Drehmomentsensoren (3, 6) die An- (n_1) und Abtriebsdrehzahl (n_2) und An- (T_1) und Abtriebsmoment (T_2) gemessen. Nach der Messsignalerfassung der Abtriebsseite dient ein Planetengetriebe

(7) als Anpassungsgetriebe zum Bremsen. Die Umgebungs- (ϑ_U) und die Sumpftemperatur (ϑ_s) werden mit PT 100 Sensoren gemessen. Der Wärmezustand des Schneckenrades wird mit einer Thermokamera registriert. Zur Verarbeitung der Messsignale wird ein Messrechner (10) eingesetzt.

5. PRÜFRADSATZ UND PRÜFPROGRAMM

Als Prüfling kommt ein Schneckengetriebe mit einem Achsabstand von $a=100$ mm und einer Übersetzung von $i=20,5$ zum Einsatz (das sogenannte Standard Referenzgetriebe [1]). Die Verzahnung des Radsatzes weist die Flankenform K auf. Die Schnecke aus 16MnCr5 wurde einseitig gehärtet und danach geschliffen, das Rad aus CuSn12 wurde gefräst. Die quadratische Rauheitsmittelwert der Schnecken Zahnflanke beträgt $R_q=1,54$ μm im Neuzustand. Das Prüfgetriebe wurde von der Firma Fogaskerékgyár Kft gefertigt.

Der Testradsatz wurde bis zum Vorliegen eines vollständig ausgebildeten Tragbildes mit kleiner Drehzahl und mittlerem Drehmoment einem Einlaufprozess unterzogen. Bei den Versuchen erfolgt die Variation der Antriebsdrehzahl in sechs Stufen, $n_1=500, 750, 1000, 1500, 1800, 2500$ 1/min. Das Abtriebsmoment wurde in vier Stufen variiert, $T_2=270, 430, 570, 670$ Nm. Aus der Kombination dieser Betriebszustände ergibt sich ein praxisgerechtes Belastungskollektiv.

Die Untersuchungen wurden mit zwei Ölsorten nach dem Einlauf des Radsatzes durchgeführt. Es kam ein legiertes Mineralöl nach der Empfehlung des Getriebeherstellers mit der Viskositätsklasse ISO VG 150 und ein zähflüssiges Polyalphaolefin (PAO) mit der Viskositätsklasse ISO VG 1000 zum Einsatz. Mit beiden Ölsorten wurden die Versuchen in allen Betriebspunkten bei der Sumpftemperatur $\vartheta_s=60^\circ\text{C}$ und 80°C durchgeführt. Der Ölsumpf wurde mit dem Öl so gefüllt, dass die unterliegende Schnecke ganz eingetaucht war.

6. MESSERGEBNISSE UND IHRE AUSWERTUNG

Aus den gemessenen Daten lässt sich, wie oben beschrieben, der Gesamtwirkungsgrad des Getriebes, der Verzahnungswirkungsgrad des Radsatzes, genauso wie die Zahnreibungszahl in allen Betriebspunkten ermitteln.

Abbildung 2 zeigt eine gemessene Wirkungsgradcharakteristik des Prüfgetriebes bei der Verwendung des Mineralöles mit Sumpftemperatur $\vartheta_s=60^\circ\text{C}$.

Wirkungsgrad des Schneckengetriebes, Mineralöl ISO VG 150 $\vartheta_s=60^\circ\text{C}$

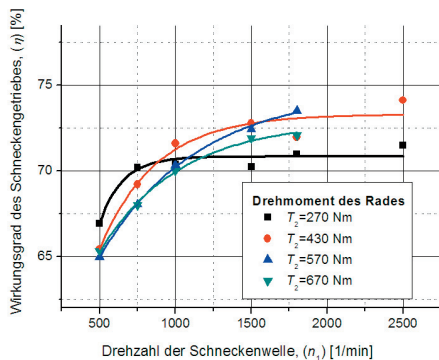


Abbildung 2. Ergebnisse der Wirkungsgradmessung bei dem Prüfling (Mineralöl, $\vartheta_s=60^\circ\text{C}$)

Der Verlauf der gemessenen Wirkungsgradkurven entspricht mit dem erwarteten theoretischen Verlauf. Die gemessenen Wirkungsgradwerte sind in praxisrelevanten Punkten über 70 %. Die Wirkungsgradwerte bei allen Drehzahlen sind trotz der verschiedenen Drehmomente innerhalb einer Spanne von +/-3%. Die Auswertung dieser Messergebnisse nach der oben geschriebenen Methode ergibt die in Abbildung 3 sichtbaren Zahnreibungszahlen.

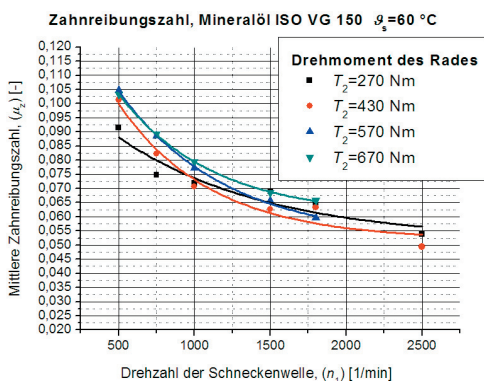


Abbildung 3. Mittlere Zahnreibungszahl des Prüfgetriebes bei verschiedenen Belastungen (Mineralöl, $\vartheta_s=60^\circ\text{C}$)

Die Zahnreibungszahl zeigt bei diesem Versuch höhere Werte, der maximale Wert liegt um 0,105 und das Minimum ist 0,05. Dies bedeutet einen größeren Festkörperreibungsanteil in der Mischreibung. Je größer die Drehzahl der Schneckenwelle ist, desto besser kann die kontaktierende Zahnflanke einen trennenden Schmierfilm aufbauen und die Zahnreibungszahl dadurch vermindern. Die Reibungskurven haben einen parallelen Verlauf, die kleineren Belastungen rufen niedrigere Zahnreibungszahlen vor.

Die Versuche wurden mit dem gleichen Mineralöl aber bei der Ölsumpftemperatur $\vartheta_s=80^\circ\text{C}$ wieder durchgeführt. Die Ergebnisse sind in Abbildung 4 zu sehen. Im Vergleich mit den Ergebnissen der vorigen Messungen sind die niedrigen Reibungszahlwerte bei höherer Temperatur gut erkennbar. Hintergrund der

kleineren Reibwerte kann die niedrigere innere Reibung des Schmierstoffes bei höherer Temperatur sein. Zwischen den oberen drei Ausgleichskurven ist kaum ein Unterschied festzustellen.

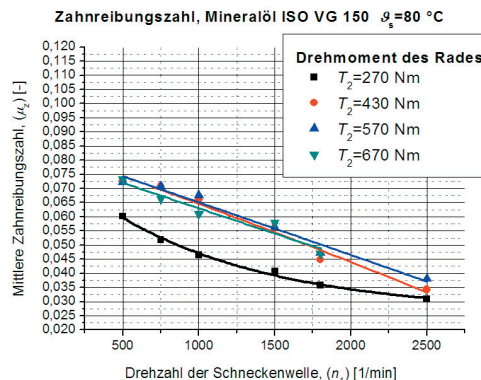


Abbildung 4. Mittlere Zahnreibungszahl des Prüfgetriebes bei verschiedenen Belastungen (Mineralöl, $\vartheta_s=80^\circ\text{C}$)

Um die Auswirkung des Schmierstoffes auf die Zahnreibungszahl erfassen zu können, wurden die Wirkungsgradmessungen auch mit einem deutlich zäheren Öl durchgeführt. Dazu wurde ein Polyalphaolefin mit der Viskositätsklasse ISO VG 1000 verwendet. Der Temperatureinfluss des Ölsumpfes auf die Zahnreibungszahl wurde auch bei den vorigen Ölsumpftemperaturen geprüft. Abbildung 5 zeigt die gemessenen Wirkungsgrade bei Ölsumpftemperatur $\vartheta_s=60^\circ\text{C}$.

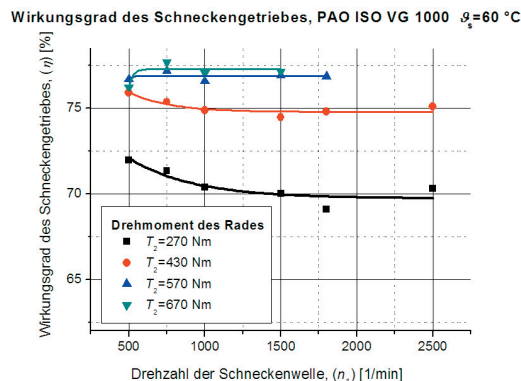


Abbildung 5. Ergebnisse der Wirkungsgradmessung bei dem Prüfling (Mineralöl, $\vartheta_s=80^\circ\text{C}$)

Die große innere Reibung des Schmierstoffes hatte einen großen Einfluss auf die Ergebnisse. Mit der Verwendung dieser Ölsorte konnte keine nennenswerte Wirkungsgradverbesserung erreicht werden. Dies stimmt mit den Erfahrungen von Laukotka überein [4]. Die mögliche Ursache sind die erheblich höheren Platschverluste. Der Verlauf der Ausgleichskurven ist quasi konstant.

Trotz der geringeren Wirkungsgradverbesserung ergab die Verwendung des PAOs eine wirksame Minderung der Zahnreibungszahl (s. Abb. 6) verglichen mit

den Ergebnissen der Abbildung 3. Bei dieser Ölsorte ruft die kleinere Belastung eine größere Reibungszahl hervor und umgekehrt.

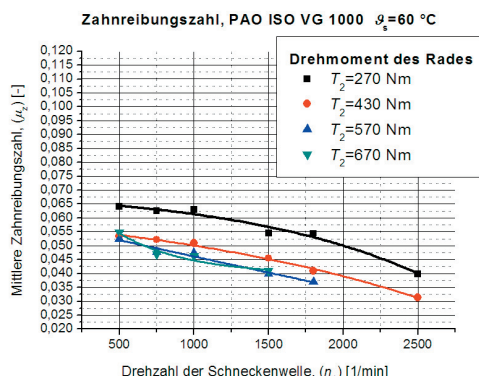


Abbildung 6. Mittlere Zahnreibungszahl des Prüfgetriebes bei verschiedenen Belastungen (PAO, $\vartheta_s=60^\circ\text{C}$)

Die Versuche wurden mit diesem Öl auch bei der Sumpftemperatur $\vartheta_s=80^\circ\text{C}$ wiederholt. Die Ergebnisse zeigt die Abbildung 7.

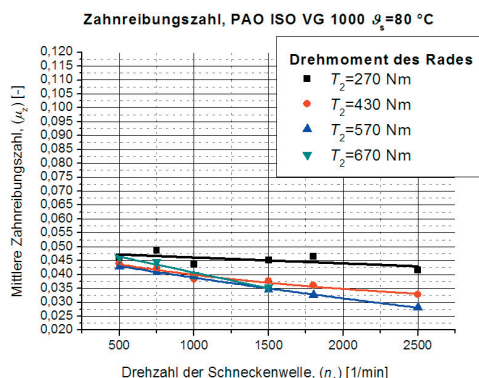


Abbildung 7. Mittlere Zahnreibungszahl des Prüfgetriebes bei verschiedenen Belastungen (PAO, $\vartheta_s=80^\circ\text{C}$)

Bei diesem Versuch wurden die kleinsten Reibungszahlen gemessen. Ihr Maximum ist um 0,05, ihr Minimum liegt bei 0,027. Die Ausgleichskurven bei den größeren Belastungen laufen fast identisch. Durch dieses hoch additivierte, zähe Synthetiköl konnte ein gut tragender Schmierfilm zwischen den Zahnflanken aufgebaut werden. Die höhere Temperatur des Schmierstoffes verursacht eine kleinere innere Reibung des Öles, so werden die Zahnreibungszahlen bei höherer Temperatur niedriger. Die Lebensdauer der Verzahnung kann mit der Verwendung dieses Öl auch bei dauerhaften großen Belastungen ausreichend sein.

7. ZUSAMMENFASSUNG

In diesem Artikel wurden experimentelle Untersuchungen zur Zahnreibungszahlermittlung von Schneckengetrieben dargestellt. In verschiedenen Betriebspunkten wurden die Versuche mit zwei Ölsorten bei zwei Temperaturen durchgeführt. Mit dem vom Getriebehersteller empfohlenen Mineralöl wurden größere Reibungszahlen ermittelt. Mit dem hoch additivierten PAO sind Reibungszahlen deutlich niedriger, aber der Gesamtwirkungsgrad des Getriebes wurde nicht so stark verbessert, wegen der größeren Plantschverlustleistungen. Die Verwendung eines zähen Synthetiköles ist nur dann sinnvoll, wenn das Getriebe rund um die Uhr hochbelastet ist.

8. DANKSAGUNG

Hiermit möchten die Autoren dem Deutschen Akademischen Austausch Dienst für die finanzielle Unterstützung der Forscheraustausch auf dem gemeinsamen Forschungsgebiet „Untersuchung und Verbesserung der dynamischen Eigenschaften von Antriebssträngen“ danken. Der Ankauf der Prüflinge wurde durch das Projekt K62875 von Országos Tudományos Kutatási Alapprogram (OTKA) finanziell unterstützt. Unser Dank gilt auch OTKA.

9. LITERATUR

- [1] E DIN 3996:2005-08 Tragfähigkeitsberechnung von Zylinder-Schneckengetrieben mit sich rechtwinklig kreuzenden Achsen. Beuth-Verlag, Berlin, 2005.
- [2] Magyar, B.; Horák, P.: Csigahajtóművek vesztéséinek meghatározása ZK-típusú hajtópárok esetén. GÉP LIX 10-11. 2009, pp. 47-50
- [3] Nass, U.: Tragfähigkeitssteigerung von Schneckengetrieben durch Optimierung der Schneckenradbronze. Dissertation LMGK. Bochum, 1995.
- [4] Laukotka, E.: Schmierung von Schneckengetrieben und dafür geeignete Schmierstoffe. Tribologie + Schmierungstechnik 51. 1/2004, pp. 14-22

TÚGÖRGŐS CSAPÁGYAK EGYSZERŰSÍTETT MODELLEZÉSE MÉRNÖKI SZERKEZETEK VÉGESELEMES ANALÍZISÉHEZ

SIMPLIFIED MODELING FOR NEEDLE ROLLER BEARINGS TO ANALYSE ENGINEERING STRUCTURES BY FEM

Molnár László egy. adjunktus*; Dr. Váradi Károly MTA doktora, egyetemi tanár*;
Bódoi Gábor doktorandusz*; Zwierczyk Péter gm.hallgató*; Dr. Oroszvály László fejlesztés vezető**

ABSTRACT

As regards the FE modeling of engineering structures, the modeling of roller bearings – including needle roller bearings in particular – poses a considerable problem. As a consequence of Hertz-type contact, a very dense mesh as well as contact analysis are required to be applied. Our study presents two substituting models which describe the stiffness behavior of needle roller bearings with appropriate accuracy; at the same time, they do not burden the structural model with an unnecessarily great number of elements and nodes and they do not require contact analysis to be completed.

1. BEVEZETÉS

Az összetett szerkezetek végeselemes modellezése során nehézséget jelent a gördülőcsapágyak, és ezen belül a tűgörgős csapágyak modellezése. A Hertz-féle érintkezés miatt a kellő pontosság eléréséhez egyrészt igen sűrű hálóra, másrészt kontaktvizsgálat alkalmazására van szükség. Vizsgálataink azt mutatták, hogy egyetlen tűgörgős csapágy „többé-kevésbé” pontos végeselemes merevségi vizsgálatához legkevesebb 43 óra futtatási idő tartozik (egy átlagos konfigurációjú PC-n). Teljesen nyilvánvaló, hogy több csapágyat tartalmazó összetett szerkezet modellje ilyen módon nem építhető fel. Meg kell keresni azokat a helyettesítő modelleket, amelyek a tűgörgős csapágyak merevségi viselkedését kellő pontossággal leírják, ugyanakkor a szerkezeti modellt nem terhelik feleslegesen nagy elem- és csomópont számmal, és nem igénylik kontaktvizsgálat alkalmazását.

2. A TÚGÖRGŐS CSAPÁGY RUGALMAS ALAKVÁLTOZÁSÁNAK, RUGÓMEREVSÉ- GÉNEK ANALITIKUS MEGHATÁROZÁSA

Két párhuzamos tengelyű henger érintkezése esetén a rugalmas alakváltozás, azaz a két érintkező test egy-egy távoli, feszültségmentes pontjának közeledése Palmgren szerint [1], [2]:

$$\delta = 1,360 \frac{1}{L^{0,8}} \frac{Q^{0,9}}{E_r^{0,9}} \text{ [mm]}, \quad (1)$$

ahol Q [N] a két hengert összeszorító erő, L [mm] az érintkező hengerek effektív hossza, E_r a redukált rugalmassági modulus, amelynek értéke acél-acél henger esetén:

$$E_r = 109\,890 \text{ MPa}. \quad (2)$$

Mint az az (1) összefüggésből látszik, a Hertz-féle rugalmas alakváltozás henger-henger érintkezés esetén Palmgren szerint nem függ az érintkező hengerek sugarától. (Ezt numerikus vizsgálatokkal is igazoltuk.)

Kovalszkij szerint [3] az érintkezési rugalmas alakváltozást a következő összefüggés szerint lehet meghatározni:

$$\delta = p_{\max} b \frac{1-\nu^2}{E} \left(\ln \frac{d_1}{b} + 0,407 + \ln \frac{d_2}{b} + 0,407 \right), \quad (3)$$

ahol p_{\max} [MPa] az érintkezési felületen kialakuló maximális felületi nyomás, az ún. Hertz-feszültség, b [mm] az érintkezési felület fél szélessége, d_1 és d_2 [mm] a két érintkező henger átmérője, E [MPa] a rugalmassági modulus, ν pedig a Poisson-tényező.

Eschmann [4] a külső- illetve a belsőgyűrűnél fellépő rugalmas alakváltozást együttesen adja meg:

$$\delta_b + \delta_k = \left(\frac{1}{26300} \cdot \frac{1}{L^{0,92}} \right)^{1/1,08} Q^{1/1,08} \text{ [mm]}. \quad (4)$$

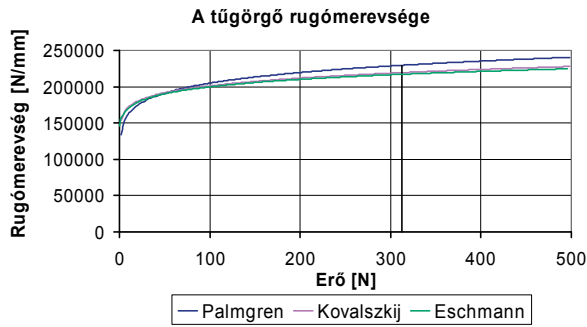
A tűgörgő rugómerevsége (a külső és belső érintkezés együttes figyelembevételével):

$$s_g = \frac{\partial Q}{\partial \delta}, \quad (5)$$

ahol $\delta = \delta_b + \delta_k$.

* Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Gép- és Terméktervezés Tanszék
** Knorr Bremse Vasúti Járműrendszerek Hungaria Kft.

A három szerző szerinti rugómervség változás a görgő terhelésének függvényében az 1. ábrán látható. (Belső gördülőpálya átmérő $D_b = 35$ mm; külső gördülőpálya átmérő $D_k = 45$ mm; gördülőelem átmérő $d_g = 5$ mm, a tűgörgő hossza $L = 16$ mm.)



1. ábra. A tűgörgő rugómervsége a görgő terhelésének függvényében.

A csapágó radiális terhelése és rugalmas alakváltozása közötti összefüggés [1]:

$$F_r = K_n \delta^n, \quad (6)$$

ahol $\delta = \delta_b + \delta_k$, és a K_n tényező pedig:

$$K_n = \left[\frac{1}{\left(\frac{1}{K_b}\right)^{1/n} + \left(\frac{1}{K_k}\right)^{1/n}} \right]^n. \quad (7)$$

$n = 10/9$ (golyóscsapágók esetén $n = 3/2$). A K_b és K_k a belső-, illetve a külsőgyűrűre vonatkoztatott érintkezési állandó, amelynek értéke a tűgörgős csapágó esetén (Palmgren szerint):

$$K_b = K_k = \left(\frac{1}{1,360} \cdot L^{0,8} \cdot E_r^{0,9} \right)^n. \quad (8)$$

A csapágó F_r radiális terhelése és a Q_{\max} maximális gördülőelem terhelés közötti összefüggés:

$$F_r = Z Q_{\max} J_r, \quad (9)$$

ahol Z gördülőelemek száma, J_r pedig az ún. Sjövall-féle integrál [5], amelynek értéke vonalérintkezési csapágó esetén, 0 radiális hézagra:

$$J_r = 0,2453. \quad (10)$$

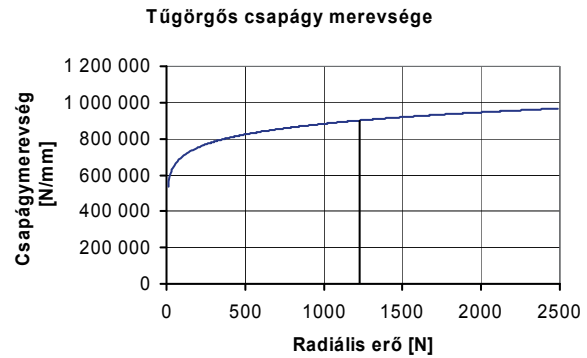
A belsőgyűrű (a tengely) középpontjának radiális irányú rugalmas elmozdulása:

$$u = \left(\frac{Q_{\max}}{K_n} \right)^{1/n}. \quad (11)$$

A csapágó rugómervsége a következő összefüggésből számítható:

$$s_{cs} = \frac{\partial F_r}{\partial u}. \quad (12)$$

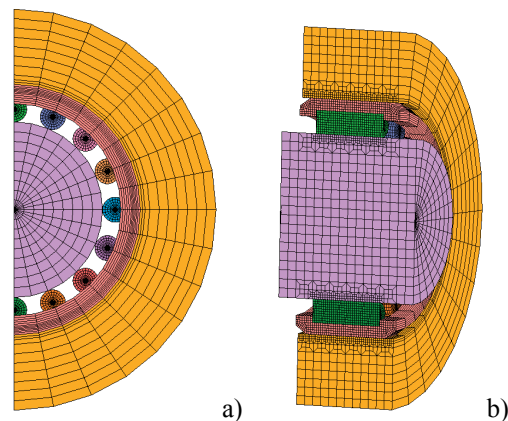
Példaképpen az RNA 35 x 50 x 27,7 típusú tűgörgős csapágó rugómervségét a radiális terhelés függvényében a 2. ábra mutatja be.



2. ábra. A csapágó radiális irányú rugómervsége a radiális terhelés függvényében.

3. A TŰGÖRGŐS CSAPÁGY VÉGESELEMES MODELLEZÉSE

Elvégeztük egy „szerkezetbe épített”, valós konstrukciójú tűgörgős csapágó numerikus analizisét. Jól lehet a kontakt felületek miatt a vizsgálat jelentős futási időket igényel, az itt kapott eredmények szolgálnak majd alapul a helyettesítő modellek pontosságának megítéléséhez. A vizsgált tűgörgős csapágó beépítése a 3. ábrán látható.



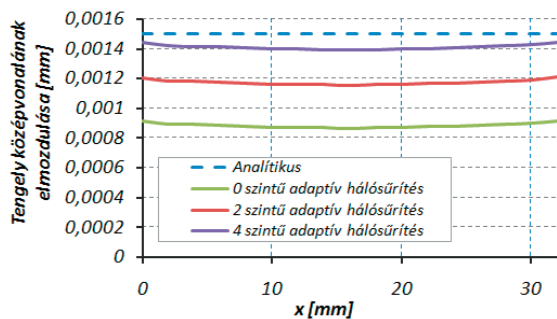
3. ábra. A vizsgált „beépített” tűgörgős csapágó. (RNA 35 x 50 x 27,7). a) oldal nézet; b) izometrikus nézet.

A tűgörgős csapágó viselkedését radiális terhelés (ez összevethető az analitikus számítással) és nyomtérterhelés alatt is vizsgáltuk.

A csapágy terhelése 1250 N, amelyik a tengelyen keresztül terheli a csapágyat. A megadott modellre a megadott feltételek mellett három különböző adaptív hálósűrítés szintű vizsgálatot végeztünk. A vizsgálatok főbb jellemzőit az 1. táblázat foglalja össze. A számítás eredményeként adódó, a tengely középvonalának terhelés irányú radiális elmozdulását a tengely hossza mentén a 4. ábra mutatja.

1. táblázat. A három különböző hálósűrítési szintű modell főbb jellemzői.

	1. vizsgálat	2. vizsgálat	3. vizsgálat
A hálósűrítés szintje	0	2	4
Elemsszám	44 352	96 782	321 608
Csomópont szám	48 865	133 224	502 240
Futási idő	0,35 óra	1,78 óra	42,7 óra



4. ábra. A tengely középvonalának terhelés irányú radiális elmozdulása a tengely hossza mentén.

A 4. ábra jól mutatja, hogy a csapágy merevségi viselkedésének megfelelő pontosságú leírásához legalább 4 szintű adaptív hálósűrítésre van szükség, amikor is a futási idő majdnem 43 óra. (Megjegyezzük, hogy a futási idők „fél csapágyra” vonatkoznak, teljes csapágy vizsgálatok a futási idők a megadottak többszörösei.)

A tűgörgős csapágy nyomtérterhelés alatti viselkedését analitikusan nem, vagy csak jelentős elhanyagolásokkal lehet meghatározni. Egyetlen járható út a numerikus modellezés. A nyomtérterhelést a modellre a tengely két véglapján elhelyezett erópárral adtuk rá. A nyomtérterhelés a teljes csapágyra 19,6 Nm volt.

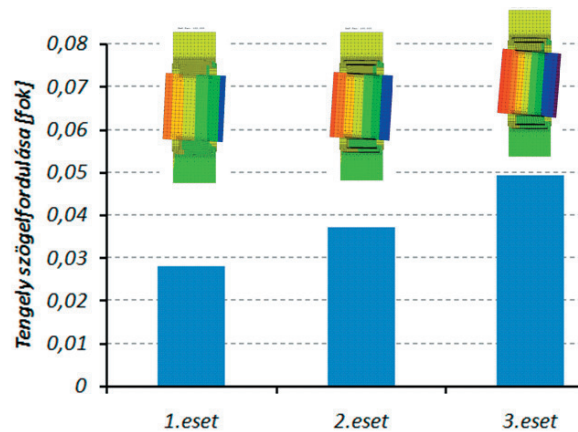
A háromszintű modellel végzett vizsgálat eredményeképpen adódó tengely szögelfordulásokat az 5. ábra szemlélteti.

A nyomtérterheléssel terhelt tűgörgős csapágy numerikus eredményei nem vehetők össze analitikus eredményekkel (mert ilyen nem létezik). Az 5. ábrából viszont látható, hogy a kellő pontosság eléréséhez itt is legalább 4 szintű adaptív hálósűrítésre van szükség. A futtatási idők mintegy 10 %-kal nagyobbak az 1. táblázatban megadottaknál.

4. CSAPÁGY HELYETTESÍTŐ MODELLEK

Az összetett szerkezetek végeleemes modelljeiben a tűgörgős csapágyak helyettesítésére kétféle helyettesítő modellt dolgoztunk ki: egy rugós és egy perselyes megoldást. A helyettesítő modellnek kezelni kell tudni:

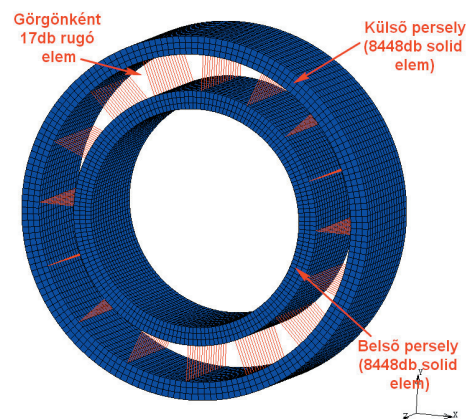
- a csapágyon belül kialakuló terhelés eloszlást;
- a Hertz-féle deformációk mellett a csapágygyűrű(k) és a tengely alakváltozását is;
- a csapágyhézagot;
- és a radiális terhelés mellett a nyomtérterhelést is.



5. ábra. A különböző szintű adaptív hálósűrítésre kapott szögelfordulás értékek.

4.1. Rugós helyettesítő modell

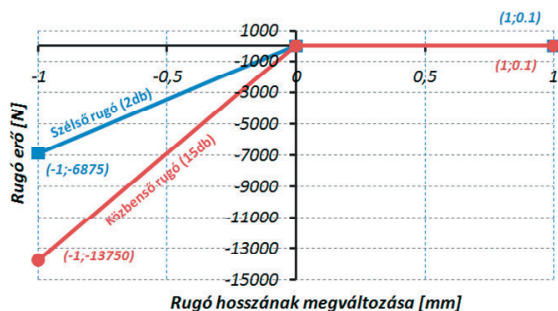
A rugós helyettesítő modell lényege, hogy a gördülőelemeket rugóelem sorral helyettesítjük, amely rugóelemek hordozzák a görgő és a gyűrűk érintkezésének merevségi tulajdonságait (6. ábra).



6. ábra. A tűgörgős csapágy rugós helyettesítő modellje.

A rugók merevségét úgy kell meghatározni, hogy a párhuzamosan kapcsolt rugóelem-sor eredő merevsége feleljen meg a gördülőelem mindkét érintkezési tartomány környezetét jellemző „kontakt” merevségének. A gördülőelem merevsége az (5) összefüggés szerint számítható.

A rugóelem húzásra és nyomásra eltérően viselkedik. A terhelte zónán kívül eső elemek húzottak lennének, de ezek az elemek a terhelésátadásban nem vesznek részt. Az alkalmazott rugóelem karakterisztikáját, azaz a terhelés és elmozdulás kapcsolatát a 7. ábra mutatja be.



7. ábra. A rugóelem terhelés – elmozdulás karakterisztikája.

A belsőgyűrű és/vagy a tengely különböző módon számolt terhelésirányú elmozdulását radiális terhelés esetén a 2. táblázatban foglaltuk össze. A nyomatékkal terhelte helyettesítő modell számítási eredménye a 3. táblázatban látható. Radiális terhelés esetén az eltérés mintegy 20%, nyomatékterhelés esetén pedig 50%. A viszonylag nagyobb eltérés oka, hogy a tényleges csapágy VE modelljénél tovább kellett volna növelni az adaptív hálósűrítést (lásd az 5. ábrát), de erre futtatási időnövekmény miatt nem volt lehetőség.

2. táblázat. A belsőgyűrű rugalmas elmozdulása radiális terhelés esetén.

Számítási mód	A belsőgyűrű radiális irányú elmozdulása [μm]
Analitikus <i>Palmgren</i> szerint	1,512
Tényleges csapágy VE szerint	1,41
Rugós helyettesítő modell	1,71

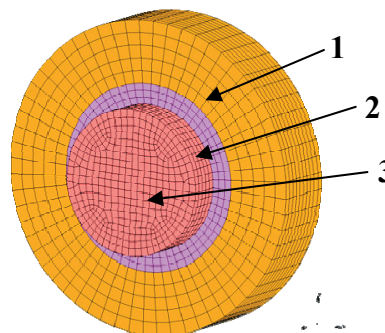
3. táblázat. A belsőgyűrű rugalmas szögelfordulása nyomatékterhelés esetén.

Számítási mód	A belsőgyűrű szögelfordulás [szögperc]
Tényleges csapágy VE szerint	3,0
Rugós helyettesítő modell	4,6

4.2. Perselyes helyettesítő modell

A perselyes helyettesítő modell lényege, hogy a gördülőelem sort egy olyan fiktív anyagi tulajdonságú persellyel helyettesítjük, amelyik a terhelés hatására ugyanúgy alakváltozik, mint az eredeti csapágy (8. ábra). A perselyes

modell előnye a rugós modellel szemben, hogy sokkal egyszerűbb a csapágyat helyettesítő modellt az összetett szerkezeti modellbe beépíteni, hátránya viszont, hogy nem tesz lehetővé olyan „finom beállításokat” (pl. gördülőelemként változó rugómerevség), mint a rugós modell. Megjegyezzük azért, hogy a gyakorlati alkalmazás vonatkozásában a legtöbb esetben a „finom beállításokra” nincs is szükség.



8. ábra. A tégőrgős csapágyat helyettesítő perselyes modell. 1 – külsőgyűrű a házzal; 2 – helyettesítő persely; 3 – belsőgyűrű a tengellyel.

A külsőgyűrű és a helyettesítő persely között ragasztott kapcsolatot, a tengely és a helyettesítő persely között – a terhelési iránytól független – kontakt kapcsolat van. A persely anyaga csak nyomó terhelés felvételére alkalmas.

A perselyes modellel számolt radiális irányú elmozdulás radiális terhelés esetén 1,54 μm , a tengely szögelfordulása pedig a nyomatékterhelés hatására 3,7° szögperc volt.

5. ÖSSZEFOGLALÁS

A kutatási-fejlesztési munka keretében kidolgozott mindkét helyettesítő modell alkalmas összetett szerkezetekben a tégőrgős csapágyak helyettesítésére, azaz közelítő modellezésre, és ezzel a több tíz órás futtatási időt néhány percre lehet lecsökkenteni.

6. IRODALOM

- [1] Molnár L.-Varga L.: Gördülőcsapágyazások tervezése. MK. Budapest, 1977.
- [2] Palmgren, A.: Grundlagen der Wälzlager technik. Stuttgart, Franck'sche Verlagshandlung, 1964.
- [3] Kovalszkij, B. Sz.: Naprazsennoe szosztovanie u kriterii procsnoszti pri kontaktom szszsati. Naucsnyie zapiszki Harkovszkogo aviaciognnogo insztituta. 5.k. 2.sz. 1940
- [4] Eschmann, P.: Das Leistungsvermögen der Wälzlager. Springer-Verlag. Berlin, 1964.
- [5] Sjövall, H.: Belastnings fördelningen inom kulochrullager vid giuna yttre radial- och axialbelastningar. Teknisk Tidskrift, Mek., 1933. 9. sz.

ÜLTETŐ- ÉS PALÁNTÁZÓGÉP FEJLESZTÉSE ENERGIANÁD TERMESZTÉSHEZ

Machine Development for Miscanthus growing

Dr. Nagy József egyetemi docens, Ph.D., Dr. Kátai László egyetemi docens, Ph.D., Dr. Fülöp István egyetemi adjunktus (egyetemi doktor), Nagy István egyetemi tanársegéd, Dr. Kajtár Péter tanszéki mérnök, Ph.D.

Mechanikai és Géptani Intézet

Szent István Egyetem Gépészmérnöki Kar 2103 Gödöllő, Páter K. u. 1.

ÖSSZEFOGLALÁS A Jedlik Ányos Program által támogatott komplex kutatás-fejlesztési projekt az energianád hazai termesztés-technológiájának kialakítására irányul. A rendszer két gépfejlesztési része a telepítés és a betakarítás. Az agronómiai követelmények (tőtávolság, sortávolság, ültetési mélység, stb...) feltérképezését követően történt meg az ültetőgép tervezése és kivitelezése, a kézi kiszolgálást, de egzakt adagolást biztosító, "félcső" alakú kanalas rendszerű koncepciót választva. Jelen dolgozatunkban ezen fejlesztés részleteit ismertetjük.

ABSTRACT: The complex research and development project promoted by Anyos Jedlik Program orients to home technology development of energy cane (*Miscanthus*) production. Two weak points of the system are the mechanization of planting and harvest. In this paper details of planter development are reviewed. Considering the agronomical requirements defined (plant spacing, row distance, planting depth, etc.) the planning and implementation of planter has been worked out. The half-tube shaped cup-feed system with manually serving, as a new conception ensures accurate metering. and reliable operation.

1. BEVEZETÉS

A külföldi tapasztalatokat áttekintve megállapítható, hogy a hazai géppark alkalmas a növénytermesztés technológiájának bevezetésére. A rendszer két fejlesztendő eleme a telepítés és a betakarítás gépesítése. Az energianád hazai termesztés-technológiájának létrehozatalán belül a telepítés gépesítésének megoldását valósítottuk meg. Áttekintettük Intézetünk és a társintézmények korábbi,

technológia fejlesztési témájú tapasztalatait. Feltérképeztük a mezőgép-gyártók aktuális termékpalettájáról szóba jöhető termékeket. Gazdálkodók véleményét is megfontolva alakítottuk ki a gépfejlesztés fő irányvonalát. Felmértük a szaporítóanyag (rizóma) ültetőgép fejlesztésnél számba vehető jellemzőit.

Az energianád telepítésekor általában a rizómáról történő szaporítást preferálják, fejlesztő munkánk második ütemében a palántázó gép kifejlesztését végeztük el. Jelen dolgozatunkban a rizóma telepítő gép fejlesztésének egyes részleteit ismertetjük.

2. A TERVEZÉSI KONCEPCIÓ

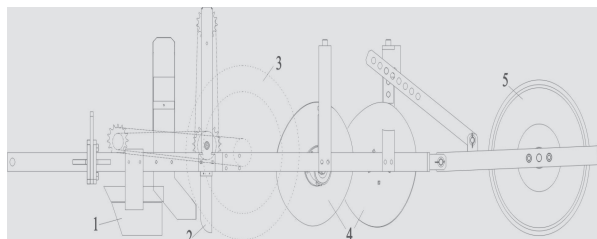
A rizóma ültetőgép fejlesztés alapvető koncepcióját az alábbi pontok szerint összegeztük:

- legyen alkalmas a gép megfelelő mélységű és szélességű barázda nyitására;
- az ültető egység automatikus működésű, de kézi feltöltésű legyen;
- az ültető elemek alkalmasak legyenek különböző méretű rizómák befogadására, ne forduljon elő dugulás a gépben;
- alkalmas legyen a földbe juttatott rizómák megfelelő takarására és a tömörítésre;
- egyszerű, költséghatékony konstrukció legyen.

Az alábbi vázlat alapján jól látható, hogy a kísérleti gép megerősített nagy méretű sornyító csoroszlyával (1) készült, az ültető egység kanalas kivitelű (2), a kezelő személyzet egyszerre több kanalat is feltölthet, így az

ütemezés nem jelent problémát.. A meghajtás járókerékről (3) történik, így az adagolás a haladási sebességtől független, a tőtávolságot a lánckerekek segítségével a megfelelő intervallumban be lehet állítani. A sortakarást kettő szabadon elforduló tárcsa (4) biztosítja, amelyeket súlyterhelésű tömörítő henger (5) követ. A kezelő személyzet a tartó gerendely közelében foglal helyet, így nem terheli a ültető szerkezet tartóelemeit.

A kísérleti gép három soros kivitelben készült, területteljesítménye ~1 ha/h.



1. ábra: A saját fejlesztésű ültetőgép vázlatja

3. TARTÓSZERKEZET MÉRETEZÉSI ALAPELVE

A gép egyik szilárdsági szempontból kritikus pontja, az ültető egységet magában foglaló tartógerenda csatlakozási pontja a főtartóhoz. A csatlakozás csavarkötéssel történik, a peremhez a tartószervezet pedig hegesztéssel van rögzítve. A 2. ábra jelöléseit figyelembe véve, a szilárdsági ellenőrzés fő lépései a következők:

Az "A" jelű varratsoport terhelhetősége (F_A [kN]):

$$F_A = \frac{\sigma_{wallow}}{\sqrt{\left(\frac{s}{2 \cdot \frac{(l_1 - 2 \cdot a)^2 \cdot a}{3}}\right)^2 + \left(\frac{16}{2 \cdot a \cdot (l_1 - 2 \cdot a)}\right)^2}} \quad (1)$$

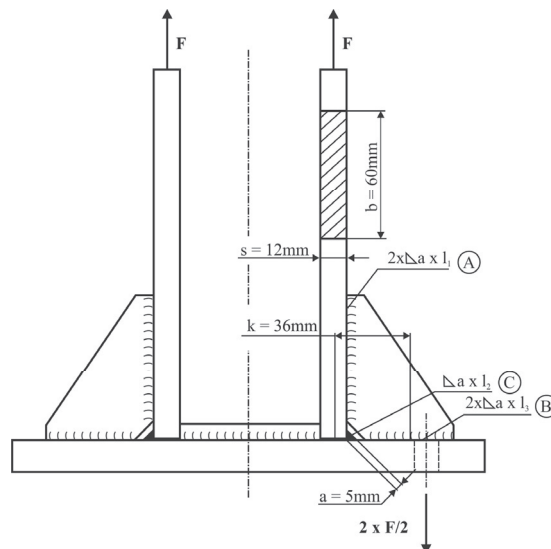
A "B" jelű varratsoport terhelhetősége: (F_B [kN]):

$$F_B = \frac{\sigma_{wallow}}{\frac{1}{2 \cdot a \cdot (l_3 - 2 \cdot a)} + \frac{k}{(l_3 - 2 \cdot a)^2 \cdot a}} \quad (2)$$

A "C" jelű varratsoport terhelhetősége (F_C [kN]):

$$F_C = a \cdot (l_2 - 2 \cdot a) \cdot \tau_{w\,shear} \quad (3)$$

Az összefüggésekben a $\sigma_{vmeg} = \alpha \cdot \sigma_{meg}$ szerint értelmezendő, ahol α a hegesztésre jellemző jósági tényező, σ_{meg} pedig az alapanyagra megengedhető feszültség.



2. ábra: Az ültető egység vázlatának csomópontja

Az összefüggésekben a $\sigma_{vmeg} = \alpha \cdot \sigma_{meg}$ szerint értelmezendő, ahol α a hegesztésre jellemző jósági tényező, σ_{meg} pedig az alapanyagra megengedhető feszültség.

A talajellenállásból számított terhelő erő:

$$F_V = k_0 \cdot A = k_0 \cdot c \cdot b \quad (4)$$

ahol, k_0 [kPa] fajlagos talajellenállás, "A" a vetőágy szelvény keresztmetszete [m²] (c – mélység [m], b – szélesség [m]).

A számítások eredményeként a csomópont teherviselő képessége 35 kN-ra tehető. A szóródás mértékét erősen befolyásolja az FB (2) összefüggésében szereplő k geometriai méret értéke, amely a "C" jelű hegesztési varrat méretnövekedésével kedvezőtlenül változik.

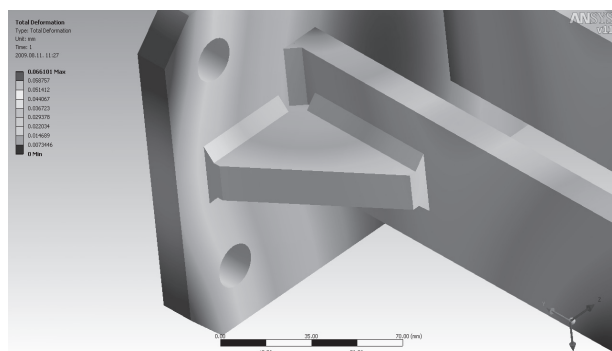
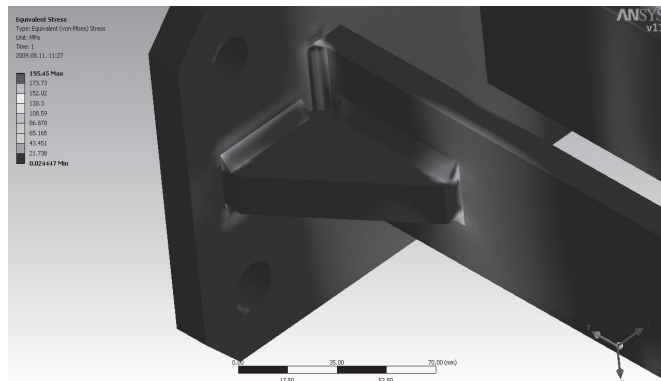
A terhelés talajtípustól (homok-, illetve réti szik talaj) függően 0,9 kN és 3,9 kN között változhat, ami a legkedvezőtlenebb helyzetben is nagyfokú biztonságot prognosztizál.

A szántóföldi ültetési próbáknál elektromechanikus méréseket - ezen eredmények birtokában- nem is terveztünk be, de a gyakorlat beigazolta, hogy kötési csomópont(-ok) biztonságosan viselte(-ék) a

járulékosan megnövekedett (pl.: tömörítőkerék vontatási ellenállása...) terheléseket.

Az analitikus számítást követően elvégeztük a szerkezet végelemes analízissel történő ellenőrzését.

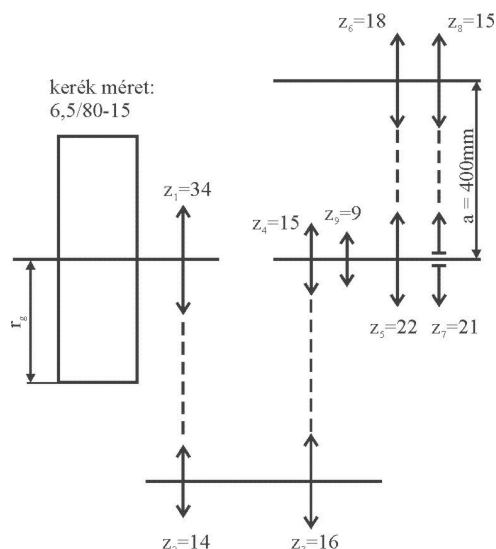
A terhelési modell a következőképpen alakult:



3. ábra: A VEM számítások feszültség ($\sigma_{max} = 195,45 \text{ MPa}$) és deformáció ($\delta_{max} = 0,066 \text{ mm}$) értékei

4. A HAJTÁSSZÁMÍTÁS ALAPJAI

Az ültetőgéppel beállítható tőtávolság tartomány agrotechnikailag meghatározott, az ott megfogalmazott követelményeknek megfelelően kívántuk a beállíthatóságot biztosítani.



4. ábra: Az ültetőgép hajtásvázlata

A projekt ültetési kísérleténél a tőtávolság előírt értéke 1 m volt. Az ellenőrző számítás igazolta, hogy a választott fogsám variációk között van, amelyik elfogadható pontossággal teljesíti ezt az előírást is.

Előzetes közelítő számítás szerint a “váltómű” $z_4=15$ fogsámú behajtó lánckerékéről a $z_{cs}=12$ cserekerékre történő hajtással tényleges tőtávolság az alábbiak szerint 96 cm-re adódott.

5. EREDMÉNYEK, ÖSSZEFOGLALÁS, KÖVETKEZTETÉSEK

A gép kipróbálására 2009. és 2010. év telepítési időszakában került sor. A tervezés során szem előtt tartott igen fontos szempont szerint a gép érdemi elemei mind külön-külön állíthatók. A munka megkezdése előtti beállítások éppen ezért igen hosszú időt vettek igénybe, ezen hosszadalmas beállítási procedúrát követően viszont igen jól dolgozott a gép, működött az elképzelt ültetési effektus.

A barázdanyitó csoroszllya az ültetőelem és a szaporítóanyag befogadására alkalmas barázdát nyitott. Omlás- és vezetőlemez összenyomódás veszély nem fenyegetett. Az ültető szerkezet, egy félcső alakú kanalas ültető egység a tervezett funkciót jól teljesítette. A szükséges tőtávhoz beállított sebessége mellett a kiszolgáló személyzet a töltést el tudja végezni. Az ültető elem hosszanti vázszerkezetének törésre méretezése által kapott eredmények szerint a talajkapcsolatból és a működésből adódó terheléseket jól viselte. Szállítás közben azonban olyan terhelések jelentek meg, amelyek törést ugyan nem, de

maradó deformációt okoztak, így itt konstrukciós beavatkozás szükségességét látjuk.

Hosszas beállítást igényelt a takaró szerkezet, azt követően viszont a szaporító anyagot jól takarta. Könnyebb, gyorsabb beállíthatóság érdekében szükségesnek ítélt módosításokat elvégeztük.

A tömörítő szerkezet a barázda zárását követően a talaj tömörítését jól végezte. A súlyterhelésű szerkezetet a célszerűbb rugóterhelésűre alakítottuk át.

A szaporítóanyag tartó edény méretét megnöveltük, ezzel a hatótávolságot megnöveltük. A keréknyom lazító szerszám szárát megerősítettük és csökkentettük az eltömődés veszélyességét.

A munkaminőségi vizsgálatok adatainak statisztikai értékelése szignifikáns javulást mutatott a korábban alkalmazott berendezéssel való összehasonlításban.

Felhasznált irodalom

- [1] Borgula G., Gárdonyi P., Nagy D.:
Energianád telepítő-, ültető- gép fejlesztésének összefoglalása és munkaminőségi vizsgálata, TDK Dolgozat, SZIE GÉK, Gödöllő, 2009.
- P. Venturi, W. Huisman, and J. Molenaar:
Mechanization and Costs of Primary Production Chains for *Miscanthus x giganteus* in the Netherlands. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 1998., 69:209-215.

EXTENSION OF TRANSMISSION RATIO RANGE OF FLEXIBLE EPICYCLIC DRIVES I.

*Géza NÉMETH senior lecturer, József PÉTER Ph.D. associate professor
University of Miskolc, Department of Machine and Product Development*

ABSTRACT. The original idea of epicyclic gear drive containing at least one base element having large elasticity, dates back to the middle of the last century. It enlarged the transmission ratio of traditional epicyclic gear drives containing only rigid elements. The ratio realized in one stage was changed from not more than 12 to at least 50. In speed reduction service the ratio range is 2...12 in traditional drives and it is 50...400 in the new drives. Instead of gear drives this paper tries to suggest some idea at the field of flexible epicyclic traction drive to extend the ratio range realized in one stage.

1. INTRODUCTION

The traction drives have no accurate ratio because of slip, creep and elongation of the flexible element. The supposed efficiency of the drive is also moderate. In spite of these disadvantages there are some encouraging characteristics of the drive. This paper is concerned with speed reducers, the output shaft is joined to the flexible (planet) element and the usually rigid annular ring is fixed to obtain a drive with one degree of freedom. The flexible element can be made of steel or reinforced elastomer. The outer ring made of steel, and usually rigid but can also be elastic or can contain an elastic elastomer belt or tubular torroid shape insert. The latter one can be filled by liquid. The operation of the traction drives require initial loads due to the nonpositive drive. This force can be constant or the function of the current load or speed. The ratio of the drives is usually fixed but it is easy to be changed infinitely.

2. THE ORIGIN OF THE DRIVE

Let's start our analysis with the **i** type (having only one inner mesh) epicyclic drive containing only one planet gear shown in **fig1**. The input shaft drives the planet carrier, the output shaft is joined to the planet wheel. $\omega_3 = 0$. The ratio is

$$i_{c2}^3 = -\frac{r_2}{r_3 - r_2} = -\frac{c_2}{c_3 - c_2} = -\frac{c_2/c_3}{1 - c_2/c_3}, \quad (1)$$

where c_2 and c_3 are the circumferences of the contact surfaces of the element 2 and 3, respectively.

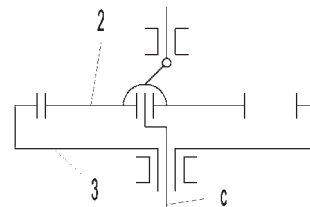


Fig.1. The i type epicyclic drive – the origin of the flexible drives.

3. THE TRANSMISSION RATIO RANGES

As **fig.2** shows the original ratio range of a flexible epicyclic drive (FED) reducer is between 50 and 400. It also shows the aimed lower and upper ranges.

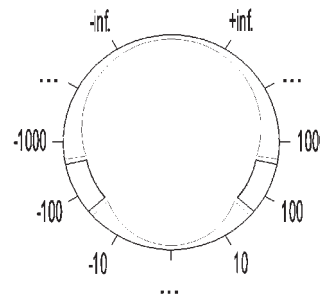


Fig.2. The usual and the aimed transmission ratio ranges

When omitting the gear teeth the only change is the improved elasticity of the elastic planet wheel. The ratio can not be less because of small elasticity of the flexible ball bearing. The ratio is a little bit greater than at the original gear drive due to slip. Changing the original elliptoidal cam wave generator by eccentric disk or spaced roller wave generator, it makes possible to enlarge the difference of contact circumferences, $c_3 - c_2$, consequently the ratio is decreased, due to formula (1). The ratio and the theoretical lower limit are explained by **fig.3**,

$$i_{g2}^3 = \frac{(d_3/e - 1)\pi + 2}{\pi - 2} \quad (2)$$

i. e. $d_{sr} = 0 \rightarrow (e = d_3) \rightarrow i_{g2}^3 = -1,75$.

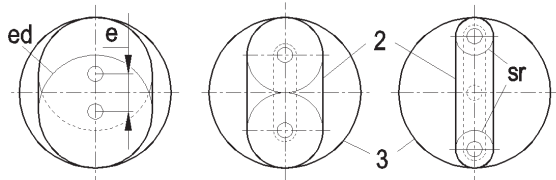


Fig. 3. Eccentric disk and spaced roller wave generators

The elastic epicyclic wheels around the eccentric disks (ed) or spaced rollers (sr) were supposed to be in tension as a belt around its pulleys. The ratio is greater when the belt is loose.

The ratio is positive when $\omega_2 = 0$ and the rigid inner contact ring gear is joined to the output shaft, i. e.

$$i_{g3}^2 = \frac{c_3}{c_3 - c_2} = \frac{1}{1 - c_2/c_3} = 1 - i_{g2}^3 \quad (3)$$

There is another chance to obtain a relatively small positive transmission ratio. When $c_2/c_3 > 1$ i.e. the circumference of the elastic epicyclic wheel is greater than that of the rigid ring, the ratio will change its sign.

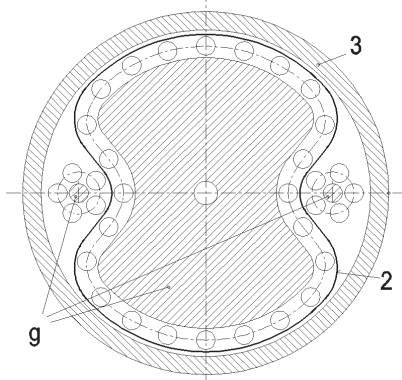


Fig. 4. An elastic epicyclic drive with special cam wave generator and ball cages ($c_2 > c_3$)

4. CHANGING THE RATIO INFINITELY

The elastic epicyclic wheel, 2 also can be made of elastomer. Fig. 3. shows such a drive where the excentricity of the disks or the distance of the rollers should be adjusted to assure the proper traction effect between the elements 2 and 3. Both the creep and the local elongation has got a large role in the contact regions. These effects can become so large that the original rate of circumferences of $c_3 > c_2$ will be changed. The greater the tensioning of the elastic wheel the greater the transmission ratio and it become infinit. Additional radial offset of the rollers causes an opposite revolution at the output shaft, so as it can be followed in Fig. 2. and 5.

The control of radial preload require an adjusting mechanism. It seems to be easier to use a steel elastic epicyclic element and an elastic insert in the rigid housing of the circular ring.

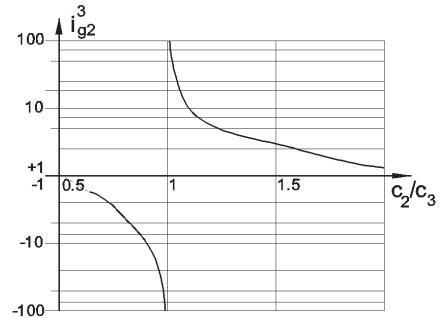


Fig. 5. Transmission ratio of the reducers, as the function of c_2/c_3 , $\omega_3=0$

The control of radial preload require an adjusting mechanism. It seems to be easier to use a steel elastic epicyclic element and an elastic insert in the rigid housing of the circular ring. The insert can be tubular, filled in by liquid. Its cross-sectional area should be constant so it has to be reinforced radially. Due to the axial deformation of the circular cross-section the inner diameter of the insert will be decreased. Fig. 6. shows such a solution.

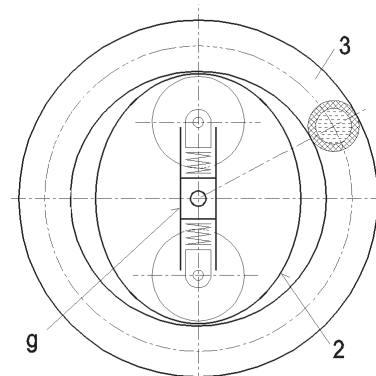


Fig. 6. Flexible epicyclic traction drive with filled tubular toroidal insert made from reinforced elastomer

5. SUMMARY

The epicyclic traction drives which contain at least one elastic base element have got a wider transmission ratio range and there are some surprising characteristics. There is a great chance to control the output speed automatically, using the effect of centrifugal force or by an external intervening unit. The following analyses help us to select between the most advantageous solutions.

SZENDVICSTARTÓ STATIKUS ÉS DINAMIKUS VIZSGÁLATA

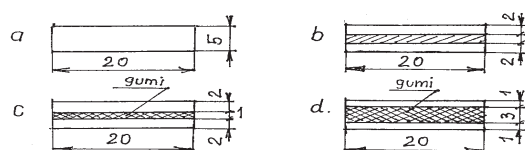
ANALYSIS OF STATIC AND DYNAMIC BEHAVIOUR OF SANDWICH BEAM

Orbán Ferenc PhD, PTE Pollack Mihály Műszaki Kar

ABSTRACT. In order to investigate the sandwich beam static and dynamic behaviour four different specimens have been tested measuring the static stress state and damping. Determining the damping coefficients we used the log decrement method. Computing the damping by this method is illustrated in Figure 3 and is defined in Equation 1. The loss factor can be calculated using formula for sandwich beams developed by Ungar [2]. The measured and calculated results are very near.

$$\nu = \frac{1}{k} \ln \frac{A_1}{A_{i+k}} \quad (1)$$

A vizsgálathoz 4 db tartót készítettünk, melyek keresztmetszete különböző. (2. ábra)



2. ábra. A vizsgált tartó keresztmetszetei.

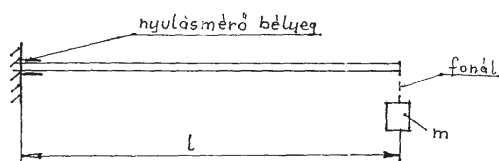
1. BEVEZETÉS

A szendvicsszerkezetek jellemzője, hogy a tömör tartókhoz képest kisebb súlyúak, megfelelő statikus merevségűek és jó a rezgéscsillapításuk.

A szendvicstartók általában háromrétegű szerkezetek, két fedőréteg közé kitöltő réteg van beépítve.

A következőkben a vékonylemezes szendvicstartók statikus és dinamikus jellemzőinek számítását és kísérleti meghatározását tárgyaljuk.

A vizsgált tartó egy konzolos tartó (1. ábra).



1. ábra. A vizsgálat elvi felépítése.

A vizsgálat során egy m tömegű súlyt helyezünk a konzol végére, amely fonálon függ. A statikus állapot elérésekor a befogáshoz közeli keresztmetszetben a feszültség mérhető. Ezt követően a fonalat elégettük, így a tartó rezgésbe jön. A csillapodó lengés alapján számítható a logaritmikusan dekrementum:

A 2a. ábra szerinti tartó tömör keresztmetszetű, a 2b. ábra szerinti tartó acéllemezről készült csavarokkal összeerősítve (4 db M4 csavar), a 2c. ábra szerinti tartó, a fedőréteg acél, a középső réteg gumi, a 2d. ábra szerinti tartó vulkanizált a fedőréteg acél és vastagsága 1 mm.

2. STATIKUS VISELKEDÉS.

A statikus viselkedést számítással is követtük az elemi szilárdságtan módszereivel és végeelem módszerrel.

A 2c. és 2d. ábra szerinti keresztmetszeteknél a nyírási alakváltozás figyelembe vevő SOLID elemet választottuk. A statikus vizsgálat eredményeit az 1. táblázat foglalja össze.

A vizsgálatban a tartó hossza 500 mm, a tömeg nagysága: 1 kg.

1. táblázat. A maximális feszültség értékek a különböző keresztmetszetek esetén.

Keresztmetszet típusa	Mért fesz.	Elméleti fesz.	Cosmos
a. tömör	60,06	60	60
b. lemezelt	80,3	-	80,4
c. ragasztott	101,5	107,5	110,8
d. vulkanizált	252	-	182

A 2a. ábra szerinti keresztmetszetnél mind a mért mind a számított értékek megegyeznek. A 2b. szerinti esetben a

keresztmetszet nem együttdolgozó, melyet a végeelemes program képes kezelni.

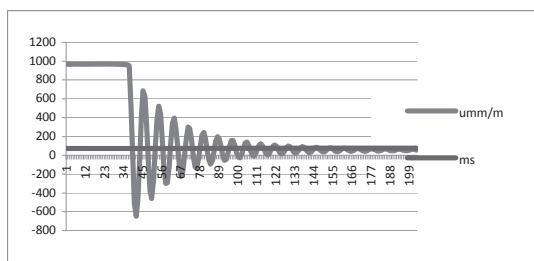
A 2c. ábra szerinti keresztmetszet egyrészt számítható az [1] könyv alapján, másrészt a gumi szilárdsági értékeinek megadásával a végeelemes programmal modellezhető az értékek itt is jó egyezést mutatnak.

A gumi jellemzőinek megadásánál a SHORE 40 keménységi fokkal számoltunk.

A 2d. ábra szerinti keresztmetszetenél nagyobb eltérés van, melynek magyarázata lehet, hogy a tartó maradé alakváltozást szenvedett.

3. DINAMIKUS VISELKEDÉS.

A tartón elhelyezett tömeg eltávolításakor a tartó csillapodó szabad lengését a 3. ábra mutatja.



3. ábra. A szendvicstartó csillapodó lengése.

A mért értékekből a logaritmusos dekrementum számolható az (1) képlet alapján.

A csillapítás jellemzésére különböző változókat használunk, ezek közötti összefüggés a következő:

$$\eta = \frac{\nu}{\pi} = 2 \cdot \xi \quad (2)$$

ahol: ξ a csillapítási tényező, η un. loss factor.[2]

A logaritmusos dekrementum még felírható a következő alakban:

$$\nu = \beta \cdot T \quad (3)$$

ahol T a rezgésidő.

A mért értékek alapján a különböző tartókra a következő értékeket kapjuk.

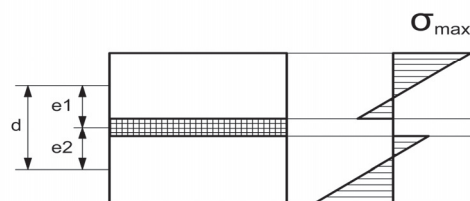
2. táblázat. A mért értékek alapján számított csillapítási jellemzők.

Keresztmetszet	ν	η	ξ	$T(\text{sec})$	β
2a. tömör	0,012	0,0038	0,004	0,06	0,2
2b. lemezelt	0,13	0,0414	0,02	0,07	1,625
2c. ragasztott	0,337	0,107	0,112	0,07	4,81
2d. vulkanizált	0,321	0,102	0,05	0,07	4,58

A 2c. ábra szerinti keresztmetszetre ellenőrző számítást végeztünk.

$$\eta = \frac{\eta_2 \cdot X \cdot Y}{1 + (2 + Y) \cdot X + (1 + Y)(1 + \eta_2^2) \cdot X^2} \quad (4)$$

A vizsgált keresztmetszet. (4. ábra)



4. ábra. A szendvicstartó méretei és a normál feszültségek eloszlása.

$$X = g_0 \cdot \left(\frac{2 \cdot L}{\pi} \right)^2 \quad (5)$$

$$g_0 = \frac{2 \cdot G_d \cdot b}{h_2 \cdot A_1 \cdot E} \quad (6)$$

$$Y = \frac{d^2 \cdot A_1}{4I_1} \quad (7)$$

η - a gumi anyagra jellemző csillapítási tényező, itt $\eta_2 = 0,18$. A megadott méretekkel $\eta = 0,079$.

Ezen értékek a mérésből számított $\eta = 0,107$ értékkel jó egyezést mutat. A mért értékek alapján kijelenthető, hogy a szendvicstartók alkalmazásával jelentős rezgés csillapítás érhető el.

4. IRODALOM

[1] Farkas, J., Jármái, K.: Analysis and optimum design of metal structures, *Balkema Publishers*, Rotterdam, Brookfield, 1997, 347 p.

[2] Ungar, E.E. Loss factors of visco-elastically damped beam structures. *J. Acoust. Soc. Amer.* 38 pp 1082-1084

SPECIÁLIS ORVOSI CSAVAROK FEJLESZTÉSE

DEVELOPMENT OF SPECIAL SCREWS FOR MEDICAL APPLICATION

Oroszlány Ákos, PhD hallgató, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Polimertechnika Tanszék,

ABSTRACT

The study presents the design procedure of a medical screw (so called interference screw) used for the reconstruction of the cruciate ligament anterior (CLA). Cruciate ligament anterior acts as a main restraint of anterior translation of the tibia in the knee. There are several reconstruction methods for an injured CLA, but for the millennia the interference screw fixation has become 'gold standard'.

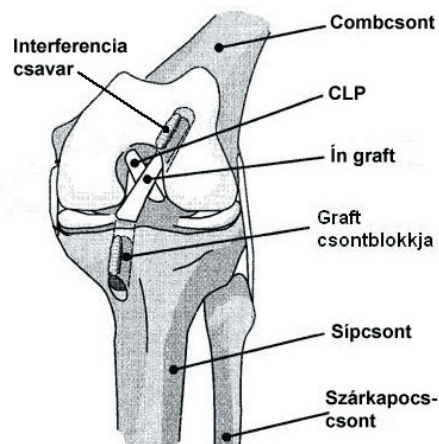
1. BEVEZETÉS

Munkánk során inak rögzítésére szolgáló interferencia csavart fejlesztettünk. Az általunk fejlesztett interferencia csavarokat elsősorban a térd elülső (CLA), illetve hátsó (cruciate ligament posterior CLP) keresztszalagjainak rögzítésére alkalmazzák. Sérülésük vagy szakadásuk esetén a szalagok nem tudják ellátni feladatukat, kezelés nélkül a térd visszahajolhat, illetve merevvé válhat. A térdben a keresztszalagok fő funkciói az alábbiak:

- megakadályozzák a sípcsont combcsont-hoz viszonyított előre való mozgását,
- megakadályozzák a térd hiperextenzióját,
- megakadályozzák a varus-valgus rotációt,
- a térd mozgása során fenntartják a sípcsont optimális helyzetét,
- beállítják a sípcsont végrotációját,
- szabad idegvégződéseik révén szerepük van a végtag koordinációjában, és az izomtónus beállításában is.

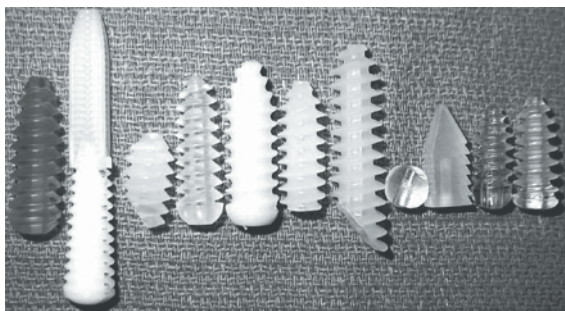
Az elülső keresztszalag sérülései és ennek következtében az elvégzett CLA rekonstrukciók száma az elmúlt évtizedekben megnövekedett. Az orvosok rendelkezésére álló rekonstrukciós technikák és eszköztárak az elmúlt évtizedekben jelentős fejlődésen mentek keresztül [1, 2]. Napjainkban az interferencia csavaros rekonstrukció általánosan elterjedt, orvosok által gyakran alkalmazott eljárás. Alkalmazási módjukat a

1. ábra szemlélteti. Hasonló csavarokat alkalmaznak a bokában, lábfejen, illetve csuklónál és kézfejen az inak szakadása esetén. Természetesen a térdben és a lábfejen, illetve kézfejen használt csavarok mérete eltérő, anyaguk és egyéb geometriai jellegzetességeik (pl. menetprofil) azonban gyakran azonos.



1. ábra Csontblokkos graft rögzítése interferencia csavarral [3]

A piacon jelenleg is elérhetők fém illetve felszívódó anyagból készült csavarok és rögzítőeszközök (2. ábra). A szervezetben felszívódó anyagból készült implantátumok és anyagaik az elmúlt két évtizedben jelentős fejlődésen mentek keresztül, napjainkban a fém implantátumok többsége kiváltható lenne lebomló polimerből készültből [4]. Vitathatatlan hátrányuk jelenleg az árak, amit viszont kiegyenlíthet a kevesebb revíziós illetve implantátum eltávolító műtét. A kevesebb műtéttel pedig nem csak az ellátórendszer jár jól, hanem a betegek szervezetét is kevesebb terhelés éri.



2. ábra Néhány forgalomban lévő lebomló rögzítő eszköz [5]

Jelenleg a piacot nyolc nagy gyártó uralja (*Arthrex, Biomet, Conmed Linvatec, Depuy Inion, Mitek, Smith+Nephew, Storz, Stryker*), amelyek azonos méretű, de eltérő fogprofilú illetve kulcsnyílású csavarokat gyártanak [3. ábra]. Az eltérő kulcsnyílást indokolhatják szilárdságtani megfontolások, azonban legalább ilyen fontos a piaci okok [6]. A gyártók többsége ugyanis nem csak csavart árul, hanem operációs szetteket, amelyek tartalmazzák a csavart és a hozzá való csavarkulcsot is.



3. ábra Lebomló interferencia csavarok kulcsnyílásainak geometriái [5]

A felszívódó polimer anyagokból készült csavarok egyik legkritikusabb pontja a becsavarás, ugyanis előfordulhat, bár nem gyakori, hogy a csavar beletörik a csontfuratba. Ezt okozhatja anyaghiba, gyártási, illetve tervezési hiba egyaránt. A tervezésnél lényeges, hogy a csavarkulcs minél mélyebben behatoljon a csavar belsejébe az egyenletes nyomatóeloszlás érdekében. Sok esetben használnak varró fonalat a rögzítés során (például lágyszövet biztosabb rögzítésére), amelyet a csavaron átbujtatnak, ezért a csavart végig furatossá kell tenni. A csavarkulcs behatolási mélységét azonban korlátozza a csavar kúpos vége, ahol az egyenletes falvastagság érdekében a belső furat is leszűkül. A 4. ábra a Biomet csavaroknál a behajtókulcs csavarba történő behatolási mélységét mutatja becsavarásnál.



4. ábra Furat kialakítása Biomet® csavaroknál [7]

2. IGÉNYFELMÉRÉS

A konkurens termékek felmérésével párhuzamosan megvizsgáltam a lehetséges magyarországi igényeket. Munkám során az Országos Egészségügyi Pénztár (OEP) adatbázisából lekértem 8 évre visszamenőleg az elülső keresztszalag rekonstrukciók számát. BNO-OENO kód alapján.

Gyakorló sebészeket szakmai szervezeteiken keresztül kerestünk meg. Körükben végzett felmérést a Magyar Artroszkópos Társaság (MAT) segítségével végeztük el. A felmérés elsődleges célja egy Magyarországon gyártandó, felszívódó anyagból készült interferencia csavar piaci lehetőségeinek felmérése volt, továbbá az eredmények figyelembe vételével a további fejlesztési irányok meghatározása. A megkeresett sebészek egy tizenkét pontos kérdőívet töltöttek ki, amely alapján a gyakorló szakemberek véleményét és tapasztalatát ismertem meg.

A sebészek válaszaiból kiderült, hogy a legtöbb orvos alkalmazza az interferencia csavaros rögzítést, bár nem elsődleges rögzítési módként. A felszívódó csavarok elterjedtsége csekély, ennek oka elsősorban a magas ár, illetve a kipróbálás során nyert negatív tapasztalat. Az orvosok válaszai és OEP által szolgáltatott adatok alapján évente 1500-2000 esetben végeznek Magyarországon elülső keresztszalag plasztikát, és az esetek negyedében használnak interferencia csavart.

Az alkalmazott interferencia csavarok méretének ismerete lényeges szempont a fejlesztési irány meghatározása szempontjából. Az orvosok körében végzett felmérés eredményeit a 1. és a 2. táblázat tartalmazza. A 1. táblázat alapján egyértelműen meghatározható, hogy a célszerű fejlesztendő mérettartományt a 7-8-9 mm átmérőjű csavarok jelentik. Bár van igény kisebbre és nagyobbra is, ezeknek alkalmazása nem annyira elterjedt. A

2. táblázat alapján az igényelt csavarhossz 25-30-35 mm-nek adódik.

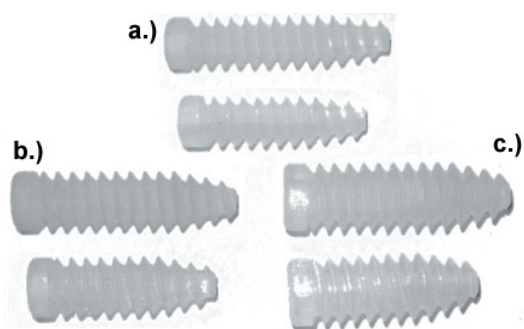
1. táblázat Orvosok által használt csavarok átmérői és gyakoriságuk

Csavar átmérő [mm]	5-6	6-7	7-8	8	8-9	9-10	10
Felhasznált mennyiség [%]	7,7	15,4	38,4	7,7	15,4	7,7	7,7

2. táblázat Orvosok által használt csavarok hossza és gyakoriságuk

Csavarhossz [mm]	25	25-30	28	30-35	35
Felhasznált mennyiség [%]	8,3	41,8	8,3	33,4	8,3

A végleges modell elkészültekor az előző keresztzalag rögzítéssel kapcsolatos felmérésben résztvevő, és abban további együttműködésre készséget mutató orvosokat ismételten megkerestük, hogy véleményezzék a végleges termékcsaládot. A sebészek részére a végleges termékcsaládot gyors prototípusgyártó eljárással legyártattam, így azok megfoghatóak lettek (5. ábra). Az ilyen eljárással készült csavar *in vivo* (betegbe történő beültetésre) vizsgálatokra azonban nem alkalmas.



5. ábra Végleges termékcsalád 25 és 30 mm hosszú, a.) 7; b.) 8; c.) 9 mm átmérőjű csavarok

Az általános visszajelzések pozitívak voltak, a geometriával kapcsolatban az alábbiakat választották az orvosok:

- a méretezés az összes csavarnál jó, de a menetszélek élesek,
- a különböző hosszúságú és átmérőjű csavarok menetemelkedése, illetve azok fogazata a rögzítésre alkalmasnak tűnik,
- a csavarok csavarhúzó befogató vége kicsinek tűnt, itt javasolták még 1-2

menetnyit meghosszabbítani, hogy a csavarhúzó minél nagyobb felületen érintkezzen a csavarral,

- javasolták még a csavarfejnek erőteljesebb lekerekítését is.

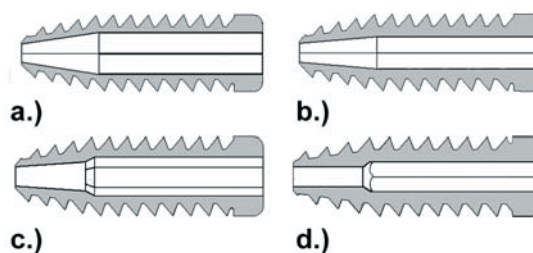
A megjegyzéseket a csavar végleges geometriájának kialakításakor figyelembe vettem.

3. VÉGLEGES GEOMETRIA KIALAKÍTÁSA

A tervezési fázis során számtalan átmenő furat variáció született, ezeket mutatják be a 6. ábra. A 6/a és 6/b ábrán látható variációk nem biztosítanak megfelelő felfekvő felületet a behajtó eszköznek, emiatt fennállt annak veszélye, hogy amennyiben az orvos becsavarás közben túl erősen nyomja a csavarba a behajtót, az szétrepesztheti a csavar falát.

Ezeket a szempontokat figyelembe véve készültek el a 6/c és 6/d ábrán látható változatok, enyhén kúpos, illetve teljesen hengeres keresztmetszetű végfurattal. Lényeges különbség a két változat között a végfurat kúposága és a behajtókulcs átmérője volt. A nagyobb oldalfalvastagság és az egyszerűbb gyárthatóság érdekében végül a 6/d ábrán látható megoldást választottam.

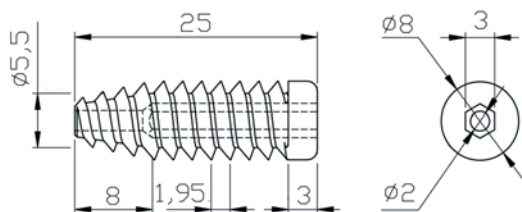
A behajtókulcs keresztmetszetének szabályos hatszöget választottam, mivel az ilyen keresztmetszetű behajtókulcsok könnyen hozzáférhetőek.



6. ábra. Átmenő furat és kulcsnyílás verziók

A csavar alap geometriai méretei a tervezés szempontjából az átmérő, illetve a hossz. A forgalomban lévő csavarok túlnyomó többségének hossza 20-30 mm közé esik. Az orvosok körében végzett felmérés alapján Magyarországon leggyakrabban a 25 és a 30 mm hosszú és 7-8-9 mm átmérőjű csavarokat használják. A későbbi biomechanikai vizsgálatokhoz alkalmazandó csavar fő méretét a felmérések és személyes

megkeresések alapján 8 mm átmérőjűnek és 25 mm hosszúnak választottam. A gyártásba kerülő csavar fő méreteit a 7. ábra szemlélteti. Gyártás előtt a végleges modellen fröccsöntés szimulációs vizsgálatokat is végeztünk, ezek alapján a fröccsöntés során nem várunk gyártási problémát [8].



7. ábra Végleges csavargeometria és a csavar fő méretei

4. ÖSSZEFOGLALÁS

Munkám során megterveztem egy egyedi geometriájú lebomló polimerből gyártandó interferencia csavart, amely hazai gyártás esetén helyettesíthetné a külföldről beszerzett lebomló, illetve fém csavarokat. A megtervezett csavarcsaláddal a megkeresett gyakorló sebészek elégedettek voltak. Amennyiben a hazai gyártás gazdaságosan és versenyképesen megoldható a szükség esetén alkalmaznák csavart.

Az OEP adatok alapján azonban megállapítható, hogy a magyarországi igény 500-700 db csavar/év, ráadásul a teljes mérettartományban. Ekkora mennyiségre nem kifizetődő tisztatérrel rendelkező fröccsöntő gyártósort felszerelni és felszerszámolni. Munkánk során az esetleges regionális, vagy távolkeleti piaci lehetőségeket nem vizsgáltuk.

5. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

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. Ezúton fejezzük ki köszönetünket a Magyar Artroszkópos Társaság vezetőségének és tagjainak munkánkhoz nyújtott segítségükért.

6. IRODALOM

- [1] Pavlik A., Hidas P., Tállay A., Berkes I.: Elülső keresztszalag pótlásnál alkalmazott rögzítések I. Az ideális grafrögzítés; Magyar Traumatológia, Ortopédia, Kézsebészet, Plasztikai Sebészet, 48(2), 101-110, 2005
- [2] Bodó L., Hangody L., Borsitzky B., Béress Gy., Arató G., Nagy P. Ráthony G.: Development of a tension-adjustable implant for anterior cruciate ligament reconstruction, Joint Diseases and Related surgery, 19(1), 27-32, 2008
- [3] Beever D.J.: Metal vs. Bioabsorbable interference screws: initial fixation, Proc. Instn Mech. Engrs 217 Part H: J.Engineering in Medicine, 59-75, 2002
- [4] Middleton J.C., Tipton A.J.: Synthetic biodegradable polymers as orthopedic devices; Biomaterials, 21, 2335-2346, 2000
- [5] Purcell D.B., Rudzki J.R., Wright R.W. : Bioabsorbable Interference Screws in ACL reconstruction; Operative Techniques in Sports Medicine, 12, 180-187, 2004
- [6] Ahvenjarvi P., Vuorisalo V., Koljonen J.: Bioabsorbable interference socket shape comparison using 3-D models; 6th Scandinavian Congress on Medicine and science in Sports, Arhus, Denmark, 2002
- [7] Gentle Threads Interference screw – BIOMET Sports Medicine; BIOMET Sports Medicine, BSM0007.1 REV083107, 2007
- [8] Oroszlány Á., Kovács J.G.: Gate type influence on thermal characteristics of injection molded biodegradable interference screws for ACL reconstruction, International Communications in Heat and Mass Transfer, 37(7), 766-769, 2010

A DIZÁJN ÉRTELMEZÉSE

DEFINITIONS OF DESIGN

Dr. Péter József egyetemi docens
Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék

SUMMARY. The increase of product offer and the competition for consumers turned the attention to the product shape at the turn of the twentieth century. For the challenge the institutes of higher education answered by launching the branch of product and shape design engineering, preserving the values of product engineering education. To develop the subject-matter of product and shape design engineering education, the analysis and definition of various designing practice should help.

Kulcsszavak: design, industrial design, product design, system design, multisystem design, environmental design, styling

1. Bevezetés

Az 1950-es években a II. világháborút követő újjáépítés, a két világrendszer között kialakuló gazdasági, műszaki és katonai verseny a nehézipart helyezte a gazdasági élet középpontjába. A termelőeszközök a gyártmányhierarchia élére, a fogyasztási cikkek a végére kerültek. Az egyetemek műszaki karai elsősorban a nehézipar igényeinek megfelelő mérnököket képeztek, a gépészmérnökképzés egyik erőssége pedig a géptervező mérnök lett. Az 1980-as évek végén a kelet-európai gazdasági modell összeomlása, a fegyveres szembenállás mérséklődése a nehézipar szerepcsökkenéséhez vezetett, és a fogyasztási javak felé fordította a figyelmet. A felsőoktatási intézmények a bevált képzési formák mellett terméktervező mérnök szakokat indítottak.

A terméktervező mérnök képzés középpontja a termék mindazon javak összessége, amelyek iránt a piacon van érdeklődés vagy a figyelem felkelthető fogyasztás, használat és megszerzés vagy birtoklás céljából. A termékek köre széles, a megfogható egyszerű vagy összetett tárgytól a változatos megjelenésű szellemi javakig terjed. A terméktervező mérnök elsősorban a fizikai jellemzőkkel értékelhető termékekre fókuszál. Munkája a teljes termékéletpályáján nyugszik, és a termékötlet kialakulásától a fizikailag vagy erkölcsileg elhasználandó termék gondjának megoldásáig ível. Jóllehet a terméktervező mérnök munkájának

középpontja a termék, figyelembe veszi, hogy a termék egy rendszer, azon túl egy többszörösen összetett rendszer, ill. a környezet integráns része.

A termékínálat bővülése, a fogyasztóért folytatott verseny a XX. század fordulóján a termékformára irányította a figyelmet. A termékforma fontosságának felismerése nem új keletű, pl. Angliában a gyártmányok versenyképességének megőrzése érdekében már az 1830-as években foglalkoztak a képi megjelenés fontosságával, vagy az Egyesült Államokban az I. világháborút követő időszakban széles körben alkalmazták a „szép gyártmány jobban eladható” elvet.

A XX. század végén megjelenő kihívásra a felsőoktatási intézmények a termékmérnök képzés értékeit megőrizve az alapképzésben és egy részük a mesterképzésben termék- és formatervező mérnök szak indításával válaszoltak. Mivel a termék lényegének megfelelő forma megtalálása a terméktervező munka része, a szak elnevezésének terméktervezőről termék- és formatervezőre bővítése a formatervezés fontosságát hangsúlyozza. A termék- és formatervező képzés tartalmának kialakítására több lehetőség kínálkozik. A követhető út megtalálásához az ipari formatervezés tartalmi elemzése, értelmezése nyújthat segítséget.

2. A Design jelentése

Az industrial design vagy design a termék vagy termékcsoport formálásának folyamata. A hazai gyakorlatban ezt a folyamatot ipari

formatervezésnek, vagy formatervezésnek nevezzük. Másrészt a design a formaalkotó munka eredménye, melyre a hazai szakirodalomban az ipari termékforma, vagy termékforma honosodott meg.

Ismereteink szerint az industrial design kifejezést Joseph Sinel (1890-1975, cseh származású ipari formatervező) használta először. Az első professzionális formatervezőnek Peter Behrens (1868 - 1940) német építész, ipari formatervező, festő és grafikus tekinthető, akit az AEG azzal a céllal alkalmazott, hogy gyártmányaik mértékadóak legyenek a német ipar szereplői számára.

A design szónak a fentiekén túl számos jelentése ismert. A design lehet a termék szinonimája, a tervező javaslata, a termék alakja, a termék színe, a termék szerkezete, a termék mintázata, a technológia, ami a termék részévé válik, a rajzasztalon lévő koncepció, divat, stílus, kiinduló ötlet. Máskor a design az ötlettől a megvalósult termékig mindent magába foglal, beleértve a cég lényegét sugalló logót, a prospektusokat és a kézikönyveket; a termékkel kapcsolatos összes tevékenységet. Nevezik a design tudománynak, a tudományt és a művészetet integráló mechanizmusának, autonóm és alkalmazott művészetnek, a művészet határesetének.

3. A Design értelmezése

A design szó jelentésének sokfélesége az alkotómunka és az eredmény egy-egy oldalának kiemelésén alapulnak. Az ipari formatervezés értelmezésére és rendszerezésére az alkotómunka célja és tartalma ad egyfajta lehetőséget. Ezek

- művészi-esztétikai megközelítés,
- értékesítés és profit orientált formatervezés,
- fogyasztó centrikus dizájn,
- termékorientált dizájn,
- környezet centrikus formatervezés,
- összetett jelenségeként értelmezett dizájn.

3.1. Művészi-esztétikai megközelítés

A design művészi-esztétikai megközelítése elsősorban a művészettörténet és művészetelmélet művelőinél nyilvánul meg, akik alapvetően a festészet és szobrászat jellemzői szerint ítélik meg az ipari alkotásokat. A gyártmányok „képi megtervezésének szükségességét” az Angol

Parlamentben Sir Robert Peel képviselő 1832-ben a piacvesztés veszélyével indokolta. Ennek megakadályozására létesült a School of Design, a mai Royal College of Arts elődje 1837-ben, és lépett fel az 1840-es évek folyamán a művészek és esztéták egy csoportja, akik a későbbiekben Cole-kör néven váltak ismertté. A Henry Cole körül csoportosult festők, szobrászok, építészek a művész közreműködésével kívánták a tárgykultúra romlását megakadályozni, és megteremteni a művészet és a gyáripár közösségét. Hangsúlyozták, hogy a díszítésnek a funkcióval szemben alárendelt szerepe van, és gondolataikkal eljutottak a funkcionalista megfogalmazásokig.

A két világháború között alkotó Herbert Read (1893-1968) a gyártmányok díszítését elvetette, de formai megfontolások alapján az absztrakt és a nonfiguratív plasztika körébe sorolta az ipari alkotásokat, mivel az olyan tárgyak, amelyeket elsősorban használatra terveztek az esztétikai érzékelő-képességre ugyanúgy hatnak, mint az absztrakt művészet alkotásai.

3.2. Értékesítés orientált formatervezés

A formatervezés egyoldalú kereskedelmi megközelítése a formatervezés egyik feladatának szélsőséges értelmezése, amikor a tervezőmunka során az értékesítés és a profitszerzés „mindenekelőtt” elv dominál. A formatervező a design, pontosabban a styling szerepét, annak esztétikai, érzelmekeltő hatását az értékesítés támogatására és serkentésére korlátozza.

A termékforma és az értékesítés közötti kapcsolat régi felismerés. Az értékesítés centrikus design az I. világháborút követő gazdasági világválság idején az amerikai áruk védelmében teljesedett ki igazán, és a tervezőmunka során a szép termék jobban eladható elv dominált. A leghatározottabban a Ford cég styling vezetője, Gene Bordinat (1920 -) fogalmazott, miszerint az ipari formatervezőnek és a termékformának nincs más feladata, mint az értékesítés (a marketing) támogatása.

3.3. Fogyasztó centrikus dizájn

Az 1990-es éveket megelőzően szűkös kínálat és szolid színvonal jellemezte az elérhető termékeket. A fogyasztó igényei másodlagosak voltak, a gyártó volt az úr. Az 1990-es évek gazdasági változásai kitágították az elérhető

termékek körét és színvonalát, a gyártó és a vevő helyet cserélt, a terméktervezés, a gyártás és az értékesítés középpontjába a fogyasztó került.

3.3.1. *Funkció centrikus dizájn*

A termékek megvalósításának elsődleges célja a fogyasztói igények kielégítése. A funkció középpontú formatervezés elsősorban a termék által elérni kívánt fizikai paraméterekre koncentrál. A termék fő funkciói meghatározzák a termék fő méreteit, a fő formát, és az alapvető arányokat. Ezek után következik a részfunkciókat teljesítő elemek megtalálása, a fő- és a részformák egységes rendszerbe foglalása.

3.3.2. *Információ átalakító dizájn*

Jóllehet napjaink fontos eseménye az elektronikus információhordozók fejlődése és az információátadás sebességének növekedése, a leghatékonyabb információhordozó változatlanul az embert körülvevő termékek sokasága. A termékfunkció jelentős része a külső jegyekből olvasható ki, vagyis a funkciónak megfelelés alapvetően a formaalkotó elemektől függ. A formatervezés minden szakaszában meghatározott mennyiségű belépő információt kell adott mennyiségű kilépő információvá átalakítani, figyelembe véve, hogy közben objektív és szubjektív tényezők hatnak. A formatervezés ebben az értelemben információ átalakítás.

3.3.3. *Ergonómia középpontú dizájn*

Az ergonómia centrumú formatervezés az embert állítja adottságaival és lehetőségeivel a tervezés középpontjába, annak érdekében, hogy a biológiai hiányosságokat kiegészítse, vagy műszaki, szervezési megoldásokkal tehermentesítse.

3.3.4. *Nomád formatervezés*

A nélkülözhetetlen vagy annak hitt használati tárgyak egy részét a tulajdonosa a nomádokhoz hasonlóan magával hurcolja és költözteti. Ezek a tárgyak alakjukkal, anyagukkal, méretükkel, csatlakozó elemeikkel a mozgáshoz, a vándorláshoz, az egyszerű vagy igénytelen kezeléshez, és a gyors rendszerbeállításához igazodnak.

3.3.5. *Szabadidő dizájn*

Az 1960-as évek végétől a tulajdonszerzési korlátok enyhülésével és a jövedelem

emelkedésével a családok egy része előtt megnyílt a lehetőség a felhalmozásra. A kelet-európai családok százezrei vásároltak kis telket a városok körül és szerszámos kamrának nevezett hétvégi házat építettek. Sokak számára életformává vált az állandó munka, a szolid egyéni fogyasztás, és a puritán felhalmozás.



1. ábra. Szabadidő dizájn. Hajóemelő kerék, Falkirk, Skócia

Az 1980-as évek végén a vagyonszerzési és utazási korlátok lazulásával elsősorban a fiatal korosztályok előtt elvesztette a vonzerejét a hétvégi-ház építés, a fűnyírás és az egyéb kevés hasznot hozó szabadidős tevékenység. A puritán felhalmozó életmódot kiszorította a fogyasztói hedonista életmód, a szabadidő, a szabadság, a mozgás, a világlátás kívánása és élvezete. Az életmódcsera a fogyasztói igények változásával járt, megnőtt az igény az utazás, a látnivaló, az élmény, a kaland iránti igény és az ezeket kiszolgáló és lehetővé tevő termékek iránti kereslet. A szabadidő dizájn a szabadidő élményekkel és izgalmakkal teli eltöltését lehetővé tevő termékek megvalósítására fókuszál.

3.3.6. *Egyénre szabott formatervezés*

Az egyediség, a mással össze nem téveszthetőség iránti vágy az egyedi igények kielégítésére irányította a formatervezők figyelmét. Az egyénre szabott tervezés általában hagyományos egyedi gyártással vagy kézi munkával párosul. Az egyénre szabott termékkínálat a tömegtermelésben is megjelent; a vevő a termék megrendelésekor a lehetséges formakészletből és termékkomponensekből választva hozat létre egyedi terméket, amihez a számítógéppel

segített tervezés és gyártás, valamint a logisztika teremtette meg a technikai hátteret.

3.3.7. *Érzelem centrikus design*

A XX. század formatervezi irányzatainak egyike a semleges, érzelemmentes, a tömegtermelésre és az értékesítésre gondolva „sokak” számára elfogadható forma megtalálása. A termékforma az esetek többségében nem semleges, a fogyasztók egy részének érdekes és vonzó, mások számára érdektelen. Az érzelem centrikus dizájn tudatos érzelemkeltés a megcélzott közösség figyelmének és bizalmának elnyerése és megtartása céljából.

3.3.8. *Visszatekintő, felidéző dizájn*

A gyermekkor, az ifjúság emlékei gyakran egyfajta aranykorként jelennek meg az ember emlékezetében. A szépítő visszaemlékezés megjelenik a termékvilágban is, a múlt tárgyai felidézik a fiatalságot, az erőt, az egészséget, a tetteket és az eredményeket. A visszatekintő dizájn az ipari formatervezés történetében több alkalommal felbukkant, mint pl. az antik világ megbízható minőségéhez, a szolid, de örök formavilágához, a jó minőségű anyaghoz és a részletek gondos, igényes kialakításához való visszatérés. A visszatekintő dizájn meghatározott fogyasztói életérzést, vagy a megelőző korok megbízható minősége iránti vágyat elégíti ki.

3.3.9. *Követő dizájn*

A sokak által irigyelt technikai színvonalat produkáló Japán a II. világháborút követő évtizedekben az iparilag fejlettebb országok sikeres termékeit másolta hangyaszorgalommal. A követő dizájn a japánok számára a tanulási folyamat része volt, eredményeként a japán termékek mára számos területen követendő példaként szolgálnak. A követő dizájn célkitűzései néha szerényebbek; „csupán” a tekintélyes fejlesztési költségeket megtakarítva szeretnének a piacból és a profitból részesedni.

3.3.10. *Kreatív dizájn*

Az alkotókészség vagy más néven a kreativitás a valamilyen szintű alkotást lehetővé tevő szellemi és gyakorlati képességek összessége. A kreativitás az élet minden pillanatában jelen van, ahol valaminek a kigondolása, új dolog létrehozása, meglévő változtatása vagy kombinálása történik. A magas szintű

alkotóképesség feltétele a könnyed gondolkodás, a szellemi termékenység, a feladatok iránti fogékonyság, a rugalmasság, a szellemi hajlékonyság, az eredetiség, a szokatlan, újszerű dolgok kitalálásának képessége, a feladatok újrafogalmazására való képesség, a problémaérzékenység, és a részletek kidolgozására való alkalmasság. A kreatív dizájn célja nem az egyszerű, megbízható és megszokott alkotás, hanem az újszerű, korábban nem létező, meghökkentő, eredeti dolgok kitalálása és megvalósítása.

3.4. **Termékorientált dizájn**

A termékorientált dizájn a feladatmegoldás és a termelés oldaláról közelíti meg a fejlesztést. A tervező rendszerint a jövő lehetőségeit, megoldásait, igényeit kutatja. Más esetben a tervező-fejlesztő munka célja a műszaki-technikai verseny, a gazdasági vagy politikai ellenfél kifárasztása, tönkretétele.

3.4.1. *Anyag és technológia középpontú formatervezés*

Egyes fafajták hőkezelés után hajlítással jól alakíthatók. A lehetőséget szem előtt tartva Michael Thonet (1796-1871, asztalosmester) sikeres kísérletei alapján kidolgozta a hajlítottfa bútorok gyártástechnológiáját. Thonet utódai és követői millió számra gyártottak és gyártanak hajlított fából ülő-, pihenő- és fekvő alkalmatosságokat. Breuer Marcell (1902-1981) kerékpárjának kormányát tanulmányozva határozta el, hogy a kerékpárgyártás során használt acélcsővet és technológiát alkalmazva hajlított csőből bútorvázat készít. A két példa az anyag és technológia centrumú formatervezés egyik irányát példázza: keveset vágni, keveset forgácsolni, a mechanikus kötések számát minimalizálni, maradó alakváltozást létrehozva sokat hajlítani, szükség estén végetleníteni. Ez az anyaghasználat és technológia nagyfokú rokonságot mutat a Japánban magas szinten művelt papírhajtogatással, az origamival, a síkklapból térbeli szerkezetet létrehozó kreatív papírhasználattal és mesterségbeli tudással, valamint a sík acéllemezből elsősorban húzással és hajlítással dolgozó gépkocsi karosszériaelem gyártással. Az anyag és technológia középpontú tervezés alapja az anyagjellemzők és a technológia ismerete, valamint az alakításhoz szükséges mesterségbeli tudás.

3.4.2. *Indusztriális szemléletű formatervezés*

Az indusztriális szemléletű formatervezés az adott kor műszaki, technikai és gazdasági lehetőségeiből, adottságaiból, és azok maximális kihasználásából kiinduló tervezői szemlélet.

3.4.3. *Sci fi design*

A science fiction a jelenben kielégíthetetlennek tűnő igényeket a tudomány eredményeivel vagy a tudományosság látszatával megoldhatónak tartja. A Sci fi dizájn a jelen lehetőségein túlmutató, csak megoldást ismerő, anyagtól és technológiától független tervezői magatartás. A Sci fi dizájn lényege a jövő lehetőségeinek kihasználása.

3.4.4. *Természeti formát követő dizájn*

Az élőlények és az élettelen jelenségek szerkezeti megoldásai évezredek óta foglalkoztatják a tervezőket. A görög mesterek korán felismerték az élőlényeken fellelhető arányok használatában rejlő lehetőséget. Előszeretettel alkalmazták pl. az emberi test arányait épületeiken, használati tárgyaikon; melyek alkalmazásával alkotásaik felidéztek emberi testben rejlő szépséget. A természeti formákat követő dizájn célja, hogy az élőlények felépítését és működési mechanizmusát, az evolúció által évmilliók alatt tökéletesített természetes szervezetek megoldásait megismerje és alkalmazza.

3.4.5. *Organikus dizájn*

Az organikus dizájn a tervezőmunka egyik irányzata, amelynek programja, hogy a termék abból a természetes környezetéből, abból a helyből nőjön ki, ahol harmonikus, szerves egységet alkot a helyben található anyagokkal, formákkal, az ott található élő és élettelen környezettel. Az organikus dizájn tervezői filozófia.

3.4.6. *Multifunkcionális formát alkalmazó dizájn*

A természeti formákhoz hasonlóan ismert termékformához több funkció társulhat.

3.5. **A társadalom és a környezet szempontjai a formatervezésben**

A hagyományos kézműves munkát felváltó gyáripari termelés gyökeresen megváltoztatta az ember és a környezet viszonyát, megszűnt az évezredek alatt kialakult rend és harmónia. A fogyasztás, a termelés, az élő és az élettelen

természet kiegyensúlyozott léte a tervező munka egyik centruma.

3.5.1. *Rendteremtő formatervezés*

A társadalomban és környezetünkben tapasztalható rendnek üzenete: birtokában vagyunk a jelenségek vagy folyamatok irányításához szükséges ismereteknek és eszközöknek. A rend ellentéte a káosz; nem szeretjük a rendezetlen viszonyokat és a rendezetlen formát, mivel bizonytalanságot sugallnak. A rendteremtő formatervezés tudást, magabiztosságot, rendezett viszonyokat sugalló emberközpontú és léptékű formaalkotásra törekszik.

3.5.2. *Rendszer elvű formatervezés*

A design tágabb felfogása bevonja az értelmezésbe a termékkel kapcsolatba kerülő, azt használó vagy elviselő embert és a környezetet. A felfogás hívei nem egy elszigetelt termék, hanem egy rendszerbe optimálisan illeszkedő gyártmány, illetve gyártmányok fejlesztését tekintik célnak. Érdeklődésük a terméktervezés - product design - helyett a rendszertervezésre - system design -, sőt a több rendszerből álló rendszereken - multisystem design - át a környezet egészét érintő környezeti tervezésre - environmental design - irányul.

3.5.3. *Öko dizájn*

Az ökodizájn a technikai lehetőségeket az ember és a környezet iránti érzékenységgel ötvözi. Az ökodizájn a termék alapfunkcióinak igényes teljesítésére, a mesterségesen keltett szükségleteket mellőzésére, anyag- és energiatakarékos tervezésre és termékhasználatra, a termék vagy a termékkomponensek tovább- és újra használatára, vagy tovább- és újrahasznosítására fókuszál.

3.6. **A formatervezés összetett jelenségként történő értelmezése**

A design mértékadó meghatározásainak egyike a T. Maldonado megfogalmazásán alapuló ICSID (International Council of Societies of Industrial Design) meghatározás. Az ICSID általánosan elterjedt értelmezése szerint "az industrial design olyan alkotó tevékenység, melynek célja az ipar által termelt tárgyak formai minőségének meghatározása. A formai minőség nem csupán külső jellemző, hanem főként azok a strukturális és funkcionális

kapcsolatok, melyek egy rendszert szerves egységgé alakítanak mind a gyártó, mind a felhasználó szempontjából" [5].

3.7. Művészet vagy mérnöki munka?

Ha megpróbáljuk körülhatárolni a formatervező működési területét, látjuk, hogy az nagyon széles; a munka az egyszerű háztartási eszközöktől a bonyolult ipari berendezésekig terjed. A bennünket körbevevő tárgyon meglátszik a formatervező munkája, a formaalkotás léte vagy hiánya. Arra a kérdésre, hogy a formaalkotás művészi vagy mérnöki teljesítmény, nem lehet egyértelmű választ adni, mivel a formatervezőnek legalább a kapcsolódáshoz elegendő műszaki, pszichológiai, pedagógiai, művészi, gazdasági, stb. ismeretekkel is kell rendelkezni, amint a különféle dizájn értelmezések példázzák.

Felhasznált irodalom

- [1] Bikov, V.: Na genyeralnoj asszambleje ICSIDA. Tyehniceszakaja Esztyetika, 1970. 1. sz.
- [2] Ernyey Gy.: Az ipari forma története Magyarországon. Akadémiai Kiadó, Budapest. 1974
- [3] Ernyey Gy.: Tárgyvilágunk. Iparművészet-történet és –elmélet vázlatok. Dialóg Campus Kiadó. Budapest – Pécs, 1998
- [4] Integrated Product Development. 2nd International Workshop. September 17-18, 1998. Magdeburg
- [5] Maldonado, T.: Design Education. Education of Vision. New York 1965.
- [6] Read, H.: Art and Industry. Faber and Faber Limited. London, 1956.
- [7] Zalavári József: Designökológiai kislexikon. Osiris Kiadó, Budapest. 2003.

RUGALMAS MECHANIZMUSOK FLEXIBLE BODY MECHANISMS

*Péter József PhD, egyetemi docens, Németh Géza, egyetemi adjunktus
Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék*

Summary. Nevertheless the elastic deformation of bodies due to load is known for ages, there are only few mechanisms based on these relation. This paper analyses mechanisms based on the elastic deformation of bodies. At this area the first recognition was made by Robert Hooke and the classification by C. W. Musser

1. Bevezetés

A géptervezésnél használt eljárások többsége a merevtest modellen alapszik. Ez a széles körben alkalmazott elméleti megközelítés feltételezi, hogy a testen belül két pont megtartja egymáshoz viszonyított távolságát, ezért a test merevnek tekinthető. A merevtest modellt a feladat egyszerűsítése érdekében célszerű használni. Ez a feltételezés természetesen nem igaz, mivel terhelés hatására a testen belüli pontok egymáshoz viszonyítva elmozdulnak. A test rugalmasságából eredő elmozdulások más jelenségekkel együtt mechanizmusok működésének alapjai lehetnek.

2. Az utolsó reneszánsz tudós, Robert Hooke

A mechanikával foglalkozók és a gyakorló mérnökök számára egyaránt jól ismert Robert Hooke (1635-1703) neve. Matematikai tudása és eszközkészítő zsenialitása nagyban hozzájárult, hogy kezdetben Robert Boyle (1627-1691) kutatótársa, majd Boyle ajánlására 1662-ben a Royal Society kísérletekért felelős kurátora lett. Kutatásait a gondos tervezés, igényes kivitelezés, a tapasztalatok és a mért értékek részletes és igényes elemzése, írásait a világos, jól érthető stílus valamint a szép illusztrációk jellemezték. Hooke kortársaihoz hasonlóan sokat foglalkozott különféle órák tervezésével. A súlyhajtású órákat követő rugós órák bevezetése után a fizikusok Európában nagy gonddal tanulmányozták a fémek rugalmasságát, a rugók viselkedését, vagyis az órák

legfontosabb részeinek fizikai tulajdonságait. Hooke gondosan megtervezte kísérleteit ezen a téren is. Tapasztalatait a mai mérnök által jól ismert és a rugalmassági határig érvényes modellben összegezte: „**a rugalmas anyagok a terheléssel arányosan megváltoztatják alakjukat**”. Hooke először 1660-ban közölte ilyen tárgyú megfigyeléseit, majd 1665-ben a „Micrographia”-ban ismertetett további részleteket. Részletesen tárgyalta a rugalmasságtan egyes részleteit 1678-ban a „De Potentia Restitutiva”-ben, ahol az órákhoz kapcsolódó alapkísérletek mellett általános mechanikai megfontolások alapján osztályozta a különféle anyagok rugalmas viselkedését. A mechanika történetében ez volt az első szakkönyv, ahol részletes adatokat közöltek a különböző szerkezeti elemek (rudak, rugók, kötelek, stb.) terhelés hatására bekövetkező alakváltozásáról. A Robert Hooke által alaposan tanulmányozott rugókon túl közel négyszáz évekig kevés olyan mechanizmus született, melyek működése a testek rugalmas alakváltozásán alapszik.

3. Egy hivatásos feltaláló, Clarence Walton Musser

Clarence Walton Musser 1909-ben, az Egyesült Államokban, a pennsylvaniai Lancasterben született. Felsőfokú tanulmányait a Manheim-i Borough Public High School-on 1926-ban fejezte be.

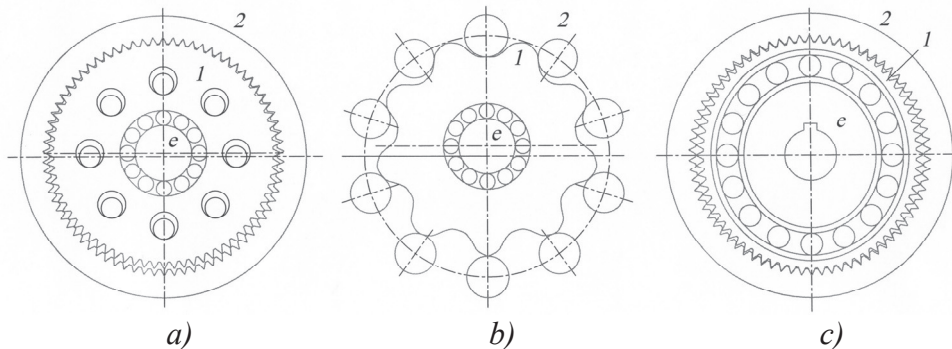


1. ábra. Clarence Walton Musser
(1909-1998)

Musser főfoglalkozású feltaláló volt, amitt több egyetemen, köztük az M.I.T.-n és a Pennsylvania Egyetemen oktatta. Számos üzleti vállalkozások mellett tanácsadója volt az Egyesült Államok kormányának és a General Motors-nak. Tizenöt évig az USA Védelmi Minisztériumának szakértője, a II. világháború alatt életmentő szerkezetek, pl. robbanó töltettel működtetett katapult, pilótafülke tetőleválasztó és ejtőernyő kioldó fejlesztője volt. A II. világháborút követő munkája úttörő a **testek rugalmas alakváltozásán alapuló mechanikus hajtóművek területén.**

4. Alakváltozó fogaskerék

A fogaskerék-hullámhajtómű, C. W. Musser találmánya [2] a 2. a) és b) ábrán



2. ábra. a) Fogaskerék-bolygómű, 1 bolygókerék, 2 gyűrűkerék, e excenter. b) Cyclo-hajtómű. 1 bütykös tárcsa, 2 csapos kerék, e excenter. c) Fogaskerék-hullámhajtómű, 1 hullámkerék, gyűrűkerék, e (más esetben g) generátor. A fogszámok z_1 és z_2 .

Ha az e excenter hajtja az 1 külső fogazatú kereket (a hajtás iránya $e \rightarrow 1$), az 1 kerék az a) és b) esetben a 2 kerékhez viszonyítva bolygó mozgást, a c)

látható fogaskerék-bolygómű változata. A hullámhajtóműben az eredetileg hengeres fogaskerék az e generátor hatására **oválisra alakváltozik** és két helyen kapcsolódik a belső fogazatú kerékkel.

Az 1 , 2 és e hajtóműelemek a házhoz vagy állványhoz viszonyítva ω_1 , ω_2 , és ω_e szögsebességgel forognak. Az 1 és 2 keréknek e generátorhoz viszonyított szögsebessége $\omega_{1e} = \omega_1 - \omega_e$ és $\omega_{2e} = \omega_2 - \omega_e$. Ha a hajtás iránya $1 \rightarrow 2$, egy külső fogazatú kerék hajt egy belső fogazatú kereket. Az 1 és 2 kerék r_{w1} és r_{w2} sugarú gördülőkörök az e excenterhez viszonyítva $v = r_{w1} \omega_{1e} = r_{w2} \omega_{2e}$ sebességgel mozognak. A gördülőkör sugarak egyenesen arányosak a fogszámokkal, ezért egyszerűsítés után a $z_1 \omega_{1e} = z_2 \omega_{2e}$ összefüggést kapjuk. Az összefüggést átalakítva és az $u = \frac{z_2}{z_1}$ fogszámviszonyt

bevezetve az e generátorhoz viszonyított áttétel

$$i_{12}^e = \frac{\omega_{1e}}{\omega_{2e}} = \frac{\omega_1 - \omega_e}{\omega_2 - \omega_e} = \frac{z_2}{z_1} = u \quad (1)$$

esetben hullámmozgást végez. A 2 kerékhez viszonyított áttételt az (1) összefüggés átalakítása után kapjuk

$$i_{e1}^2 = \frac{\omega_{e2}}{\omega_{12}} = \frac{\omega_e - \omega_2}{\omega_1 - \omega_2} = \frac{l}{l-u} = -\frac{z_1}{z_2 - z_1}. \quad (2)$$

5. Testek rugalmas alakváltozása

A testek rugalmas alakváltozásában rejülő lehetőségeket Musser az [1]-ben foglalta össze. A vizsgált elvek:

1. Ívhajlás (Arcuation)
2. Integrálás (Integration)
3. Szélhajlás (Scalloping)
4. Differenciálás (Differential)
5. Felületi nyúlás (Interfacial strain)
6. Poisson hatás (Poisson's wedge)
7. Torziós emelő (Torsion lever)
8. Csavart szalag (Twisted strip)

A fogaskerék-hullámhajtómű és változatai más elvekkel kiegészülve az ívhajlítás, az

integrálás és a szélhajlás elvén nyugszanak.

5.1. Ívhajlás

A 3. ábrán látható állandó keresztmetszetű síkgörbe rúd k középvonala egy r sugarú körív, általános esetben egy $\rho = \rho(\varphi)$ görbületi sugarú görbe. Terhelés hatására a rúd k középvonala a k' vonalba megy át. A középvonal pontjai érintő és sugár irányban elmozdulnak; $w = w(\varphi)$,

$v(\varphi) = -\int w(\varphi) d\varphi$, a normális elfordul;

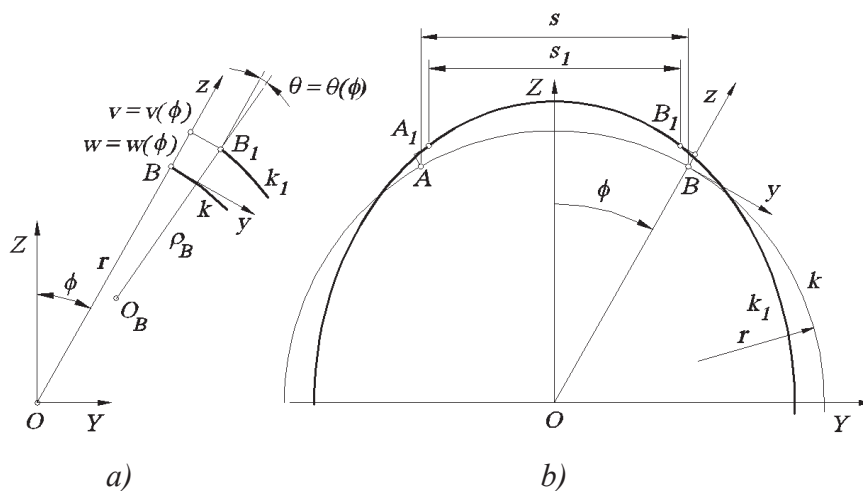
$\vartheta(\varphi) = \frac{l}{r} \left(v - \frac{dw}{d\varphi} \right)$, a középvonal

görbülete megváltozik

$\kappa(\varphi) = \frac{l}{\rho(\varphi)} = -\frac{l}{r^2} \left(\frac{d^2 w}{d\varphi^2} + w \right)$. A húr

hosszváltozása általános esetben

$s_1 - s = f(\rho_1 - \rho)$.



3. ábra. Ívhajlítás

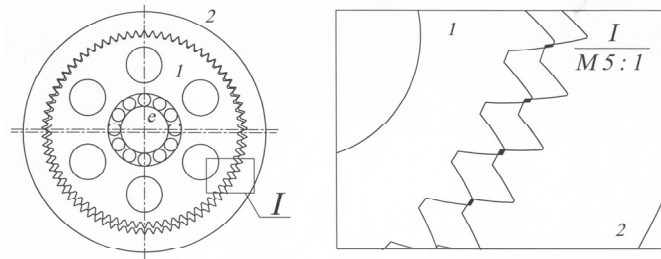
A fogaskerék-hullámhajtómű a belső fogazatú kerékpárból és az őket kapcsolatba hozó excenterből álló 2.a) ábrán látható fogaskerék-bolygómű változata. A (2) áttétel $g \rightarrow l$ hajtásirány

és $\omega_2 = 0$ esetben $i_{g1}^2 = \frac{\omega_{g2}}{\omega_{12}} = -\frac{z_1}{z_2 - z_1}$.

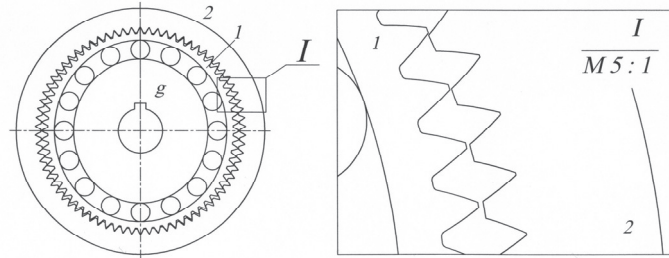
amit a z_1 fogszámmal arányos méret

növekedés és a kis $\Delta z = z_2 - z_1$ fogszám különbséggel együtt járó fogakadás korlátoz, amint a 4. ábra mutatja.

A fogaskerék-hullámhajtómű l jelű külső fogazatú kerékét a g generátor oválisra deformálja. A kapcsolódás lehetséges ívén $\rho(\varphi) < r$, fogfejek között a húr hosszak csökkennek $s > s_1$, és a fogak nem akadnak.



4. ábra. A fogaskerékpár fogai akadnak



5. ábra. Az oválisra hajlított kerék fogai nem akadnak

5.2. Szélhajlás

A 6. ábrán látható hullámkerék középfelülete a vizsgálat kezdetén egy r sugarú egyenes körhenger. A generátorról feltételezzük, hogy síkban hat a hullámkerékre. A generátor síkja az $A-A$ sík, amelyik a középfelületből egy r sugarú középkört metsz ki (3.b) ábra). A generátor hatására a középkör elliptikusra

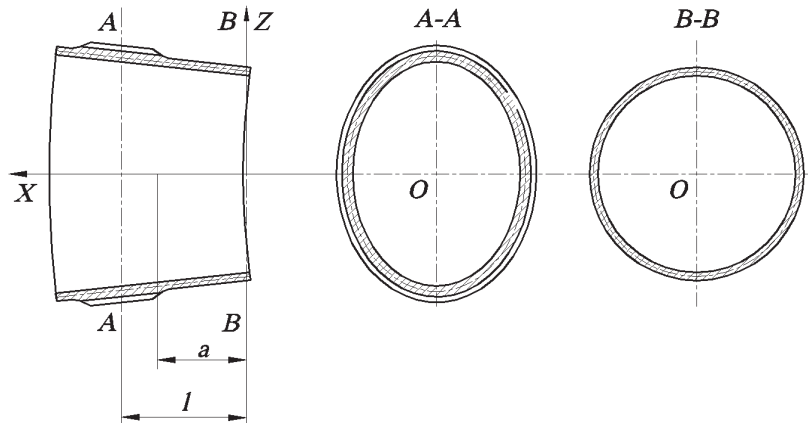
deformálódik, pontjai sugár irányban és érintő irányban elmozdulnak:

$$w_{x=l} = w(\varphi)_{x=l}, \quad v(\varphi)_{x=l} = -\int w(\varphi)_{x=l} d\varphi.$$

A hullámkerék végén a $B-B$ síkban a körtől való eltérése elhanyagolhatóan kicsi;

$$w_{x=0} = w(\varphi)_{x=0} \approx 0,$$

$$v_{x=0} = v(\varphi)_{x=0} \approx 0.$$



6. ábra. Szélhajlás

A középhenger egyenes alkotói a hullámkerék alakváltozása során egyenesek maradnak. A középhenger alkotóinak sugár irányú és érintő irányú elmozdulása a φ szög és a hullámkerék végétől mért x távolság függvényében

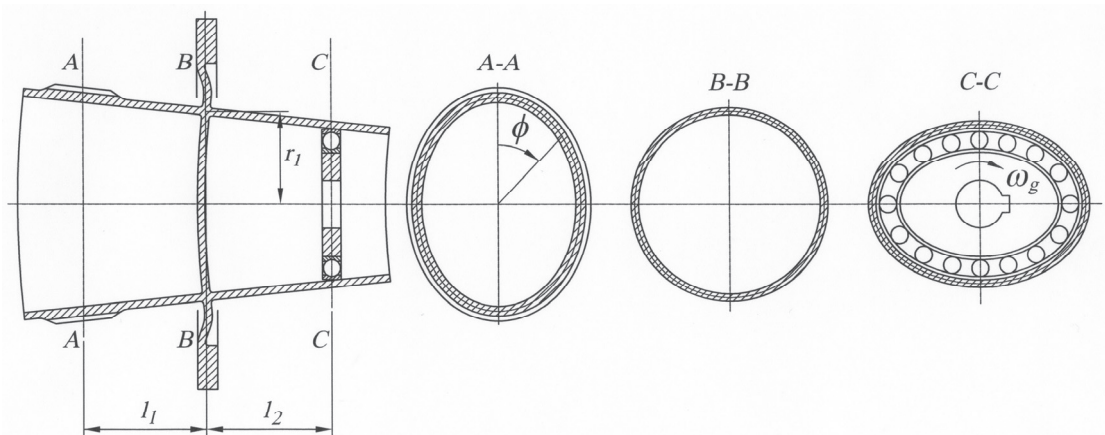
változik: $w_{x=a} = w(\varphi)_{x=l} \frac{a}{l}$ és

$$v_{x=a} = v(\varphi)_{x=l} \frac{a}{l}.$$

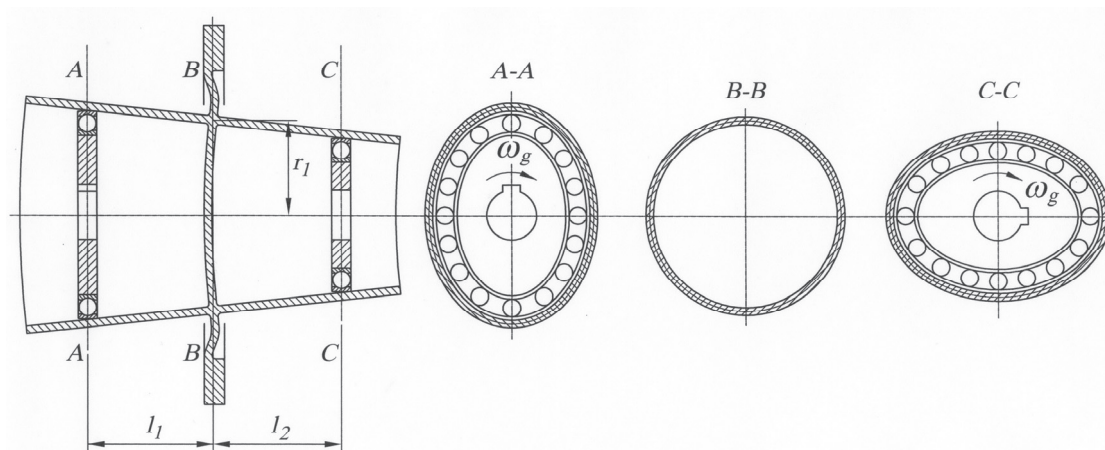
A középkör pontjai tengelyirányban is elmozdulnak. A tengelyirányú

elmozdulás a generátor síkjában
 $u(\varphi)_{x=l} = -r \int \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right)_{x=l} d\varphi$. Mivel a
 középfelület alkotóinak hosszirányú

változása elhanyagolhatóan kicsi, az alkotó
 tengelyirányú elmozdulása állandó;
 $u(\varphi)_{x=l} = u(\varphi)_{x=a} = u(\varphi)_{x=0}$.



7. ábra. Szélhajtás elvén alapuló hermetikus hullámhajtómű

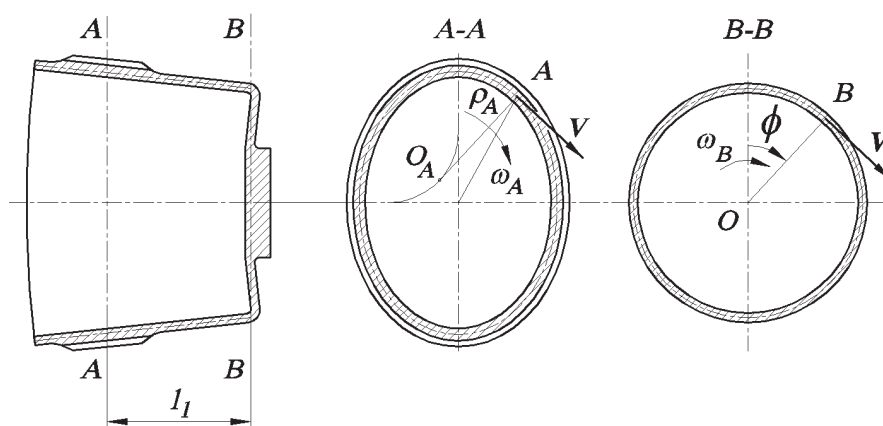


8. ábra. Szélhajtás elvén alapuló hullám-tengelykapcsoló

A 7. és 8. ábrán a szélhajtás elvén
 alapuló hermetikus hajtómű és hermetikus
 tengelykapcsoló látható. A kettős cső alakú
 hullámkerék két részét a közös peremes
 zárt fenék mozgó tömítés nélkül
 elválasztja. A hullámkerék középfelülete
 egy r_1 sugarú egyenes körhenger, alkotói a
 kerék alakváltozása során egyenesek
 maradnak. A hullámkerék zárt végétől l_2
 távolságra a generátor hatására a C-C
 síkban oválisra deformálódik. Középvonalának pontjai sugár, érintő és
 tengely irányban elmozdulnak;
 $w_{x=l_2} = w(\varphi)_{x=l_2}$, $v_{x=l_2} = v(\varphi)_{x=l_2}$,

$u_{x=l_2} = u(\varphi)_{x=l_2}$. A B-B síkban a kerék a
 generátorhoz viszonyítva csak tengely
 irányú mozgást végez; $w_{x=0} = 0$, $w_{x=l_2} = 0$,
 $u_{x=0} = u(\varphi)_{x=l_2}$. A bal oldali kerékrész a
 deformált fenék hatására alakváltozik. A
 bal oldali térrészben a kerék sugár irányú,
 érintő irányú és tengely irányú
 elmozdulása $w_{x=l_1} = w(\varphi + \frac{\pi}{2})_{x=l_2} \frac{l_1}{l_2}$,
 $v_{x=l_1} = v(\varphi + \frac{\pi}{2})_{x=l_2} \frac{l_1}{l_2}$, $u_{x=l_1} = u(\varphi)_{x=l_2}$. A
 jobb oldali generátor hullámkerékhez
 viszonyított elfordulása közben a
 hullámszerűen alakváltozó kerék hajtja a

bal oldali kerékhez kapcsolódó belső fogazatú fogaskereket (a 7. ábra nem mutatja) vagy a 8. ábrán látható generátort. A bal oldali és jobb oldali kerékrész közötti mozgás nyugvó tömítéssel valósul meg; innen ered a hermetikus hajtómű elnevezés,



9. ábra. Integrálás

A hullámkerék hossz tengelyére merőleges tetszőleges $A-A$ metszetében a középvonal pontjai érintőirányban v sebességgel mozognak. A középvonal tetszőleges A pontjában a középvonal görbületi sugara $\rho_A(\varphi)$, a görbületi középpont O_A . A v sebességgel mozgó A pont az O_A pont körül $\omega_A(\varphi) = \frac{v}{\rho_A}$

szögsebességgel forgó mozgást végez. A hullámkerék szélén a $B-B$ metszetben a középvonal pontjai r sugarú kör mentén v sebességgel mozognak, a szögsebesség $\omega_B = \frac{v}{r}$. Az állandó hosszúságú középfelület pontjainak változó szögsebességét integrálja, a középfelület

$\omega = \frac{v}{r} = \frac{1}{2\pi} \int_{\varphi=0}^{2\pi} \frac{v}{\rho_A(\varphi)} d\varphi$ szögsebességgel forog.

6. Összefoglalás

Robert Hooke felismerésén, a testek terhelés hatására bekövetkező rugalmas alakváltozásán napjainkig kevés

5.3. Integrálás

A hullámkerék középfelülete egy végetlenített szalaghoz hasonló r sugarú körhenger. A hullámkerék a generátor hatására homlokfelületénél oválisra alakváltozik, másik széle kör alakú marad. Deformált középfelülete a generátorhoz viszonyítva érintő irányú v sebességgel forgó mozgást végez.

mechanizmus nyugszik. A C. W. Musser találmánya, a fogaskerék-hullámhajtómű a klasszikus fogaskerék-hajtások ellenségének tekintett rugalmas alakváltozáson alapszik. A cikkben a szerző az ívhajlás, az integrálás, a szélhajlás, a fogaskerék-hullámhajtómű és a hullám-tengelykapcsoló néhány összefüggésével foglalkozik.

7. Felhasznált irodalom

- [1] Musser C.W.: Elastic-Body Mechanics. Machine Design. 1961. No. 6. 150-156.
- [2] US Pat. 2906146, 1959.

COMPARISON OF THE FUZZY EVALUATION METHODS IN SELECTING MECHANICAL COMPONENTS

VERGLEICH DER FUZZY BEWERTUNGSMETHODEN BEI DER AUSWAHL MECHANISCHE KOMPONENTEN

Attila Piros, MSc Engineer, C3D Engineering Consultant Ltd.

Dr. Tibor Bercsey, University professor, BUTE Department of Machine and Product Design

INHALT

Die Fuzzy-Auswertung der Sätze von mechanischen Komponenten hilft den Ingenieuren, die besten Kombinationen zu finden. Die verschiedenen Fuzzy-Methoden erfordern unterschiedliche Rechenleistung daher, indem sie die eine richtige Methode zum Zeit des Auswahlverfahrens konnte deutlich verringert. Diese Studie vergleicht zwei unterschiedlichen Fuzzy-Auswertung Strategien.

1. INTRODUCTION

This paper focuses on the selection of the mechanical components of a linear drive system. The system itself is installed in a high capacity tool magazine [1]. The high variety of the possible components makes the selection procedure complicated because of the large number of the possible variations. The manual handling of this procedure, like managing the data with spreadsheets, is nearly impossible. Using fuzzy membership functions to evaluate the mechanical properties of these components gives an opportunity to automatically find the best combination of the components. There are many fuzzy evaluating methods available, but this paper compares the conventional fuzzy evaluation with using corrected fuzzy mean.

2. SETTING UP THE BASIC FUZZY MEMBERSHIP FUNCTIONS

The fuzzy method itself is based on the evaluation of the calculated properties of the selected set using fuzzy logic [2]. This method uses fuzzy membership functions to describe the properties of the components. The fuzzy logic gives an opportunity both for handling the human point of view and the ambiguous cases of the evaluation of variations [3]. This way the kind of notions like temporal over load of the servo motor can be interpreted.

In the selection procedure the following components are varied in case of three robot motion axes: linear guide with drive mechanism (5 types), gearbox (25 types), coupling (9 types),

servo motor (11 types). Because of the large number of possible combinations compatibility functions were applied to validate the combinations at the first stage. These compatibility functions pre-filter the selected sets of components. For example if a specific combination of the motor/gearbox has incompatible axes diameters then this variation is dropped before the further calculations. After the application of the compatibility functions only 1519 are left from 37125 variations for further process. The software generates all possible combinations among the components and also calculates the following compatibility values listed in Table 1.

Table 1. List of compatibility functions

ID	Compatibility test between these values:
CP01	Motor/Coupling shaft diameter.
CP02	Motor/Coupling torque in case of acceleration.
CP03	Motor/Gearbox torque value.
CP04	Coupling/Gearbox type.
CP05	Gearbox/Load torque value.
CP06	Gearbox/Guide ratio.
CP07	Guide/Axis type.

Some mechanical properties of the kinematic chain must be calculated and evaluated to find the appropriate combination of the selected components. First the required torque value (T_{CL}) is calculated at the load side then this value is recalculated to the servo motor side (T_{CM}) with the following functions:

$$T_{CL} = m_L \cdot g$$

$$T_{CM} = \frac{T_{CL}}{i_{GB} \cdot \eta} + T_{fRM}$$

m_L : mass of load
 g : gravity const.
 i_{GB} : gearbox ratio
 η_{GB} : gearbox efficiency
 T_{fRM} : friction torque of motor

(1)

Knowing the kinematic properties the reflected load inertia (I_{RL}) and the inertia ratio at the motor side (R_{IL}) have to be calculated.:

$$I_{RL} = \frac{m_L \cdot DPR_G^2}{2 \cdot \pi} + I_{GB} + I_C \quad \begin{matrix} DPR_G: \text{gideratio} \\ I_{GB}: \text{gearboxinertia} \\ I_C: \text{couplinginertia} \\ I_M: \text{motorinertia} \end{matrix} \quad (2)$$

$$R_{IL} = \frac{I_{RL}}{I_M}$$

Concerning the required acceleration torque at the load side (T_{aL}) and the gearbox ratio the total acceleration torque at the motor side (T_{aM}) can be calculated with these functions:

$$T_{aL} = v_M \cdot \frac{2 \cdot \pi}{t_a} \cdot I_M + \frac{I_{RL}}{\eta_{GB} \cdot \eta_G} \quad \begin{matrix} v_M: \text{motorspeed} \\ t_a: \text{accelerationtime} \end{matrix} \quad (3)$$

$$T_{aM} = T_{CL} + \frac{T_{aL}}{i_{GB}} \quad \eta_G: \text{guideefficiency}$$

The final results of these calculations are listed in Table 2. These values are the base of the Fuzzy evaluation.

Table 2. The variant properties in the design process

Name	Description
speed (SP)	Speed of the moving load at the end of the kinematic chain.
inertia ratio (IR)	Ratio between the reflected load inertia and the motor inertia.
maximum torque (TM)	The required torque at the motor shaft in case of acceleration.
stall torque (TS)	The required torque at the motor shaft in case of constant velocity.
utilization ratio (UR)	Ratio between the motor maximum torque and the required acceleration torque.

In this stage all of the possible configurations are automatically generated to cover the whole design space. Generating means that the components are only paired without any tests. However, this generation procedure is quite fast, further evaluation requires many more related calculations. Using compatibility functions the number of possible valid sets are significantly decreased.

The values of the mechanical properties are the base of the Fuzzy evaluation. Figure 1 shows the fuzzy membership functions for these properties.

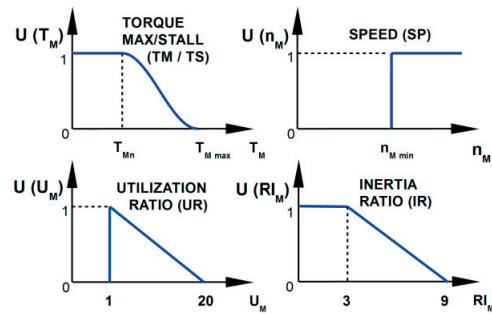


Figure 1: Fuzzy membership functions of the variant properties

The results are organized into a 6-dimensional matrix. By fixing 3 coordinates there is a good opportunity to visualize a 3-dimensional subset from this matrix. Figure 2 shows the selected portion of the matrix with the different fuzzy values and the incompatible combinations in colour yellow. Here the robot axis (X), the linear guide type (THK GP8-20C) and the coupling (ATEK GS24 KN) are fixed. The servo motor type and the gearbox are the varying components. The different mechanical properties are displayed on the vertical axis.

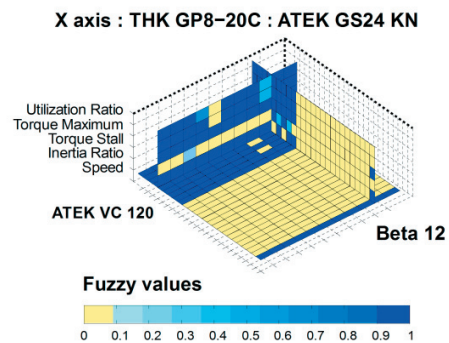


Figure 2: 3-dimensional subset of the 6-dimensional solution space

3. CONVENTIONAL FUZZY EVALUATION OF THE RESULTS

The conventional fuzzy evaluation is based on the fuzzy logic. This logic can handle inaccurate data and it can also model nonlinear functions of arbitrary complexity. With Fuzzy Inference Systems (FIS) the mapping of input data onto the output space can be made in a very convenient way (see Figure 3.). In the current case, on one side the FIS contains the parameters' fuzzy membership functions for evaluating the input data (the mechanical properties of the given set of components). On the other side this system also includes the output fuzzy membership functions of the quality (Q) of the components' set.

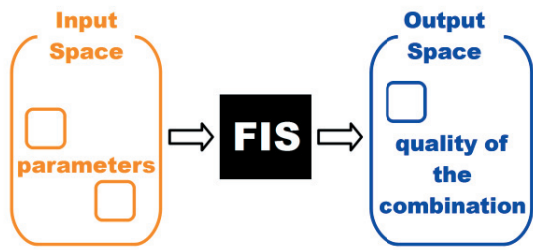


Figure 3: Mapping with Fuzzy Inference System (FIS)

The working of FIS must meet two fundamental criteria (C1 C2). The first criteria says that if any fuzzy value is equal to 0 the quality value must be 0. In this case this variation is out of the range because of the failure of one of its parameters. The second criteria concerns the ideal case. If all of the parameter values are equal to 1 the calculated quality must also be 1 (1 marks the optimal value).

$$\begin{aligned}
 C1: 0 \in U_i &\rightarrow Q_i = 0 \\
 C2: \frac{\sum_{i=1}^n U_i}{n} &= 1 \rightarrow Q_i = 1
 \end{aligned}
 \quad (4)$$

The working of FIS is based on fuzzy if-then rules, simply, fuzzy rules. In this case two rules are required to fulfil the two basic criteria.

$$\begin{aligned}
 \text{Rule1: } &\neg \text{input1} \vee \neg \text{input2} \rightarrow \text{output} = \text{bad} \\
 \text{Rule2: } &\text{input1} \wedge \text{input2} \rightarrow \text{output} = \text{good}
 \end{aligned}
 \quad (5)$$

On the next illustration the inertia ratio (IR) and the maximum torque (TM) are displayed as the input functions. As the output function the Quality is pictured in Figure 4. This image shows the case of criteria C1, when one of the input parameters (TM) fails therefore the value of the output function is also 0.

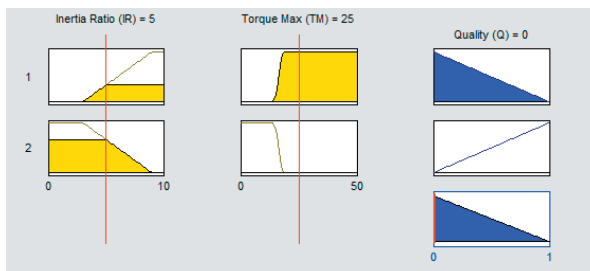


Figure 4: Failure of one parameter

Figure 5. shows case two (C2), when all of the parameters are ideal and the output value is also 1.

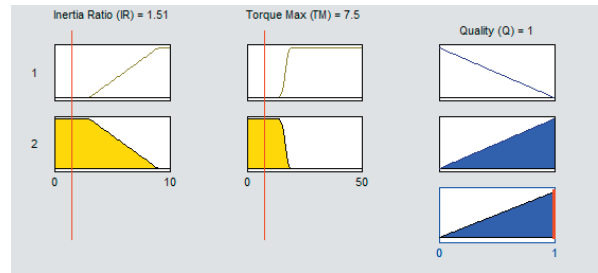


Figure 5: The case of the optimal parameters

In an intermediate case the output function results a value between 0 and 1 as Figure 6 shows it. As this picture well displays the weak value of one input (Inertia Ratio) significantly decreases the output (Quality) value. This feature of the conventional fuzzy evaluation will be quite important in the interpreting the results of the comparison.

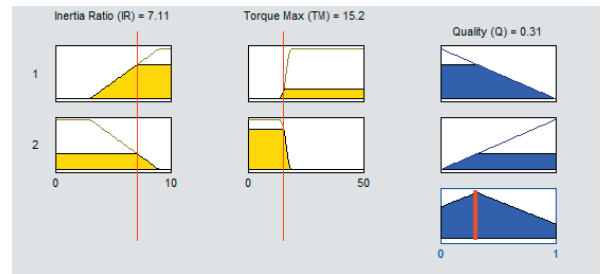


Figure 6: The case of the optimal parameters

On all of the images the negated input functions (in yellow colour) are displayed in the top row together with the “bad“ output function of quality (in blue colour). The direct input functions (from left the Inertia Ratio (IR) followed by the Torque Max (TM) function) are in the middle row together with the “good“ output function. The unified output function is displayed at the bottom-right corner of the images.

In the evaluation of a specific set of components all pairing of the mechanical properties are studied with the concerning FIS (see in Table 3.).

Table 3. The properties and the paired (FIS) functions

		1	2	3	4	5
		SP	IR	TS	TM	UR
1	SP	1	(SP,IR)	(SP,TS)	(SP,TM)	(SP,UM)
2	IR	1	1	(IR,TS)	(IR,TM)	(IR,UM)
3	TS	1	1	1	(TS,TM)	(TS,UR)
4	TM	1	1	1	1	(TM,UR)
5	UR	1	1	1	1	1

The bracketed FIS functions, like the previously described Inertia Ratio - Maximum Torque (IR, TM), are weighted with the following formula.

$$(FIS) \cdot \frac{\sum_{i=1}^n w_i}{n} \quad w_i: \text{weight of the property} \quad (6)$$

Table 3. shows the structure of the output matrix. Initially this matrix is filled with 1 values. During the evaluating procedure the (FIS) output values are calculated in each pairing. Because these values are between 0 and 1 the minimum value of the matrix is easy to find and it is also very significant. The minimum characterizes the whole combination of this drive chain, which is not better than its weakest property.

4. THE CORRECTED FUZZY MEAN

Based on the independently calculated fuzzy values the corrected fuzzy mean (R_{FZ}) is an average to compare the different configurations. This average is similar to the geometric mean (R_G). The weighted formulas of these averages are the following:

$$R_{FZ} = \frac{U_1^{w_1} \cdot U_2^{w_2} \cdot \dots \cdot U_n^{w_n}}{\frac{\sum_{i=1}^n U_i}{n}} \quad (7)$$

$$R_G = \frac{\sum_{i=1}^n w_i}{\sqrt{U_1^{w_1} \cdot U_2^{w_2} \cdot \dots \cdot U_n^{w_n}}}$$

Both means meet the two fundamental criteria (C1 C2). The main difference between these means is the distribution of the mean values. The values of the geometric mean are distributed on a narrower range than the values of the corrected fuzzy mean. The broader distribution range of the calculated mean values makes the evaluation much easier in case of corrected fuzzy mean. This range is more than two times wilder in the corrected fuzzy mean than the geometric mean which is a big advantage in the software algorithm. Figure 7 shows that the corrected fuzzy mean separates the design variations better than the geometric mean.

5 COMPARISON OF THE FUZZY EVALUATIONS

The two main strategies, the conventional fuzzy evaluation and averaging the independent fuzzy values have numerous differences. As Figure 7 clearly displays the conventional fuzzy evaluation (CFZ in green) distributes the values as wilder than the corrected fuzzy mean (R_{FZ} in magenta) and the characteristics of the three diagrams (together with the geometric mean (R_G in blue))

are very similar. But the CFZ values (plotted with green dots) are originally ordered in a different way than the two means. Generally it would be problematic, but the aim of the selection procedure is to find best solutions. In the current case the first 20% of the best solution is in the same order in all of the evaluating methods.

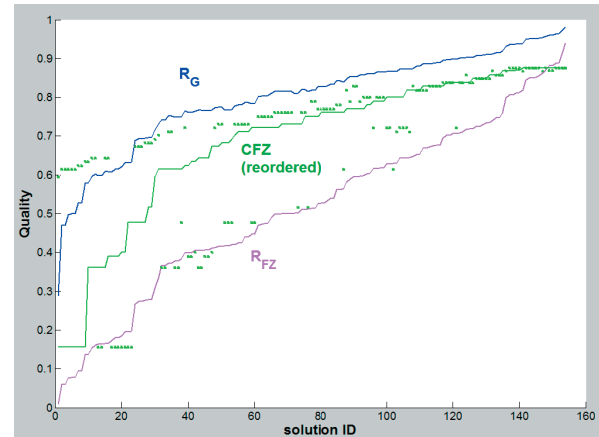


Figure 7: Results of the 3 evaluating methods

6. CONCLUSIONS

This paper clearly shows that the fuzzy based evaluation makes the selection procedure faster and more perspicuous. Unlike the manually executed calculations the software covers the entire solution space. It is also quite obvious that the calculation of the corrected fuzzy mean is much faster than generating and using high number of the Fuzzy Inference Systems. In the software algorithms the application of the corrected fuzzy mean has a notable advantage in the evaluation of the results. This method distributes the results in the broadest range.

7. REFERENCES

- [1] Piros, A. "Fuzzy Evaluation in Configurable Product Design", The 2nd INTERNATIONAL CONFERENCE ON DESIGN ENGINEERING AND SCIENCE, Tokyo, JAPAN, November 17-19, 2010
- [2] Deciu, E. R. , Ostrosi, E. , Ferney, M. and Gheorghe, M. "Configurable product design using multiple fuzzy models", Journal of Engineering Design, Vol. 16 No: 2 (2005), pp 209 - 233
- [3] Dombi, J., Gera, Zs., "Rule based fuzzy classification using squashing functions", Journal of Intelligent & Fuzzy Systems: Applications in Engineering and Technology, Vol. 19 , No: 1 (2008), pp 3-8

GYÁRTÁS KÖZPONTÚ TERVEZŐ SZEMLELET, KIHÍVÁSOK A MODELLEZÉSBN

MANUFACTURING CENTRIC DESIGNER THINKING, CHALLENGES IN MODELLING

Ronyecz Péter okleveles gépészmérnök, MedRes Kft.

ABSTRACT

This study presents the usage and time-consume of different modelling methods through different manufactured products. Important fact is, that the model should be useful in the definition of the manufacturing parameters.

1. BEVEZETÉS

A mérnöki gondolkodás két alappillére a művészet és a tudomány. A művészi kreativitás és a tudományos törvényszerűségek határolják be az innovációt, és magát az ötletet. Kreativitásunknak azonban határt szabnak képességeink, valamint technológiai fejlettségünk.

A mindennapi élet során a tervező-mérnököknek gyorsan és pontosan kell dolgozniuk ahhoz, hogy tudják tartani a versenyt a konkurenciával. A tapasztalat azt mutatja, hogy a gyártáshelyes tervezésen túl fontos tényező a termék, gyártást elősegítő modellezése, és ezzel a gyártási paraméterek meghatározására szánt idő csökkentése.

A *Solid* modellezési ismeretek (a termékek bonyolultságának következtében) napjainkban már nem elégségesek eme követelmények kielégítésére. A nem megfelelő modellezés következtében a gyártásba kerülő termékekhez a gyártási paraméterek meghatározása egy elhúzódo folyamatot eredményez.

Jelen munkában, ezeket a kérdéseket vizsgálom, rávilágítva az egyes darabok célszerű modellezésére három gyártási szempontból eltérő (forgácsolt, hajlított, öntött) példán keresztül.

2. MODELLEZÉSI ELJÁRÁSOK

A 3D-s CAD modellezést a [1] tervezési eljárások szerint 3 csoportba sorolhatjuk:

- *Solid* (testmodellezés)
- *Surface* (felületmodellezés)
- *Sheetmetal* (lemezmodellezés)

3. MODELLEZÉSI ELJÁRÁSOK GYAKORLATI ALKALMAZHATÓSÁGA

Ahhoz, hogy mindig felismerjük, hogy egy adott helyzetben melyik modellezési eljárást célszerű alkalmazni, elengedhetetlenek a magas szintű térgeometriai ismeretek, valamint a gyakorlatias gondolkodásmód.

A tervezőmérnöknek a modellek elkészítésénél szem előtt kell tartania (többek között) a gyártást megkönnyítő modellezést. Noha a *Solid* eljárás a legelterjedtebb módja a termékek modellezésének, sok esetben kevésbé hatékony, mint a másik két módszer. A legfontosabb különbség, a modellezésre fordított mérnökörák számában, és a modell alapján előállított gyártmány gyártási paramétereinek meghatározásánál mutatkozik meg.

Ennek alátámasztására tekintsünk három példát. Ezen példák mindegyike előállítható mindhárom modellezési eljárással, viszont a modellezés időigénye, és a gyártás előkészítésére szánt idő jelentősen különbözik.

A modellek Pro/Engineer Wildfire 2 modellező szoftverrel készültek. Ez azért fontos, mert különböző modellező szoftvereknél eltérő lehet a használt lépésszámok mennyisége adott konstrukciók esetében. Minden modellenél kiindulásként adva volt három referenciasiak [2] (ELÖL; FELÜL; OLDAL), három referencia tengely (X; Y; Z), valamint mindezek kezdőponti koordináta-rendszer (KR0). Minden további referencia felvétel egy modellezési lépésnek minősül. Egy modellezési lépés egy *Feature*-nek felel meg, ami egy módosítást jelent a modellen. Az egyes lépések időigénye különbözik, és nagyban függ a konstrukció bonyolultságától. A lépésszám megmutatja a modellen elvégzett lépések (*Feature*-ök) számát. Noha a modellezési lépések időszükséglete nem egyforma, mégis jó viszonyítási alapot nyújt a gyártmány, különböző modellezési eljárásokkal történő modellezésére fordítandó idő megállapítására.

A lépésszám tehát megmutatja a modellezés időigényét.

3.1 Forgácsolt gyártmány modellezése



1. ábra. Forgácsolt gyártmány modellje

Az 1. ábrán egy forgácsolással előállított gyártmány látható. A gyártmány kialakítás egyszerűnek mondható. A konstrukció nem tartalmaz bonyolult felületeket, amik indokolnák a *Surface* modellezés használatát. A gyártás során hajlító megmunkálás sem történik, így a *Sheetmetal* modellezéstől is eltekinthetünk. Ezen kívül ezek a modellezési eljárások több lépést igényelnének, mint a *Solid* eljárás, és ezzel a tervezési idő növekedését is eredményeznék. Természetesen előfordulhat olyan eset is, amikor a forgácsolással elő-állítandó gyártmányt előnyösebb a *Surface* modellezés, vagy több modellezési eljárás ötvözésével előállítani. A döntést a felől, hogy melyik modellezési eljárást alkalmazzuk, mindig a gyártás során történő megmunkálás-oknak és a konstrukció bonyolultságának megfelelően célszerű meghozni.

Solid eljárással a gyártmány modellje egyszerű kihúzásokkal, és kivágásokkal néhány lépéssel elkészíthető.

Az 1. táblázatból látható, hogy az egyes eljárásokkal hány lépést igényel ennek a gyártmánynak a modellezése.

1. táblázat. Forgácsolt alkatrész modellezési lépésszáma különböző modellezési eljárásokkal

Modellezési eljárás	Lépésszám
Solid	9
Sheetmetal	15
Surface	13

3.2 Hajlított lemez gyártmány modellezése



2. ábra. Hajlított lemez gyártmány

A 2. ábrán egy hajlított lemez gyártmány látható. *Solid* eljárással történő modellezése bonyolult és időigényes, mivel sok referencia felvételét igényelné. Ezek pedig a későbbi esetleges módosításoknál is megnehezítik a modell átalakítását a referenciák egymásra épülésének következtében. A gyártmány *Surface* eljárással történő modellezése szintén sok referencia felvételét igényelné, valamint az egyes felületek összeillesztését és vastagítását követően (a felületek lemez-modellé történő alakításánál), felület homogenitási problémák adódhatnak. Ha ilyen problémák nem adódnak, akkor lehetőség van a modell lemez-modellé alakítására. Mint ebből is látszik, ez az eljárás is csak bonyolítja a modellezési folyamatot, és helyenként ellehetetleníti a modell további használatát.

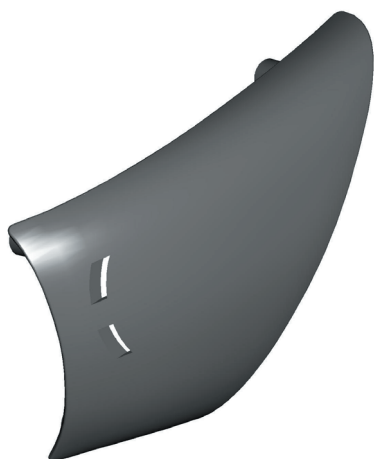
Sheetmetal modellezéssel egy kiinduló lemez éleihez egyszerűen csatolhatóak a hajlított oldalai, amik aztán a műhelyrajzok elkészítésénél könnyedén kiteríthetőek, ezzel megkönnyítve a kivágási sávterv [3] méreteinek meghatározását.

A 2. táblázatból látható, hogy az egyes eljárásokkal hány lépést igényel ennek a gyártmánynak a modellezése.

2. táblázat. Hajlított gyártmány modellezési lépésszáma különböző modellezési eljárásokkal

Modellezési eljárás	Lépésszám
Solid	24
Sheetmetal	15
Surface	43

3.3 Bonyolult geometriájú gyártmány modellezése



3. ábra. Bonyolult geometriájú gyártmány

A 3. ábrán egy bonyolult geometriájú fröccsöntött gyártmány látható, aminél fontos az állandó falvastagság.

A gyártmányt térgeometriailag tekinthetjük egy lemeznek, aminek felszínét egymással nem párhuzamos görbék határolják. Ezek a határgörbék négy, egymással egy-egy koordináta irányban megegyező KR.-ben helyezkednek el. A görbék metszik egymást oly módon, hogy egy négy inflexióval rendelkező zárt görbét alkotnak, ami tulajdonképpen a gyártmány felületének kerületére illeszkedő görbe.

A gyártmány *Solid* modellezése egy tömbből történő, változó keresztmetszetű (és változó irányú görbék menti) kivágással megvalósítható, viszont ezeknek a meghatározása hosszadalmas számításokat igényel. A *Sheetmetal* eljárással történő modellezés szintén megoldható, viszont ez esetben is túlbonyolódik a modellezési eljárás, valamint mivel a gyártmány öntvény lesz, ezen eljárás legnagyobb pozitívumát (terítékkészítés) sem lehet hasznosan alkalmazni.

Surface eljárással a modellezés lényegesen egyszerűbb. A négy határgörbét egy-egy azonos irányban futó referenciasíkra kell megszerkeszteni úgy, hogy azok végpontjai oly módon metsszék egymást, hogy a görbék egy négy inflexió ponttal rendelkező zárt görbét alkotnak.

Ezt követően egy határfelület kifeszítéssel a görbékre egy felületet terítünk, aminek ezután adunk egy vastagságot. Végül pedig elvégezzük a fennmaradó szerkesztési lépéseket, ezen a vastagított felületen.

A 3. táblázatból látható, hogy az egyes eljárásokkal hány lépést igényel ennek a gyártmánynak a modellezése.

3. táblázat. Bonyolult geometriájú gyártmány modellezési lépésszáma különböző modellezési eljárásokkal

Modellezési eljárás	Lépésszám
Solid	41
Sheetmetal	53
Surface	27

4. ÖSSZEFOGLALÁS

A cikk különböző technológiákkal előállítandó gyártmányok, különböző modellezési eljárásokkal történő elkészítésének bonyolultságát hasonlítja össze, figyelembe véve a modell további használhatóságát a gyártási paraméterek meghatározásánál.

Az egyes modelleknél a lépésszámok természetesen függenek, mind a tervező hozzáértésétől, mind az adott modellező-rendszer képességeitől. Mindazonáltal napjainkban már a legtöbb modellezőrendszer hasonló felépítéssel, és kezelőfelülettel rendelkezik.

A különböző modellezési eljárások természetesen a gyártmány kialakításától függően variálhatók is, a modell egyszerűsítés-ének érdekében.

A bemutatott példákból jól látható, hogy a helytelen modellezési eljárás választás növelheti a modellezési időt, és ezzel az erre fordított mérnökórák számát, valamint megnehezítheti az egyes modellek további használatát a gyártási paraméterek meghatározásánál.

IRODALOM

- [1] Randy H. Shih: Parametric Modelling with Pro/ENGINEER Wildfire 2.0. Oregon, Institute of Technology 2001.
- [2] Ronyecz P.: Bonyolult felületek előállítása kézzel írt jegyzet. Miskolc, 2006.
- [3] Gál G., Dr. Kiss A., Dr. Sárvári J., Dr. Tisza M.: Képlékeny Hidegalakítás, Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest 2000.

MEDENCETÖRÉS RÖGZÍTÉSI TECHNIKÁK VIZSGÁLATA

EXAMINATION OF THE PELVIC FRACTURE FIXATION TECHNIQUES

Simonovics János Ph.D. hallgató, Dr. Váradi Károly egyetemi tanár, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Gépészmérnöki kar, Gép- és Terméktervezés Tanszék.
1111 Budapest, Műegyetem rkp. 3-9., e-mail: simonovics.janos@gt3.bme.hu, varadik@eik.bme.hu.
Dr. Bodzay Tamás főorvos, Országos Baleseti és Sürgősségi Intézet, 1081 Budapest, Fiumei út 17.,
e-mail: bodzaytamás@freemail.hu.

ABSTRACT

The doctors have several technics to fix a pelvic fracture. The main question is that if the iliolumbar fusion, securing technologies with dorsal exposure provide as good stability as the direct plate technologies using ventral exposure and more trauma. As evaluating the results of the finite element analyses, it can be stated that the H-plate technology reinforced with iliolumbar fusion stay competent with the other technologies.

1. BEVEZETÉS

Gyakran balesetek során, a medencegyűrű is sérülést szenved az áldozatnál. A medencesérülések között főként a C típusú - melyek rotációsan és vertikálisan is instabilisak - okozzák a nagyobb problémát, ezáltal ezek műtéti ellátása kiemelten fontos. Az ilyen sérülések igen nagy funkcionális károsodással gyógyulnak.

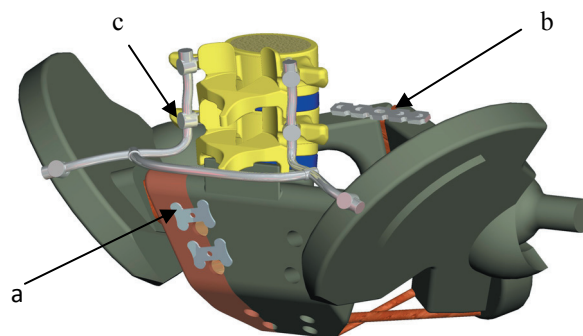
A vizsgálataim során *massa lateralis* és *transforaminalis transsacral* törési esetekkel foglalkoztam. Ezek rögzítésére az orvosi gyakorlatban bevett technikák vannak, melyek során vagy dorsalis vagy ventrális feltárást alkalmaznak a műtét során a beteg ellátásánál. Fennáll viszont a kérdés, hogy melyik biztosít nagyobb stabilitást, gyorsabb felépülést a betegnek, a lehető legkisebb traumát okozva. Ennek érdekében megvizsgáltam a direktlemez technikát, illetve az iliolumbalis fúzióval erősített medencecsavaros, H-lemez és transsacralis lemez technikákat. A korábban főként etikai problémákba ütköző kadaver csontszalagos vizsgálatok helyett, teret nyert a végeleemes analízis, melyet én is alkalmaztam. Így a megfelelően felépített modell egyes állományain megkaptam a műtét eredményessége szempontjából fontos feszültség és elmozdulás értékeket.

2. MODELLALKOTÁS

A végeleemes analízisek gyorsabb lefutása érdekében geometriai egyszerűsítésekkel éltem az anatómiai

arányok megtartása mellett egy már korábban készített modellen. A modellt kiegészítettem a négyes és ötös ágyéki csigolyákkal és azok porcaival. Nyilvánvaló, hogy a modellezni kívánt törések rögzítéséhez olyan implantátumok tartoznak, melyeket csavarok rögzítenek a csonthoz. Ezáltal a terhelés bizonyos része a csavarokra jut. Fontos volt tehát megvizsgálni az implantátumokhoz tartozó csavarok környezetében lévő csontok szerkezetét. Nem elhanyagolandóak az anyagjellemzők, melyek nagyrészt meghatározzák a csontok mechanikai tulajdonságait. Ezért a keresztcsontban, a csípőcsontokban, a szeméremcsontokban, és a négyes és ötös ágyéki csigolyában szétválasztottam a kemény és *spongiosa* állományt. A corticalis részek körülbelül 3mm vastagságúak, ezen belül *spongiosa* réteg található. [3], [4]

A modellkészítés során egy műanyag medence modell és egy gerincoszlop modell állt rendelkezésemre.



1. ábra Geometriai modell, implantátumokkal
a – H-lemez rögzítés b – rekonstrukciós lemez
c – medence csavar

A törések és azok rögzítéseinek modellezéséhez röntgen, illetve CT-képek álltak rendelkezésemre. A törés során figyelembevettem a *ligamentum sacrospinale* és *sacrospinale*, illetve a *symphysis pubica* szakadását. A klinikai gyakorlatban alkalmazott implantátumokat lemodelleztem és anatómiai helyesen beépítettem a modellekbe.

3. RÖGZÍTÉSEK

A direkt lemezes technikánál a sérült feltárása a kismencede felől, ventrális oldalról történik. A *sacrumot* a törésvonal mentén közvetlenül, rekonstrukciós lemezekkel rögzítik, melyekhez spongiosa csavarokat (mely menetekképzésben különbözik a corticalis csavartól) használnak. A rögzítés során ügyelni kell az eredeti térbeli viszonyok megtartására. A töréssel járó symphysis szakadást, a két szeméremcsontot áthidaló hosszabb rekonstrukciós lemezzel rögzítik, melyet a szeméremcsontokhoz két-két corticalis csavarral fognak oda. A direkt lemezes technika komoly műtéti traumát jelent, ezáltal megnövekedik a felépülési időtartam. Mindemellett a törésvonal közeli rögzítés előnye, hogy a fennmaradó rész igen kicsi, gyorsabban indul meg a csontgyógyulás és ezzel együtt a beteg mozgathatósága is.

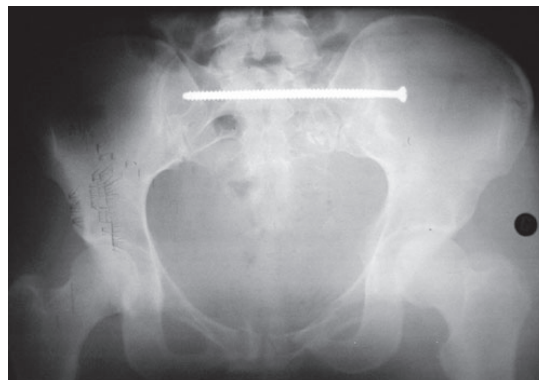


2. ábra Direktlemezes és H-lemezes technika

A H-lemezes technikánál a műtét során dorsalis behatásra kerül sor, melyet kicsivel a farpofák felett ejtenek meg. A keresztcsont elérhetősége végett, az izomzatot félre kell hajtani. A törés következtében keletkező apróbb csont darabok eltávolítása végett, a keresztcsontot a törésnél feszítővel szétválasztják. Ezáltal ezek a kisebb darabok a továbbiakban nem tudnak sérülést okozni. Az eredeti térbeli viszonyok megtartásával a keresztcsontot ismét összeillesztik, majd a rögzítés után az implantátumokat a megfelelő helyre beillesztik, corticalis csavarokkal rögzítik. A *symphysis* szakadást, az előző direkt lemezes technikához hasonlóan itt is rekonstrukciós lemezzel rögzítik, melyhez szintén két-két corticalis csavart használnak a szeméremcsont két oldalán. A H-lemezes technika kevésbé komoly műtéti traumát jelent, mint a direkt-lemezes technika, ezáltal a felépülési idő rövidül. Mindemellett a direkt-lemezes technika rögzítése merevebb.

A medencecsavaros technika limitálja annak szükségességét, hogy a beteget fel kelljen tárnai. Az első lépés a csont repositio, amennyiben az elmozdulás nagyobb marad, mint 1cm, nyitott repositio javasolt, ha lehetséges. A csavar behelyezése fluoroscopic berendezés segítségével történik, ezzel valósidejű képet kapunk a műtét menetéről. Az iliosacralis csavar behelyezése lateralis oldalról történik, az anatómiai repositio után. Inlet és outlet nézetben ellenőrzik a fúrás és a csavar

behelyezésének menetét. Fontos a csavar megválasztása. A csavar furatának megfelelő hosszban tovább kell érnie a törés vonalánál. Stabilitás szempontjából fontos a hosszú menetes szakasz, e nélkül nem megbízható a csavar. A menethossz általában 50-80mm között van a 7-8 mm-es csavaroknál, míg a csavar hossza kb. 90-150 mm.



3. ábra Medencecsavaros technika

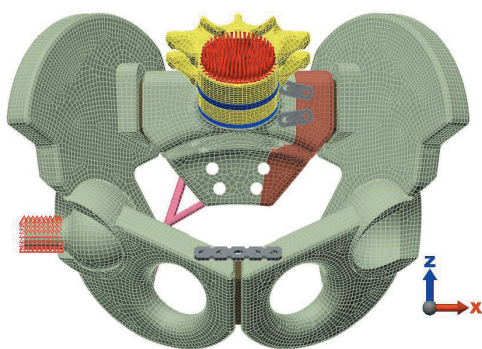
A transsacralis lemezes technika eljárás során dorsalis feltárást alkalmaznak, majd a csípőlapátokra hajlított DC lemezzel rögzítik a törést. Ez azt jelenti, hogy nem közvetlenül a törvégek környezetében kerülnek elhelyezésre a stabilitást biztosító implantátumok, hanem úgy mond indirekt rögzítésre kerül sor. A lemezt hat *spongiosa* csavarral rögzítik (két-két rövid és egy-egy hosszú oldalanként). A dorsalis feltárással járó kis traumát ellensúlyozza a törésrögzítés ezen formájánál a meglehetősen nagy instabilitás, mely az indirekt rögzítésnek köszönhető. A törésnél fellépő *symphysis* szakadás rögzítése, a korábbi technikáknál ismertetett rekonstrukciós lemezzel történik, melyet két-két corticalis csavarral rögzítenek a szeméremcsonton. A kis traumának köszönhetően gyorsabb felépülésre lehet számítani, amit itt most a pontatlanabb rögzítésnek köszönhetően a csontok lassabb regenerációja ellensúlyoz.

A direktlemezes technika kivételével minden eljárás-hoz iliolumbalis fúziós erősítést alkalmaztam. Az iliolumbalis fúziós technika alkalmazásánál, a betegnél a műtét során dorsalis feltárást alkalmaznak. A rögzítéshez, félre kell hajtani csontokat takaró izomzatot, ezáltal hozzáférést kell biztosítani a 4-es és 5-ös csigolyákhoz, illetve a csípőcsontokhoz. Két-két csavar kerül a csigolyanyúlvány *pedunculuson* keresztül a csigolyatestbe, melyeken keresztül oldalanként egy-egy hosszanti összekötő rúd megy a csípőcsontokba kerülő csavarokig. Ezek segítségével, a *sacrumról* a terhelés egy része közvetlenül a csípőcsontokat terheli. Ezáltal a *sacrum* a kisebb terhelés következtében, kisebb mértékben is fog elmozdulni, vagyis a rögzítés biztonságosabb. A hosszanti összekötő rudak a csigolyák alatt, egy háránt stabilizáló rúddal is össze vannak fogva, a feszültség kiegyenlítés és az átívelő elemek mozgásának csökkentése céljából. A *symphysis* szakadás rögzítése szintén rekonstrukciós lemez segítségével történik, az előzőekben leírtak szerint.

4. ANALÍZIS

A csontretek szétválasztása után minden komponst izotróp, lineárisan rugalmas anyagnak tekintetem. A végeleemes analízishez használt anyagjellemzők tekintetében figyelembe vettem a már említett szivacsos és *corticalis* állomány különválasztását, a keresztcsontban, a csigolyákban, a csípőcsontokban és a szeméremcsontokban. Ahol ez a szétválasztás nem történt meg homogén állományra jellemző anyagtulajdonságot adtam meg. A hálózás során brick és tetrahedra elemeket használtam. A hálózás során is figyelembe lett véve a szétválasztott *corticalis* és szivacsos állomány. [1], [2]

A vizsgálat a két lábon, a sérült oldali és az ép oldali lábon állás eseteire terjedt ki, melyeknél anatómiailag helyes peremfeltételeket alkalmaztam. A peremfeltételeket tekintve a csípőcsontok Y megtámasztást kapnak, azoknak az izmoknak a megfelelően, melyek a medence álló helyzetének biztosításáért felelősek. Egy lábon állás során, a külső csípőizmokhoz sorolható *musculus gluteus medius*, a már leírtak szerint megátolja a medence átbillenését a lengésben lévő végtagoldalra, ezáltal a csípőcsontot egyenes helyzetben tartja. Ennek megfelelően az ép és sérült oldali lábon állási esetekben a csípőcsont a meglévő Y irányú mellett, X és Z irányú megtámasztást is kapott. A combcsontoknál elhelyezett peremfeltételek két lábon állás esetén mindkét combcsonton történő fix megfogás, míg egy lábon állási esetekben értelem szerűen a megfelelő oldali combcsont kap fix megfogást. A terhelés minden esetben a négyes ágyéki csigolyán hat, mértéke pedig egy átlagos felnőtt felsőtest súlyának megfelelően 500N, mely (-Z) irányban áll.



4. ábra Peremfeltételek és terhelések

A geometriai modelleken a *femur* és az *acetabulum* között, illetve a törési felületek között a *sacrumon* (mind a *corticalis*, mind a szivacsos állományt tekintve), illetve a törés során *symphysis* szeméremcsonttól való leszakadásának megfelelően, a *symphysis* egyik oldala és az ahhoz tartozó szeméremcsont között surface to surface kontakt kapcsolat lett definiálva. A többi alkatrész egymáshoz való illeszkedését tekintve bonded kapcsolat áll fenn.

A vizsgálat során kiderül az alkotó részekben fellépő feszültség és azok elmozdulásának értéke. Megvizsgálható, hogy a törési oldalak között mekkora rés keletkezik. Ezek alapján kiértékelhető az alkalmazott technikák által biztosított stabilitás.

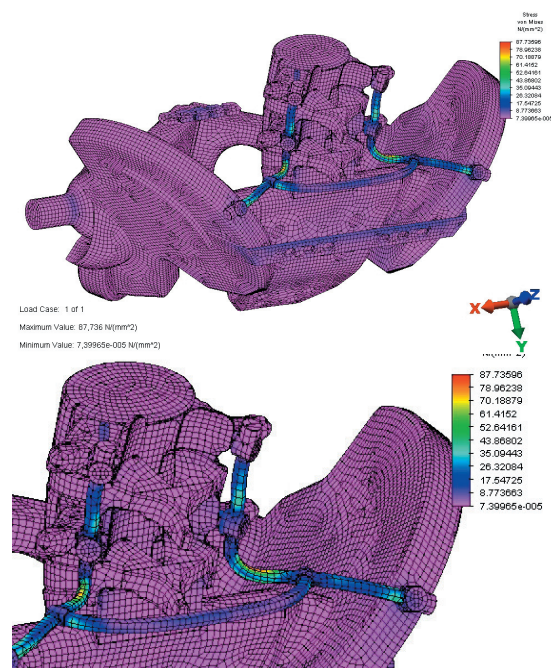
A végeleemes analízis során Algor v19 SP1 programot használtam.

5. EREDMÉNYEK

Mind a *transforaminalis* törésnél, mind a *massa lateralis* törésnél megfigyelhető, hogy az iliolumbalis fúzióval erősített H-lemezes és medencecsavaros technika alkalmazása során sokkal kisebbek a terhelés során ébredő törvégelemozdulások egymáshoz képest. Ezen belül is a H-lemezzel erősített iliolumbalis fúziós technika az amely, a konkurens megoldásokhoz képest olykor nagyságrenddel kisebb elmozdulás eredményeket produkált. Ezt követi a kapott eredmények alapján a medencecsavaros iliolumbalis fúziós technika, majd a direktlemezes technika és végül a legrosszabb eredményt produkáló transsacralis lemezes fúzióval erősített technika.

Szembevetendő, hogy az iliolumbalis fúzióval erősített H-lemezes technika és az iliolumbalis fúzióval erősített medencecsavaros technika jobb feszültségi és elmozdulási eredményeket ad a direktlemezes technikánál, illetve a transsacralis lemezes fúzióval erősített technikánál. S míg a két technika az egyes vizsgálati pontokban nézve igen közeli értékeket produkált, a törvégek közötti maximális elmozdulás alapján a H-lemezes technika alkalmazása jobb stabilitást ígér.

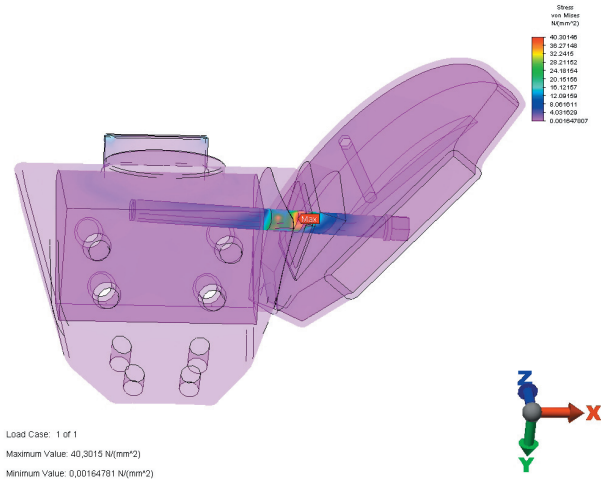
Megállapítható tehát, hogy a ventrális oldalról történő feltárással járó direktlemezes technika alkalmazása elkerülhető és indokolt. Ezáltal a dorsalis feltárással járó H-lemezes iliolumbalis fúzióval erősített technika kisebb traumát jelent a betegnél, kisebb feszültségek keletkeznek az egyes csontrészekben, illetve nagyobb stabilitást biztosít.



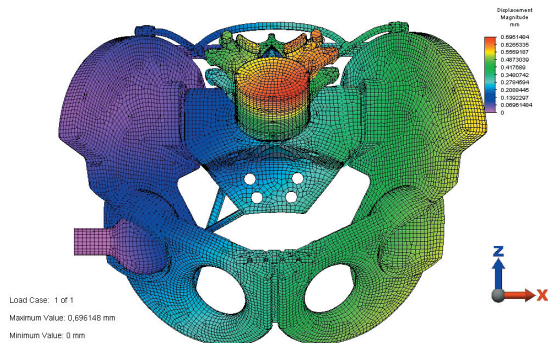
5. ábra Végeleemes analízis egyik esetének feszültségképe

6. IRODALOM

- [1] H. Abé – K. Hayashi – M. Sato. (1996). Data Book on Mechanical Properties of Living Cells, Tissues, and Organs. Springer Verlag. Tokyo.
- [2] M. S. El-Asfoury, and M. A. El-Hadek. (2009). Static and Dynamic Three-Dimensional Finite Element Analysis of Pelvic Bone. International Journal of Mathematical, Physical and Engineering Sciences. 3:1. p. 35-41.
- [3] Szentágotthai János–Réthelyi Miklós (2002). Funkcionális anatómia I. Bp.: Medicina Könyvkiadó Rt.
- [4] Burján Tamás (2003). A töréskezelés végelelemes modellezése medencegyűrű-sérülés esetén – Diplomamunka. Bp.: BME GSZI.



6. ábra Medencecsavar a modellben



7. ábra Végelelemes analízis egyik esetének elmozdulásképe

1. táblázat. Főbb értékek H-lemezes iliolumbalis erősítéssel ellátott technikánál, két lábon állás esetén

	T.t. törés	Massa L. törés
Corticalis állomány max fesz.	23,04 MPa	21,55MPa
Spongiosa állomány max. fesz.	0,91MPa	0,67MPa
Törvég szétnyílás	0,07mm	0,01mm

2. táblázat. Főbb értékek medencecsavaros iliolumbalis erősítéssel ellátott technikánál, két lábon állás esetén

	T.t. törés	Massa L. törés
Corticalis állomány max fesz.	30,25 MPa	31,55MPa
Spongiosa állomány max. fesz.	3,58MPa	0,88MPa
Törvég szétnyílás	0,14mm	0,03mm

Zöld anyagok a csomagolástervezésben

Eco Materials in Packaging Design

Szabó Anita Magdolna PhD hallgató, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem

ABSTRACT

It is critical, that materials and technologies used in design should have as little impact on the environment as possible. In recent years the usage of "Eco-materials" and the number of related research have significantly increased in the packaging industry as well. Designers see packaging as an integral part of the product. Therefore the full lifecycle of a product or service is taken into account, with regard to recycling and biodegradation; even from the beginning of the design process.

BEVEZETÉS

Régészeti leletek bizonyítják, hogy már az időszámításunk előtti II. évezredtől, ismerték a csomagolás fogalmát, melynek fő feladata azóta sem változott, a termékek értékvesztés nélküli tárolása és eljuttatása a gyártótól a fogyasztóig.

Ma már alapvető követelmény, hogy olyan anyagokat és technológiát alkalmazzunk, amelyek a lehető legkevésbé terhelik környezetünket. Ezt a tendenciát mutatja, hogy az elmúlt években jelentősen emelkedett az ún. „zöld anyagok” használata és az ehhez kapcsolódó kutatások száma a csomagolóiparban is. Ennek egyik oka az uniós vállalatoknak, direktíváknak [1] és hazai jogszabályoknak [2], [3], [4], [5] való megfelelés, másik ok az a szemléletváltás, amely a csomagolást a termék szerves részének tekinti, így már a tervezés kezdetétől a termék és szolgáltatás teljes életciklusát veszi figyelembe, beleértve az újrahasznosítást vagy biológiai úton való lebontást is.

A csomagolóipar jelentőségét igazolja az a tény is, hogy csak az elmúlt 2009. évet figyelembe véve, a csomagolás világszerte értéke megközelítőleg 564 Mrd USD volt, melynek jelentős részét, közel 380 Mrd USD-t a fogyasztói csomagolások alkották [4].

CSOMAGOLÁSTERVEZÉS

A csomagolástervezés összetett feladat, a jogi, műszaki és gazdasági követelmények mellett törekedni kell az optimális kialakításra, amely magába foglalja az anyagválasztás, a forma, az ergonómia, a grafika, a logisztika, a marketing, valamint a hatékony energiafelhasználás szempontjait mind a gyártó mind a felhasználó részéről.

Az Európai Unióban a csomagolásokra vonatkozó irányelveket Magyarország is ratifikálta, mely egyrészt kiterjed a tervezésnél figyelembe veendő célokra (pl. törekedni kell a hatékony anyagfelhasználásra, előnyben kell részesíteni az újrafelhasználható, újrafeldolgozható vagy komposztálható anyagokat, a környezetbarát technológiákat, a megújuló energiaforrások alkalmazását, kerülni kell a kombinált anyagok használatát) másrészt célul tűzte ki, hogy 2012-re a csomagolásból keletkezett hulladékok tömegének 60%-át hasznosítani kell.

A környezetbarát csomagolás kialakításánál figyelembe kell venni az ISO 9000 (minőségbiztosításra vonatkozó), valamint az ISO 14000 (környezetközpontú vállalatirányításra vonatkozó) szabványokat, mely utóbbin belül az ISO 14040-43 szabványok foglalkoznak a termék-életciklus vizsgálattal (Life Cycle Analysis - LCA analízis).

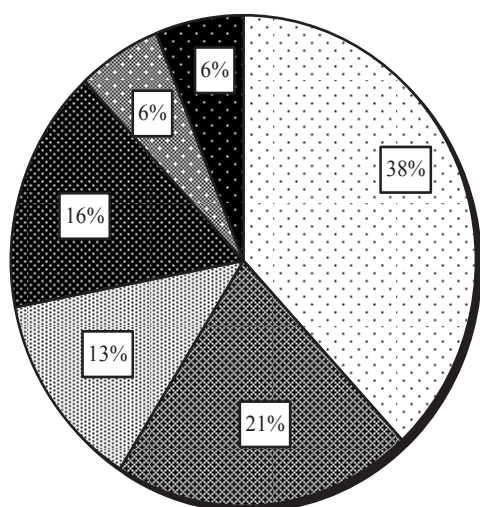
Mindezeket figyelembe véve a teljes életcikluson túl mutató alternatíva a biodegradábilis anyagok használata.

CSOMAGOLÓANYAGOK

Ősi csomagoló anyagok: gyékény, sás, vessző, agyag, kő, vas, üveg, bőr, akácfa, nád, rost, fa és papír.

Az ipar fejlődésével előtérbe kerültek a mesterségesen előállított anyagok, melynek jelentős részét a mesterséges polimerek alkotják.

A hagyományosnak tekinthető jelenlegi csomagolóanyagok szerinti felosztás. (1. ábra)



- papír, karton, hullámlemez
- merev és félmerev falú polimerek
- ▨ hajlékonyfalú polimerek
- fém
- ▨ üveg
- egyéb anyag

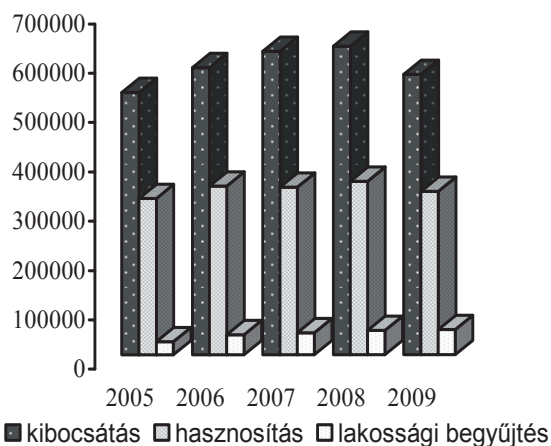
1. ábra Csomagolások anyagok szerinti felhasználása 2009-ben [6]

Ezen anyagok jelentős része újrahasznosítható, de a reciklási folyamatba nehezen bevonható, egyrészt mert sok csomagolásnál több anyag kombinációját alkalmazzák, mely nehezen szétválasztható, másrészt a lakossági begyűjtés még messze alulmarad a kívánt mennyiségtől.

Az 1. sz. táblázat és a 2. sz. ábra az elmúlt 5 év magyarországi csomagolási hulladék-hasznosítás adatait tartalmazza.

	2005	2006	2007	2008	2009
■	532715	582894	615454	626029	568886
▨	317361	342432	339820	351758	331461
□	26679	40930	44885	49611	51313

1. táblázat Kkibocsátott és hasznosított csomagolási hulladék mennyiség (tonna/év) [7]



2. ábra Kkibocsátott és hasznosított csomagolási hulladék aránya [7]

Papír begyűjtése és újrahasznosítása a leghatékonyabb, de figyelembe kell venni, hogy a többszöri reciklási folyamatban fizikai tulajdonságai megváltoznak, mert aprítás során a cellulóz szálak rövidülnek, így elvesztik rugalmasságukat.

Fém (alumínium, acél) 100%-ban újrafelhasználható. Az ismételt beolvasztás során sem veszít primer nyersanyag tulajdonságaiból, alumínium esetében a felhasznált energia 95%-a megtakarítható. Acélnál 1 tonna hulladék felhasználásával 1,5 tonna vasérc 665 kg szén takarítható meg. [8].

Üveg pórusmentes, nem engedi át a gázokat és a folyadékokat, semleges a bele töltött termékkel szemben. Beolvasztható, ami után ugyanolyan minőségű anyagot kapunk.

Előnyös tulajdonságai közé tartozik: könnyen és sokoldalúan formázható, vegyi hatásokkal szemben ellenálló, záróképesége kiváló, ízsemleges, könnyen tisztítható, sterilizálható, átlátszó (benne a termék jól látható), mechanikai szilárdsága nagy.

Tisztítás után közvetlenül is felhasználható, a felületkezelt „szuper vékony” üvegek egyszeri használat után újra feldolgozhatóak, így a PET palackok kiváltására is alkalmasak.

Mesterséges polimerek (PE, HDPE, LDPE, LLDPE, PP, PET) Alapkövetelmények: ne lépjen reakcióba a tárolt anyaggal, jó szag- és ízmentesség, gázzárás, jó kémiai ellenálló képesség.

Egy részük bevonható az újrahasznosítási láncba (begyűjtés – aprítás - granulátum – új anyag), de a reciklási folyamat végén fizikai és kémiai tulajdonsága eltér az eredeti polimerétől.

Újgenerációs polimerek

Előnyös tulajdonságaik közé tartozik, hogy „bisfenol A” (BPA)-mentes, környezetbarát, energiatakarékos megmunkálás, vegyi anyagokkal szembeni ellenállás, széles hőmérséklet-tartományban alkalmazható, könnyen alakítható, többször felhasználható, újratölthető, vagy a reciklálási folyamatba bevonható. Pl. az Eastman Tritan™ amorf szerkezetű kopoliészter, melyet a diplomamunkám során is felhasználtam.

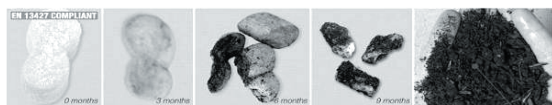
Előnyös tulajdonságai: kiválóan hőformázható, tűzállósága jó, ütésálló, nem repedezik, jól színezhető, víztiszta, könnyű, jól nyomtatható (szitanyomás), kiváló esztétikai megjelenéssel rendelkezik, más polimerekkel jól kapcsolódik (pl. szilikon gumi)

Zöld anyagok – Bio-polimerek

Legújabb kutatások szerint egyre több anyagnak létezik biológiailag lebomló (biodegradábilis) változata, mely a hagyományos technológiákkal feldolgozható, alakítható és az eredeti anyaghoz hasonló tulajdonságokkal rendelkezik, azzal a lényeges különbséggel, hogy használat után maradék nélkül komposztálható, bomlástermékeik pedig beépülnek az elemek természetes körforgásába.

2008-ban a világ bioműanyag-termelése 260 ezer tonna volt (ebből Európában 160 ezer tonna, amely 2010-re megkétszereződött.) De ez sem lépi túl a világ össz. műanyag felhasználásának 1%-át.

A biocsomagolásnál az anyagok állandó utánpótlású ún. utánnövő nyersanyagból (cukornád, ricinus, kukorica, búza stb.) vagy mezőgazdasági hulladékból készülnek és gombák és mikroorganizmusok segítségével lebonthatók. (3. ábra)



3. ábra A bio-polimert 9-12 hónap alatt a komposztban lévő mikroorganizmusok teljesen lebontják

Ezek az alapanyagok pl. az utóbbi évek fejlesztése során előtérbe kerülő **politejsav (PLA)**, melynek gyártása során a keményítőt, glükózt állítanak elő, tejsavat fermentálnak, majd polimerizációval alakul ki a PLA. Számos minőség alakítható ki, az igényeknek megfelelően. CO₂ kibocsátás alacsonyabb a

kőolaj alapú műanyagokéhoz képest. Egy másik pl. az előbbihez hasonló **PHA (poli-hidroxi-alkanoát)**, amely széles körben felhasználható, az elasztikus műanyagtól a poharakon át a palackokig.

Az öko-csomagoló anyagok mellett szóló érvek között említhetjük, hogy az előállítás során jelentős energiamegtakarítás érhető el (pl. biohabot ötvenszer kevesebb energiába kerül előállítani, mint az eddig használt polisztirol), akár 90%-kal kevesebb az üvegházhatást okozó gázok kibocsátása, jelentős, akár 60%-os tömegcsökkenéssel alacsonyabb szállítási költségek realizálhatók.

A mesterségesen előállított bio-anyagokon kívül a használatosak még a pattogatott kukorica, mogyoró törek, szalma és más mezőgazdasági és élelmiszeripari hulladékok.

ÖKOLOGIKUS TERVEZÉSI PÉLDA EGY TERMÉKKONCEPCIÓ KERESZTÜL

E témához kapcsolódott a diplomafeladatom is, amely bio babaápolási termékcsalád formatervezése és ergonómiai kialakítása volt. Kutatást végeztem a vezető világmárkák csomagolási megoldása tekintetében (a tárolt anyagok vizsgálata a formai, ergonómiai, csomagoló anyagok, valamint a felhasználói szokások tükrében). A kapott eredményeket kiértékelve választottam ki a tervezés főbb irányvonalait, követelményrendszerét.

Olyan megoldást kerestem, amely anyagában és formailag is tükrözi a „bio-öko” jelleget, s közelebb áll a gyermekek világához.

A tervezés kezdeti fázisától figyelembe vettem a természethez való szoros kötődést, az emocionális, pszichológiai, ergonómiai tényezőket, amelyek fontos szerepet játszanak a gyermek-szülő kapcsolatban, és amelyek alapján a megcélzott fogyasztói réteg dönt a termékek megvásárlásáról. Az így kialakult formákat - újabb kutatásokkal összehangolva - továbbfejlesztettem és kidolgoztam a végső, technológiailag megvalósítható koncepciót.

A végső koncepció illeszkedik az általam kialakított filozófiai irányvonalhoz, megjeleníti a védelem szimbólumát, játékos, vidám, figyelemfelkeltő, könnyen kezelhető, a kéz ergonómiájához igazodó magában hordozva az ökodesign szemléletét. Anyagválasztás során az újgenerációs poliészterek közül az Eastman Tritan™ kopoliészter és a szilikon elasztomer mellett döntöttem, mivel a többi flakongyártásnál felhasznált alapanyaghoz

képest (PE, PP és PET) kevésbé terhelik a környezetet. Anyagösszetételük révén hosszú élettartamúak, a kiürült flakonok többször utántölthetők, de a reciklálási folyamatba is bevonhatók. Emellett mindkét anyag könnyen alakítható, egymással jól kombinálható, gyermekek számára is biztonságos (nem reped, nem törik, nem tartalmaz lenyelhető részeket), toxikus elemeket nem tartalmaz, a benne tárolt anyagokkal nem lép reakcióba.

Az alkalmazott technológia: a kupak és a csörgő fröccsöntéssel, a flakontest extrúderes flakonfúvással, míg a szilikonból készült akasztórész meleg préseléssel készül.

Ezen kívül a flakonok többletfunkcióval rendelkeznek, mivel játékkal kombináltak (alapesetben kivehető csörgőt és az akasztóként is funkcionáló rágókát tartalmazza). [9]

Diplomamunkám 2009-ben a hazai Hungaropack Student Csomagolástervezési Versenyen 1. díjat, a WPO által szervezett nemzetközi WorldStar Student (International Packaging Design Competition) versenyen elismerő oklevelet nyert. (4. ábra)



4. ábra Bio-babaápolási kozmetikai termékcsalád csomagolástervezési díjak 2009

ÖSSZEFOGLALÁS

A napjainkban tapasztalható globális változások, a kimerülőfélben lévő fosszilis energiahordozók és a szennyezőanyagok által okozott környezeti katasztrófák együttes hatása hívta fel a figyelmet a fenntartható fejlődés fontosságára. A csomagolástervezés a termék teljes életciklusát veszi figyelembe, a keletkezéstől az újrahasznosításig vagy komposztálhatóságig.

A kutatás-fejlesztésben az újrahasznosítható anyagok mellett egyre nagyobb jelentősége van

az utánnövő nyersanyagokból és mezőgazdasági hulladékból előállított biopolimereknek, melyek alternatívái lehetnek a ma használatos műanyagoknak.

IRODALOM

[1] European Parliament And Council Directive 94/62/EC – of 20 December 1994 – on Packaging and Packaging Waste - Az Európai Parlament és A Tanács 2005/20/Ek Irányelve (2005. március 9.) a csomagolásról és a csomagolási hulladékról szóló 94/62/EK irányelv módosításáról

[2] 94/2002. (V. 5.) Kormány Rendelet - a csomagolásról és a csomagolási hulladék kezelésének részletes szabályairól

[3] 2000. évi XLIII. Törvény a hulladékgazdálkodásról

[4] 10/1995. (IX. 28.) KTM rendelet a környezetvédelmi termékdíjról, továbbá egyes termékek környezetvédelmi termékdíjáról szóló 1995. évi LVI. törvény végrehajtásáról

<http://www.okopannon.hu/index.php?id=ID13010000>

[5] A fogyasztó védelme - 1997. évi CLV. törvény a fogyasztóvédelemről

[6] Market Statistics and Future Trends in Global Packaging - WPO – World Packaging Organisation / PIRA International Ltd.

Download file published by WPO – World Packaging Organisation – 2008 - www.worldpackaging.org

[7] Öko-Pannon Kht/MTI Zrt. sajtóadatbank

[8] Tiefbrunner Anna: Csomagolás és környezetvédelem. ISBN 963 86223 2 6, Papírpress Egyesülés 2002.

[9] Szabó Anita Magdolna: Bio babaápolási kozmetikai termékcsalád formatervezése és ergonómiai kialakítása – Diplomaterv - BME - 2009

VÁZ-IZOMRENDSZERI KOCKÁZATOK ÉRTÉKELÉSE ÉS CSÖKKENTÉSE GÉPEK TERVEZÉSEKOR

ASSESSMENT AND REDUCTION OF MUSCULOSKELETAL RISKS IN MACHINERY DESIGN

Eur. Erg. Dr. Szabó Gyula, Óbudai Egyetem, Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar, Gépszerkeztetési és Biztonságtechnikai Intézet, Ergonómiai laboratórium
Eur. Erg. Mischinger Gábor, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Ergonómia és Pszichológia Tanszék, Ergonómiai laboratórium
Moharos István, Óbudai Egyetem, Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar, Gépszerkeztetési és Biztonságtechnikai Intézet
Mochnács Mihály, MO-Mechatronika Bt.

ABSTRACT

Óbuda University, Donát Bánki Faculty of Mechanical Engineering and Security Technology and Linamar Hungary launched a joint R & D project to improve production line H1 giving special attention to ergonomics issues. The background of the project, the development process, tools used and results are presented.

1. BEVEZETÉS

Az európai 28 %-os átlaghoz képest kiemelkedik Finnország 77 %-kal, míg mi magyarok - a magunk 8 %-val - sereghajtók vagyunk, ha azt értékeljük, hogy a vállalatok milyen arányban vonnak be ergonómiai szakembereket a biztonságos és egészséget nem veszélyeztető munkakörülmények létrehozásába. [1]

Az adatok szerint a magyar dolgozók 62,3% végez ismétlődő mozdulatokat, 36,3% visz vagy mozgat nehéz terheket, 53,2% dolgozik kellemetlen, fárasztó testtartásban és 70,5% számolt be arról, hogy munkáját állva végzi. [2]

2. ERGONÓMIAI PROGRAMOK

A munkavédelemi törvény megköveteli, hogy a munkáltató köteles minőségileg, illetve szükség esetén mennyiségileg értékelje a munkavállalók egészségét és biztonságát veszélyeztető kockázatokat, majd intézkedéseket tegyen a veszélyek megszüntetése vagy a kockázatok elfogadható szintre csökkentésére. [3]

„A munkavédelemi felügyeletek együttes útmutatása a munkahelyi kockázatértékelés végrehajtásához” [4] a veszélyforrások között a „Fiziológiai, idegrendszeri és pszichés tényezők” között említi a nehéz testi és a túl intenzív, vagy egyhangú munkát. Ennek a veszélycsoportnak az értékelését az elsősorban hátsérülé-

sek kockázatával járó kézi tehermozgatás minimális egészségi és biztonsági követelményeiről szóló rendelet [5] is támogatja, a korábbi a „nők 20 kg-ot, férfiak 50 kg-ot emelhetnek” megközelítést messze túlhaladva. [6]

A dolgozók **fizikai terhelésének értékelése hazánkban néhány vállalatnál önálló tevékenységként, ergonómiai fejlesztési programokban jelenik meg.** Ezekben az értékelésekben általában meghatározó a testtartás, az erőkifejtés és az ismétlődés együttes figyelembevétele.

A fizikai igénybevétel értékelésére számos módszer használható, ezek közül ritkán találkozunk energiaforgalom méréssel, erőméréssel vagy a számítógépes modellezéssel. A gyakorlatban legtöbbször papír-ceruza alapú értékelőlapokkal, pl. REBA, [7] RULA, [8] MAC, BRIEF, QEC, JSI, vagy szubjektív kényelmetlenség-fájdalom megítélő kérdőívvel dolgoznak. A fenti módszerek részben összhangban vannak a NIOSH-féle módosított emelési egyenlettel, [9] azaz próbálják egyszerre értékelni a testtartást, erőkifejtést, ismétlődési gyakoriságot, kiegészítve néhány környezetre és a teherre vonatkozó paraméterrel.

3. A LINAMAR PROGRAM

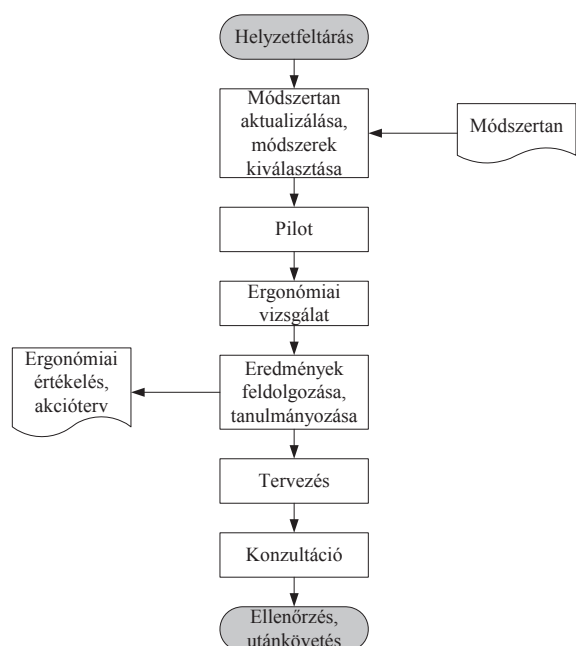
Az Óbudai Egyetem Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar és a Linamar Hungary NyRt együttműködve 2009. szeptemberében egy ergonómiai-munkabiztonsági célú innovációs kutatási-fejlesztési programot indítottak.

A fejlesztési program több célkitűzése között nagy hangsúllyal szerepelt az ergonómiai fejlesztés, a munkahely és munkakörnyezet kialakítására vonatkozó kutatás-fejlesztés, a

munkahely és munkakörnyezet legkorszerűbb ergonómiai szempontoknak megfelelő kialakítása, ezen belül a részfeladatok:

- Ergonómiai szempontok figyelembe vételével a mérőasztalok és anyagtovábbító rendszerek megtervezése a H1 gyártósorra.
- Minőségi célt szolgált az emberi hibázást kiküszöbölő nyomon követő egység kifejlesztése az anyagtovábbító rendszerhez.
- A tervek alapján 3 tesztmodell legyártása, amelyeken további ergonómiai kutatások, a továbbfejlesztéshez, beállításokhoz szükséges tesztelések üzemi körülmények között elvégezhetők.

A feladatok megfogalmazásából látható, hogy az 1. ábrán látható munkahely kialakítási - fejlesztési folyamat minden elemére sor került a fejlesztési program során. Ez azért nagyon értékes, mert közismert, hogy **az ergonómiai elvek alkalmazása a tervezési folyamat során lényegesen egyszerűbb, olcsóbb, mint utólagosan**, ha hibásnak bizonyuló kialakítások javítására van szükség.



1. ábra A munkahely kialakítási - fejlesztési folyamat

A követelmények meghatározása után terveztük a mérőasztalokat és anyagtovábbító rendszereket, a tesztmodelleket alvállalkozó bevonásával legyártattuk és ergonómiai értékelésekkel igazoltuk, hogy azok további ergonómiai kutatások és fejlesztések eszközhatárterét biztosíthatják.

4. ÉRTÉKELÉSI MÓDSZER

A fejlesztés során

- elkészítettük a meglévő munkahelyek értékelést ellenőrző listával és JSI módszerrel,
- méreteztük a munkahelyeket,
- elkészítettük a szállítószalagok és munkaasztalok prototípusát.

A helyzetfeltárást, azaz a vizsgált terület átfogó értékelést egy ILO ellenőrző listával végeztük. [10]

4.1 Munkaköri Terhelési Index

A gépsor kiszolgálása több munkahelyen, öt különböző tevékenységgel történik. Mind az öt pozícióra elkészítettük a terhelés értékelését, a JSI indexet. A JSI ismétlődő munkatevékenységek esetén alkalmazható, a halmozódó igénybevételből eredő váz-izomrendszeri foglalkozási megbetegedések kockázatainak felmérésére szolgál.

A Munkaköri Terhelési Index (JOB Stress Index) [11] alapadatai:

- Erőkifejtés intenzitása (IE)
- Erőkifejtés időtartama (DE)
- Percenkénti ismétlés (EM)
- Kéz / csukló helyzete (HWP)
- Munka üteme (SW)
- Napi munkaóra (DD)

Az alapadatok meghatározása minden esetben ötfokú skálán történik, majd az indexet az alábbi (1) képlettel számítjuk:

$$JSI = IE * DE * EM * HWP * SW * DD \quad (1)$$

A JSI értelmezése standard alapján történik:

- Ha a számított érték (JSI) kisebb vagy egyenlő 3, akkor a munkavégzés biztonságos
- Ha az JSI érték 4-6 körüli, akkor közepes valószínűséggel fennáll a felső végtagok munkatevékenységből adódó károsodásának (MSD, WMSD, RSI, CTD) esélye
- Ha a JSI érték 7, vagy annál több, akkor nagy valószínűséggel fennáll a felső végtagok munkatevékenységből adódó károsodásának (MSD, WMSD, RSI, CTD) veszélye

A terhelési adatok értékelése alapján igazolódott, hogy a terhelés, illetve a munkahelyek közötti különbség a munkadarab súlyából és a szükséges erőkifejtésből, illetve a rossz kéz / csukló helyzetből adódik. Ennek megfelelően a

kritikus feladat a munkavégzés során a helyes testtartás feltételeinek megteremtése.

A fejlesztési programunkban alkalmazkodnunk kellett a már korábban kialakult telepítési tervhez, ezen belül arra törekedtünk, hogy

- a leszedési és felrakási helyek a gép-kiszolgálási pontokhoz lehető legközelebb legyenek,
- kellő pufferelésre legyen lehetőség,
- elegendő hely maradjon a közlekedésre a szalag mellett,
- a leszedéshez és a gépi adatleolvasáshoz kedvező legyen a munkadarab helyzete a szalagon,
- biztonságos legyen az anyagmozgatás,
- az anyagmozgatás sebessége a termelési ütemet kövesse.

5. ANTROPOMETRIAI ELEMZÉS

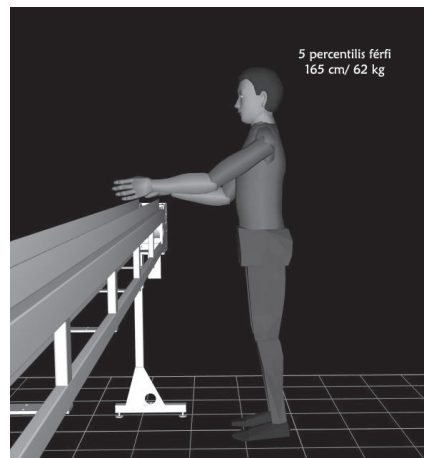
A részlettervezés része volt a munkatevékenység által megkövetelt testhelyzetek, mozdulatok felmérése, kritikus helyzetek modellezése számítógéppel segített antropometriai tervező rendszer (CAAA) alkalmazásával, különös tekintettel az alábbiakra:

- szabad helyszükséglet,
- elérési és látási tartományok,
- kritikus testhelyzetek és mozdulatok,

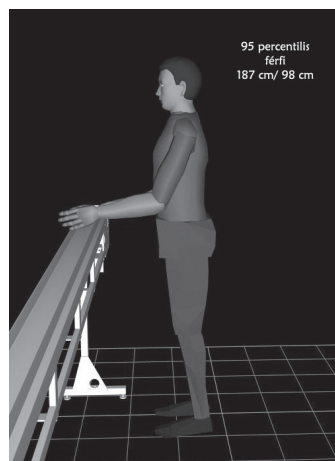
A CAAA programok lehetővé teszik, hogy a szerelősori műveletek kritikus testhelyzeteit, testtartásait és mozdulatait elemezzük. A különböző testmagasságú embermodellek választásával az eltérő antropometriai méretekkel rendelkező dolgozók és a munkahely modelljének illesztési kísérlete elvégezhető és az eredmény értékelhető. Grafikusan ábrázolható a helytelen vagy kényelmetlen testhelyzet, amely hosszabb távon fárasztó, sőt az egészség időleges vagy végleges károsodását okozhatja.

A modell előállításának és alkalmazásának természetesen több feltétele is van. A két legfontosabb érvényességi kritérium az, hogy mennyire reprezentálja az embermodell a szerelősoron dolgozók antropometriai jellemzőit és milyen pontossággal állíthatók be a funkcionális testhelyzetek. A testhelyzetek beállításánál a programok által engedélyezett elmozdulási szögtartományok a mértékadóak, mely az átlagos emberi képességeket szimulálja. A munkahelyi feltételek változása vagy tervezett változtatás esetén ezek a helyzetek reprodukálhatók, a feltételezett vagy tényleges dolgozói modellel megismételhetők.

A szállítószalagok kiszolgálását különböző méretű embermodellel ellenőriztük. Az embermodelleket a JACK nevű CAAA programmal állítottuk elő.



2. ábra 5 percentilis férfi modell a HI-1 szalag mellett oldalnézetben



3. ábra 95 percentilis férfi modell a HI-1 szalag mellett oldalnézetben

A példaként bemutatott 2. és 3. ábra szerint a szalag 102 cm-es hevedermagassága és a terelőlemez 107 cm-es magassága nem teszi lehetővé, hogy férfi dolgozók kényelmes testhelyzetben – függőleges felkarral és közel vízszintes alkarral – munkadarabokat a szalagra helyezzenek vagy onnan levegyenek. A felkar helyzete/függőlegessel bezárt szöge a 3. ábra szerint az 5/50/95 percentilis férfi esetén 58-37/40-24/24-0 fok tartományban van. Ez a funkcionális testhelyzet legföljebb a 95 percentilis közeli testmagassággal rendelkező dolgozók esetében mondható elfogadhatónak.

Férfiak esetében legalább 8-10, nők esetén pedig 20-25 cm magas lábrács használata mellett várható a kényelmes kéztartás.

6. EREDMÉNYEK

A H1 gyártósor átalakítása két eredményt is hozott. Közvetlen eredmény, hogy az adott területen javult a termelékenység és a biztonság, míg közvetett eredménynek tartjuk, hogy a szervezet egy újfajta, fejlődésre kész tudás birtokába jutott.



4. ábra Anyagtovábbító szalag a H1 soron

Nem érhet azonban itt véget a folyamat. Az itt elért eredményeket más területeken is kamatoztatni kellene, és az adott gyártósoron túlmutató, az egész szervezetre kiterjedő fejlesztéseket is meg kell valósítani.

6. ÖSSZEFOGLALÁS

Az Óbudai Egyetem Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar és a Linamar Hungary NyRt közös K+F programja keretében egy gyártósor ergonómiai értékelésére és fejlesztésére került sor. Bemutattuk a fejlesztés hátterét, folyamatát, alkalmazott eszközöket és eredményeket.

7. IRODALOM

[1] European Agency for Safety and Health at Work, ESENER - European Survey of Enter-

prises on New and Emerging Risks, Luxembourg, 2010

[2] European Agency for Safety and Health at Work: OSH in figures: Work-related musculoskeletal disorders in the EU — Facts and figures, Luxembourg: Publications Office of the European Union, Luxembourg, 2010

[3] 1993. évi XCIII. Törvény a munkavédelemről

[4] A munkavédelmi felügyelet együttes útmutatása a munkahelyi kockázatértékelés végrehajtásához, Munkaügyi Közlöny 2006/ 4. szám.

[5] 25/1998. (XII. 27.) EüM rendelet az elsősorban hátsérülések kockázatával járó kézi tehermozgatás minimális egészségi és biztonsági követelményeiről

[6] Közlekedés- és Postaügyi Miniszter 2/1972 KPM számú rendelete a Közlekedési Balesetelhárító és Egészségvédő Óvórendszabály IV. Anyagmozgatás, anyag tárolás című fejezetének kiadásáról

[7] Hignett, S. and McAtamney, L. (2000) Rapid Entire Body Assessment: REBA, Applied Ergonomics, 31, 201-5.

[8] McAtamney, L. & Corlett, E.N. (1993) RULA: a survey method for the investigation of work-related upper limb disorders, Applied Ergonomics, 24, 91-99.

[9] Thomas R. Waters, Vern Putz-Anderson, Arun Grag: Applications Manual for the Revised NIOSH Lifting Equation, NIOSH Publication No. 94-110:

[10] ILO: Jobb munkahely - nagyobb termelékenység, DSGI Ergonómiai Mérnöki Iroda, 2007

[11] Moore, J.S., and Garg, A. (1995) The Strain Index: A Proposed Method to Analyze Jobs For Risk of Distal Upper Extremity Disorders. American Industrial Hygiene Association Journal, 56(5): 443-458, magyarul: Szabó Gy.

BEVEZETÉS A FOGASKERÉK GEOMETRIA DINAMIKAI VIZSGÁLATOKRA GYAKOROLT HATÁSÁBA

AN INTRODUCTION TO THE INFLUENCE OF GEAR GEOMETRY ON DYNAMIC ANALYSIS

*Szűcs Renáta, levelező doktorandusz, Miskolci Egyetem, Gép- és Terméktervezési Tanszék
Dr. Kamondi László, egyetemi docens, Miskolci Egyetem, Gép- és Terméktervezési Tanszék*

ABSTRACT

Nowadays dynamic analysis of gears has a great importance. One of the strictest demands is the low noise density of gears. In order to achieve this requirement development of an appropriate dynamic model is essential. In this study we analyse a possible dynamics in which the kinematics parameters can be introduced.

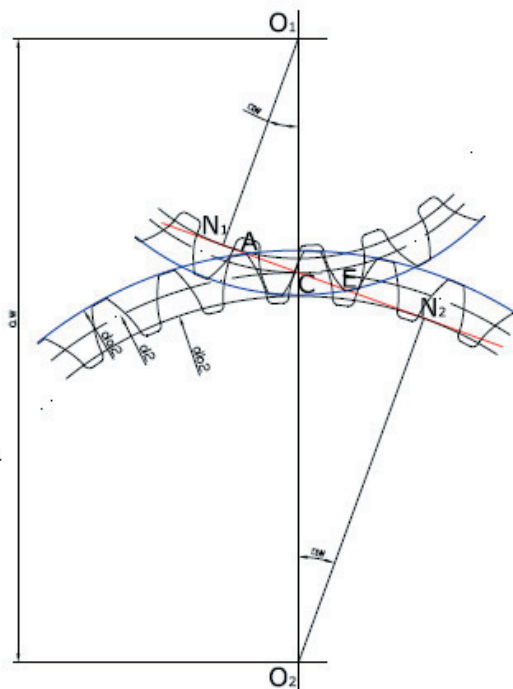
1. BEVEZETÉS

A fogaskerekkel szemben támasztott követelmények egyre inkább előtérbe kerülnek. Ezen követelmények közül kiemelkedő jelentőséggel bír a zaj. A fogaskerék kapcsolat zajszintjére a beépítési hibákon túl hatást gyakorol a fogak rugalmas deformációja, illetve az alaposztás- és a profilhiba. Elmondható, hogy tökéletes fogprofil feltételezve is fellépnek dinamikus hatások, melyek a kapcsolódás során zajt idéznek elő. Mindemellett a fogaskerék használata során fellépő kopás következtében a fogprofil mikroszkópikus hibái növekednek, melynek következtében szintén növekedhet a hajtás zajszintje. Ezen cikkben betekintést kívánunk nyújtani a fogaskerék geometriájának hatására a fogaskerék dinamikai viszonyaira.

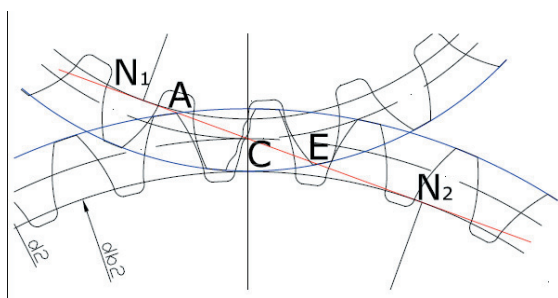
2. GEOMETRIAI VISZONYOK

A fogprofilok egzakt leírása több módszer segítségével is megvalósítható. Ezen módszerek: differenciál-geometria módszere, Gohman-féle módszer, fogprofilmerőlegesek módszere stb. [1]. Ismert fogprofilok esetén a kapcsolóvonal (kapcsológörbe) meghatározása szintén lehetséges kidolgozott analitikus módszerek segítségével [1]. Az előbbieken említett módszerek segítségével a hibátlan geometriával rendelkező fogaskerekhez kapcsolódó fogaskerek fogprofil geometriáját, illetve az ismert hibátlan fogprofil geometriával rendelkező fogaskerek kapcsológörbét határozhatjuk meg. Hengeres, egyenes fogazatú evolvens fogazat esetén az 1. ábrán látható egyszerű geometriai módszer segítségével is meghatározhatjuk a kapcsoló egyenest. Viszont amint azt a 2. ábra mutatja a fogprofil nem

szándékos (gyártási hiba, kopás stb.), illetve szándékos hibája (pl.: foglenyesés, alámetszés) esetén a kapcsolódás nem feltétlenül a kapcsoló egyenes adott pontjában következik be. Ezen túlmenően, mint azt már több tanulmány is leírta terhelés alatt a fogak rugalmas deformációja következtében a hajtott kerék a tökéletesen merev fogakat feltételezett névleges szöghelyzetéhez képest elmarad. Így a kapcsoló egyenes az eredeti AE szakaszhoz képest kiszélesedik, vagyis az A pont előtt és az E pont után is bekövetkezhet kapcsolódás [2]. Az előbbieken leírtak miatt célszerű egy olyan függvény bevezetése, mely a kapcsolódás adott pontjában egzakt módon leírja a fennálló kinematikai hibát.



1. ábra: Evolvens fogprofilú fogaskerék kapcsolódása hibátlan fogprofil esetén



2. ábra: A fogazat hibájának hatása

A kinematikai gerjesztő hatás célszerű matematikai leírására *Márialigeti J.* [2] a profilpárokon értelmezett

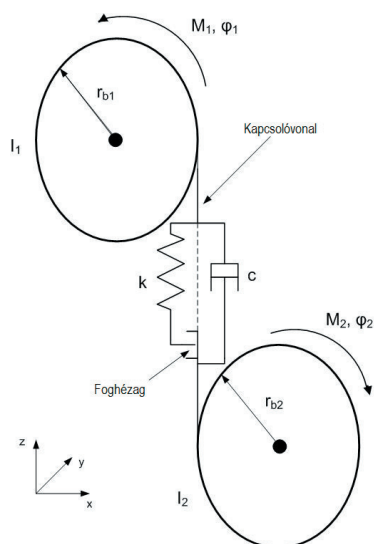
$$\delta_j(\varphi_1) = r_{b2} \cdot (\varphi_{2u} - \varphi_2) \quad (1)$$

érintkezési függvényt vezet be. Az 1. összefüggés megadja a hajtott kerék tényleges szöghelyzetének a névleges szöghelyzethez viszonyított eltérésének kapcsolóvonal hosszban kifejezett értékét, abban az esetben, ha a j -edik profilpár terhelésmentesen kapcsolódik. Az előbbieken meghatározott függvény segítségével lehetőség nyílik a kapcsolódás során lejátszódó zavarok kinematikai voltának vizsgálatára.

3. MOZGÁSEGYENLET

Több tanulmány is foglalkozik a fogaskerek dinamikai vizsgálatával, a lehetséges modellek felállításával és a modellekre alkalmazott mozgásegyenletek megoldásával. [3-8] Célunk, hogy ezen mozgásegyenletek paramétereként a fogaskerek kinematikai viszonyait figyelembe lehessen venni. A következőkben ezen paraméterek bemutatására kerül sor. Elsőként tekintünk a 3. ábrán látható dinamikai modellt, és a modellhez tartozó (2) számú mozgásegyenletet.

A 3. ábrán látható dinamikai modellben [3-8] a fogaskereket egy-egy forgó tömeggel helyettesítjük, míg a kapcsolódást egy rugóval és egy, a sebességgel arányos csillapítással helyettesítjük. Az 3. ábrán látható dinamikai modell és a (2) egyenlet nem teszi lehetővé számunkra, hogy a fogazat kapcsolódását a valóságnak megfelelően vizsgáljuk, mivel ez esetben a fogpárok egyenkénti kapcsolódásának viszonyait nem tartalmazza. Másrészt ezen modell nem tartalmazza a szerelésből eredendő hibák következményeként fellépő dinamikus hatásokat sem.



3. ábra A fogaskerek hajtás dinamikai modellje

$$m \cdot \ddot{x} + c \cdot \dot{x} + k(t) \cdot h(x) = f_T(t) \cdot f_M(t) \quad (2)$$

ahol:

$$m = \frac{I_1 \cdot I_2}{I_1 \cdot r_{b2}^2 + I_2 \cdot r_{b1}^2} \quad (3)$$

$$f_T(t) = \frac{r_{b1} \cdot I_2 \cdot M_1 + r_{b1} \cdot I_1 \cdot M_2}{I_1 \cdot r_{b2}^2 + I_2 \cdot r_{b1}^2}$$

$$f_M(t) = -m \cdot \ddot{e}(t)$$

$$h(x) = \begin{cases} x - b, & x \geq b \\ 0, & |x| < b \\ x + b, & x \leq -b \end{cases}$$

2b: a teljes foghézag

c: a kapcsolódásban lévő fogak merevsége

k(t): a kapcsolódásban lévő fogak csillapító hatása

e(t): statikus átviteli hiba

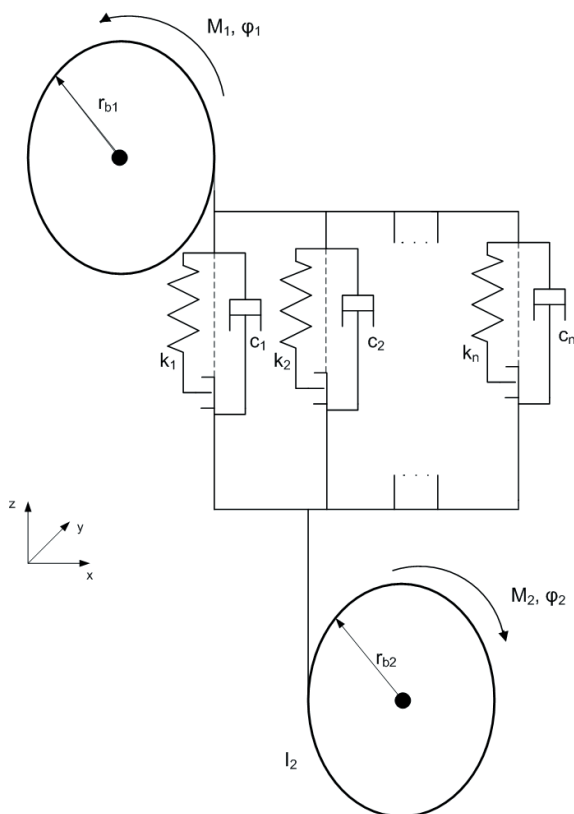
A (2) egyenlet által meghatározott nemlineáris differenciálegyenlet megoldásával már több tanulmány is foglalkozott [3-6]. Ezen tanulmányok az említett differenciál egyenletet különböző módszerek segítségével már megoldották, viszont az egyenletben szereplő nemlineáris tagok – leginkább a k tényező – a valóságot még inkább megközelítő felírása még egy a jövőben megoldandó probléma. Ezen kívül a megoldási módszerek többsége mérnöki szempontból kevésbé alkalmazható jól, ezért a megoldási lehetőségek keresésének még a mai napig van létjogosultsága.

A modell hiányossága ezen kívül, hogy figyelmen kívül hagyja a kapcsolószámot, illetve a kapcsolószám változásának lehetőségét a kapcsolódási folyamat során. Éppen ezért szükséges a 3. ábrán látható modell pontos

sítása, melynek segítségével már az előbbi paraméterek sokkal pontosabban vehetők figyelembe.

A bemutatott modell a teljes foghézagot állandó értékűnek veszi, mely szintén nem feltétlenül tekinthető minden esetben elfogadottnak.

A statikus átviteli hiba célja, hogy a kapcsolódás során fellépő kinematikai eltéréseket – kopás következtében fellépő, foglenyesés, szerelés következtében megjelenő kinematikai hiba stb. - magába foglalja.



4. ábra A fogaskerék hajtás módosított dinamikai modellje

3.1. A módosított dinamikai modell

Annak érdekében, hogy a fogpárok egyenkénti kapcsolódását is figyelembe tudjuk venni, illetve vizsgálni tudjuk, a kapcsolódást nem egyetlen rugó segítségével, hanem egy rugórendszer segítségével kell modellezni. A rugórendszerben a fogpárok kapcsolódását párhuzamosan kapcsolt rugók segítségével vesszük figyelembe [2]. Így lehetőség nyílik arra, hogy a valóságot egy sokkal jobban megközelítő modellel foglalkozzunk, mivel ez esetben az egyes fogpárok egyedi tulajdonságait is figyelembe lehet venni.

A 4. ábrán látható modell még mindig nem tartalmazza a szerelésből adódó hibák következtében fellépő dinamikai hatásokat, viszont azok már könnyen bevezethetőek lesznek, ha az ábrán látható modell által megha-

tározott mozgásegyenlet, illetve az abban szereplő paraméterek meghatározása illetve megoldása után.

4. ÖSSZEFOGLALÁS

A feladat nehézségét a paraméterek nagyszámú változata adja. Mivel a 4. ábrán található modell az egyes fogak kapcsolódását külön-külön veszi figyelembe, így az alkalmazott k , c , e , b paraméterek folyamatosan változnak, így szükséges megtalálni ezen változatok periodicitását a megoldás előállításának érdekében.

IRODALOM

- [1] F. L. Litvin: A fogaskerék kapcsolás elmélete, Műszaki Könyvkiadó, Budapest 1972.
- [2] Dr. Márialigeti János, Lovas László: Kaotikus lengések lenyesett fogazatú fogaskerekeken. GÉP, LV. évfolyam, 2004.
- [3] Grzegorz Litak, Michael I. Friswell: Dynamics of a Gear System with Faults in Meshing Stiffness. Kluwer Academic Publishers, 11 May 2004
- [4] Grzegorz Litak, Michael I. Friswell: Vibration in gear systems. Chaos, Solitons and Fractals (2003) p. 795-800
- [5] S. Theodossiades and S. Natsiavas: Non-linear dynamics of gear-pair systems with periodic stiffness and backlash. Journal of Sound and Vibration (2000) 229(2) p. 287-310
- [6] H. Rahnejat, S. Rothberg: Multi-body Dynamics, Monitoring and Simulation Techniques, Professional Engineering Publishing, p. 299-322
- [7] Marian Wiercigroch, Bram de Kraker: Applied nonlinear dynamics and chaos of mechanical systems with discontinuities. World Scientific Series on Nonlinear Science, Series A Vol. 28., p. 177-203
- [8] A. Kahraman and R. Singh: Non-linear dynamics of a spur gear pair. Journal of Sound and Vibration (1990) 142(1), 49-75
- [9] R. Szücs, L. Kamondi: Fogaskerekek dinamikai vizsgálatának egy lehetősége. OGÉT 2010. Nagybánya, 416-420

SZÁLERŐSÍTÉSŰ MŰANYAG TERMÉKEK GYÁRTÁSÁNAK ELŐKÉSZÍTÉSE–FORMALEVÁLASZTÁS

THE PREPARATION OF FILAMENT-STRENGTHENED RESIN PRODUCTS-SHAPE SEPARATION

Dr. Urbán István PhD, Kecskeméti Főiskola GAMF Kar

ABSTRACT

The application of shape separators is necessary when producing frame-strengthened resin products. They make removing the product easier, and you can also save time if you use them. My theoretical and practical aim is to make products with a great specific solidity with using AFC/GFC/CFC, applying vacuum technology and producing them with the help of a negative shape pattern. I will publish my experiences and achievements in several parts.

1. A FORMALEVÁLASZTÓK TÍPUSAI

1.1. Viasz (wax)

A viaszok a legelterjedtebb formaleválasztók. A repülőgép iparban legelőször a Nyugat-Németországban legyártott PHOENIX típusú repülőgép egyedi gyártásában alkalmazták. A természetes alapú (carnauba wax) viaszok olvadáspontja alacsony, (44 °C) ezért csak ennél alacsonyabb hőmérsékleten alkalmazhatóak. Ha a gél kötése közben a viasz megolvad, bekerülhet a gélbe és ezzel a szerszám felületén megszűnik a leválasztó hatás. Vannak magasabb hőmérsékletű alkalmazásra megfelelő viaszok is. A korszerűbb változatok könnyen párolgó szerves oldószerekben oldva kerülnek forgalomba. Azonban az autoklávós gyártási technológia esetén szinte soha nem alkalmazzuk őket, ugyanis a hőkezelés folyamán 180-220 °C-ot képtelenek elviselni. Fontos tudni, hogy egyes termékek szilikon adalékokat tartalmaznak, amelytől a felület fényesebb lesz, de a gélszórásnál „halszemek” képződését okozhatja, ezen kívül a termék festését is megnehezítheti. A kereskedelmi forgalomban kapható olcsó viaszok (a mambó padlópaszta kilogrammra vetített ára 600-800 Ft) felhasználása is indokolt azokban az esetekben, amikor nem célunk a tükörfényes felületek elérése. Ugyanakkor léteznek ettől 5-6-szor drágább anyagok is (FORMULAFIVE), amelyek nagyméretű negatív sablonok alkalmazása esetén is sima felületet képeznek a munkadarabon. Ezt úgy lehet legcélszerűbben elérni, hogy miután felhordtuk a szerszám felületére a formaleválasztót, két-három rétegben átpolírozzuk a felületet egyre puhább textíliákkal. Vitathatatlanul nagy előnyük ezeknek az anyagoknak, hogy akár kétszer is hajlandóak

dolgozni. Ez azt jelenti, hogy amennyiben nem az első formaleválasztását végezzük egy munkadarabnak, hanem körülbelül már a tizedik alkalommal hordjuk fel a formaleválasztót és természetesen tíz munkadarabot is kivettünk a sablonból, akkor akár formaleválasztó újbóli alkalmazása nélkül is el tudjuk kerülni azt a jelenséget, amit beragadásnak hívunk. Ekkor nemcsak a szerszám, hanem a munkadarab is károsodik, kétség kívül az első a nagyobb probléma. Személyes tapasztalataim alátámasztják, hogy a viaszok a „legmegbocsátóbb” formaleválasztó anyagok.

1.2. PVA

A PVA (poli-vinil-alkohol). Az egyik legrégebben használt formaleválasztó. Megbízható, vízben oldható leválasztó anyag. Mivel jól ellenáll a sztirolnak, ezért új, még nyers poliészter mátrixú szerszámok beüzemelésére is alkalmas. A poliészterből készült szerszámok az első időkben mindig tartalmaznak sztirolt, amely lassan vándorol a szerszám felületére. A sztirolban oldódó, vagy duzzadó formaleválasztók ilyen esetekben eltűnhetnek a szerszám felületéről és ezzel a termék beragadását okozzák. A PVA az új poliészterből készült szerszámok esetén is biztosítja a termék kivehetőségét. Ilyen esetben akkor lehet abbahagyni a PVA alkalmazását, amikor a termékkel együtt teljes egészében kijön a szerszámból. Sajnos a gyakorlati tapasztalatok azt mutatják, hogy amennyiben a nedvesítés nem valósult meg a szerszám teljes felületén, akkor ez a fajta formaleválasztó hajlamos viszonylag nagyméretű (négyzetdeciméteres nagyságrend) munkadarab beragadásokra.

1.3. Polimer alapú formaleválasztók

Gyakorlatilag ezek a leghatékonyabbak, mégha nem is legolcsóbbak. Többségük kereskedelmi forgalomban (Magyarországon) nem is kapható, ugyanakkor az interneten (e-bay) megrendelhetőek. A legismertebbek a teflon (PTFE) tartalmúak. Ezek fluórozott szénhidrogének, amelyek hőálló és többszöri leválasztásra alkalmas bevonatot képeznek a szerszám felületén. Ez annak köszönhető, hogy a szerszámon erősen tapadnak és nagyon kevés helyeződik át belőlük a termékre. Emiatt a hibátlan felületű termék további előkezelés nélkül festhető, vagy ragasztható. A legkorszerűbb polimer alapú formaleválasztók nem tartalmaznak halogén ve-

gyületeket, de ezzel együtt például hőállóságban gyakran felülmúlják a teflon származékokat. Fentieket alátámasztja az a tény, hogy vezető műanyagipari vállalatok szinte kizárólag ilyen formaleválasztókat használnak különösen abban az esetben, ha prepreg szöveteket hordanak fel a felületre és utólag hőkezelik és/vagy festik a munkadarabot.

1.4. Szilikonok

A szilikonok csak ritkán használatosak, mert „halszemek” képződését és előleválasztást okozhatnak. Zord tárolási lehetőségek esetén alkalmazzuk, akár szabad ég alatt végzett tevékenységek esetén. Ebben az esetben szinte azonnal rá tudunk nedves szövet technológiával kenni a szerszámra rétegeket, akár oly módon is, hogy a poliészter gyanta keverési arányával nagyon rövid fazékidőt, valamint limitált kötési időt valósítunk meg. Fontos tény az, hogy epoxi gyanta alkalmazása esetén a szilikonos formaleválasztók alkalmazása nem szerencsés abban az esetben, ha a kötési folyamat során az exotermia 240–250°C-nál nagyobb hőmérsékleti csúcsokat termel.

1.5. Belső formaleválasztók

A belső formaleválasztók növényi olaj, vagy polimer alapúak. 0,5-1%-ban szokták a gélbe keverni, amely elsősorban észter alapú mátrix ebben az esetben. Mivel ezek az anyagok nem férnek össze a gyantával, ezért a felületre kivándorolva, a kötési szegmens során, általában az exoterm folyamatok közepette érik el a kívánt leválasztó hatást.

2. FORMALEVÁLASZTÓK KIVÁLASZTÁSA

A kiválasztás szempontjai:

Milyen mátrixot használunk a termék előállítására?

Milyen technológiát, milyen anyagból készült szerszámot alkalmazunk a gyártásnál?

Hogyan szeretnénk felhordani a formaleválasztót?

Milyen hőmérsékleten köt a gyanta?

Kell-e festeni, vagy ragasztani a terméket?

Hány terméket kell kivenni a szerszámból?

3. FORMALEVÁLASZTÓK ALKALMAZÁSA

A szerszám felületét nagyon gondosan meg kell tisztítani, hogy az esetleges korábbi formaleválasztó maradványok ne akadályozzák meg az új anyag tapadását a szerszám felületéhez. Ha szükséges, akkor pórustömítőt kell alkalmazni, esetenként 3-5 rétegben. Ez elsősorban fa vagy műanyaghab alapanyagú szerszámok alkalmazása esetén különösen fontos. Ezzel elérhető, hogy a termék felszíne sima legyen, és ne jöhessen létre fizikai

tapadás a gél és a szerszám között. A gyártó által javasolt rétegszámban, az előírt várakozási időket betartva, fel kell hordani a formaleválasztót. A nagy nyíró feszültségnek kitett helyeken célszerű a rétegszám növelése. Az utolsó réteg felhordása után hosszabb várakozási időt, vagy hőkezélést szoktak előírni a gyártók. Ezt zömében csak akkor teszik, ha fémből készült negatív sablonban dolgoztunk. Ha az előírásokat gondosan betartjuk, akkor nagyon sok készterméket vehetünk ki a szerszámból, anélkül, hogy újabb felület-előkészítést kellene végeznünk. A formaleválasztó réteg felújítása akkor válik szükségessé, ha a termék kivétele érezhetően nehezebbé válik. Ilyenkor elég egy újabb réteg felhordása, amelyet ugyanúgy kell kezelni, mint a korábbi utolsó réteget.

4. TANÁCSAIM

Megjegyzendő, hogy a formaleválasztók ára a gyártás alapanyagaihoz viszonyítva nem túl magas. **Sorozatgyártásnál** (100 darabnál nagyobb mennyiségek esetén) érdemes a **többszöri leválasztást biztosító korszerű terméket** választani, mert az egy termék előállításához szükséges munkaidőt jelentősen csökkenti, mivel a szerszám tisztítása könnyebbé válik és csak nagyon ritkán kell a formaleválasztó bevonatot felújítani. Ennek következtében a drágább formaleválasztó alkalmazása jelentősen csökkentheti az egyéb költségeket. Nem gazdaságos viszont a drága szerek alkalmazása akkor, **ha csak egy vagy két terméket kell kivenni a szerszámból**, vagy a szerszám tulajdonságai miatt a leválasztó bevonat minden kivételnél megrongálódik. Ilyenkor a **viaszok alkalmazása** lehet a legjobb ár/érték arányú megoldás.

5. FELHASZNÁLT IRODALOM

1. http://www.alvinplast.hu/index.php?option=com_content&view=article&id=825&Itemid=191
2. Michael C. Y. Niu: Airframe Structural Design Lockheed Aeronautical Systems, Company Burbank, California USA 1990. ISBN No. 962-7128-04-X
3. S. R. Reid and G. Zhou: Impact Behavior of Fibre-Reinforced Composite Materials and Structures Cambridge, England 2000. ISBN 1 85573 423 0
4. Serge Aberte: Impact on Composite Structures, Cambridge England 1998. ISBN 0-521-47389-0
5. G. Lubin: Handbook of Composites Reinhold in New York 2002.
6. Czvikovszky-Nagy-Gaál: A polimertechnika alapjai, Műegyetemi Kiadó Budapest, 2000.

A tömegközlekedés akadálymentesítésének lehetőségei terméktervező szemmel

Design Potentials for Public Transport Accessibility

Farkas Zita PhD hallgató, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem

ABSTRACT

It is essential that design thinking should be used when public transport accessibility is at stake. Disabled public transport is a necessity, and it has to be structured, forward thinking process with guidelines and thorough investigation. Lightweight structures, harmless materials combined with mechanical performance and ergonomics are the basics of design.

It is necessary to take the various disability problems into account, study the interactions, and design for those in regard to anthropometrics, comfort, safety and the always dynamic and diverse mobility needs and innovative technologies. Key to success is collaboration and the affinity of engineers and rehabilitation designers.

BEVEZETÉS

A közösségi közlekedéshez, főképp a vasúti közlekedéshez való kapcsolódásom egész fiatalon kezdődött, ugyanis sokat utaztunk vonaton az országban. Elég korán szembesültem az utazási elvárásokkal és problémákkal mind vonaton, buszon és egyéb közlekedési eszközön.

Érdeklődésem a terméktervezés és az ergonómia felé vezetett és ma még inkább fontosnak tartom a megtapasztalt problémákra való reagálást, a megoldáskeresést. Nemrég volt egy komoly bokasérülésem, ami megerősített abban, hogy az akadálymentesítés nagymértékű fejlesztésére van szükség.

Diplomamunkám egy multimédiás kezelői felület ergonómiai és formai tervezése volt [1], majd a diploma megszerzése után elkezdtem a rehabilitációs szakmérnöki képzést a BME-n, emellett az FSZK Képzők képzése programjában veszek részt [2].

Idén szeptembertől a tömegközlekedés akadálymentesítésének témakörében a Pattantyús-Ábrahám Géza Gépészeti

tudományok doktori iskoláját kezdtem el a BME Gép- és Terméktervezés tanszéken.

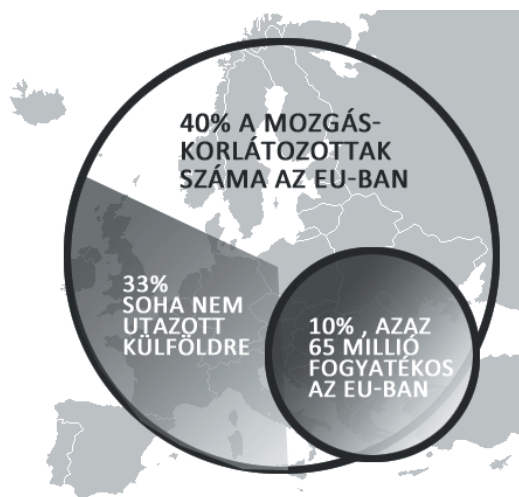
FOGYATÉKOSSÁG ÉS KÖZLEKEDÉS

A XVIII. században különböző intézmények alakultak a mozgáskorlátozott és érzékszervi problémával küzdők számára, a háborúk következményeként pedig a veteránok és sérültek nagy száma járult hozzá az akadályoztatottság problémájának igazi felismeréséhez. Noha korábban a mozgásszervi fogyatékkal élők nem mozoghattak, hacsak a család nem segítette őket, már 1798-ban megszületett az első háborús veterán törvény az USA-ban, amely segítette a rászorulókat. A fogyatékoság más szintjeit is fejleszteni igyekeztek, és a XIX. század elején megkezdődik a siketnémák oktatása és a Braille írás kifejlesztése. A későbbiekben a világháborús és egyéb háborús veteránok ellátása és munkába való visszaállítása során derült fény a problémák súlyosságára és a 60-as években elindul az első mozgáskorlátozottsággal és emberi jogokkal kapcsolatos szabványok beiktatása. Ezzel párhuzamosan megalakulnak a mozgáskorlátozottakat gyűjtő szövetségek, szervezetek és elkezdnek küzdeni a jogaikért [3]. Magyarországon a fogyatékos személyek jogairól és esélyegyenlőségük biztosításáról az 1998. évi XXVI. törvény, valamint az Országos Fogyatékosügyi Program rendelkezik. [4]

A XIX. században megjelentek itthon az első omnibuszok, majd a villamosok is. A budapesti kisközpontot 1896-ban a világkiállításra adták át és idővel megjelentek az újabb közlekedési eszközök.

A közlekedési vállalatok a 90-es évektől kezdődően intézkedéseket tettek a fogyatékkal élők közlekedésének fejlesztésére, azonban az utóbbi években egyre lassult ez a folyamat. A buszipar fejlesztései [5], alacsonypadlós (térdeplő) buszok, és trolik, lehajtható rámpák,

vagy a Combino lassú lépések a városi közlekedésben és a ritka járatsűrűség is gond. A vasúti közlekedés esetében a Flirt és a RailJet már komolyabb előrelépést jelentenek. Itt is van lehetőség a fejlesztésre és a strukturált kialakításra.



1. ábra Mozgáskorlátozottak az EU-ban

Európában a lakosság 40%-a mozgáskorlátozott [6] az EUStat Report (2001) szerint és 1/3-uk soha nem járt külföldön, vagy 1 napnál hosszabb vakáción a közlekedési lehetőségek korlátai miatt. (1. ábra)

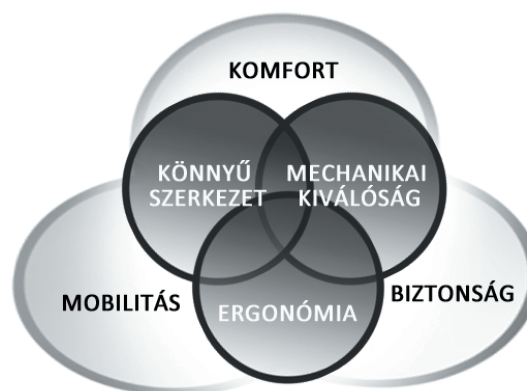
Anyaghasználat szempontjából a könnyűszerkezet és a biztonság az alapvető kívánalom. A jó megfogási felületek és a kényelem csak ezután jön. A halogén mentes, tűzálló PA/GFR fröccsöntött üléskeretek, és szintén halogén mentes habok és huzat textíliák alkalmazása szükséges. Baleset esetén ugyanis a mérgező gázok azok, amelyek a legtöbb problémát okozhatják.

A közlekedésben jelen van egy nagy mértékű információhiány, annak ellenére, hogy fokozottan információ-intenzív, dinamikus feladatokhoz illeszkedő ágazatként kellene megjelenie. A közlekedési információs rendszer elégtelensége komoly zavarokat okoz a közlekedésben. Példa: A Budapesti Margit híd felújítása kapcsán rengeteget küszködnek az ép utasok is, azonban a speciális utasok szinte lehetetlen feladattal állnak szemben. Az ideiglenes megállók megközelítése, az alacsony padlós buszok közel félóránként való közlekedése, illetve a nagy tömeg a járatok ritka volta miatt fokozott esélyegyenlőtlen-séghez vezet.

Komplex megközelítésre van szükség. A terméktervezői, gépészmérnöki. Közlekedés-mérnöki, forgalomirányítói, ergonómiai, formatervezői, informatikai, anyagtudományi, építőmérnöki és rehabilitációs szakmérnöki kollaboráció eredményeként lehet csak továbblépni.

Ehhez oktatás szükséges, a tudásátadás nem elegendő, a konkrét gyakorlati megközelítés ajánlott és itt jelenik meg az alkalmazott ergonómia és a terméktervezői gondolkodás kapcsolata, a felhasználói megfigyelés és igényfelmérés áll párhuzamban a tervezéssel.

A járművek esetében kiemelkedően fontos a modularitás lehetősége, amely magában kell foglalja az alap ergonómiai követelményeket, az antropometriától [7] a komfort és biztonsági kívánalmakon át a mobilitásig. (2. ábra)



2. ábra Tervezési feladatok

A mozgáskorlátozottság mellett fokozottan jelennek meg egyéb rendellenességek vagy funkciózavarok, problémák. Amennyiben központi idegrendszeri eredetű a mozgáskorlátozottság, akkor lehetséges enyhébbektől komolyabbakig, pl. amputáció, bénulás illetve figyelemzavar, nagyothallás, siketség, beszédhiba, látásprobléma, fáradékonyság vagy pszichés zavar.

Elengedhetetlen a közterületi rehabilitáció végrehajtása és az építet környezet szabályrendszerének megfelelő magasított megállók, peronok, állomások, pályaudvarok kialakítása, pénztárak megközelíthetősége, a lépcsők mellé mozgólépcsők és liftek kihelyezése a föld alatti megállók esetén a jobb megközelíthetőség, az akadálymentesítés okán.

Folyamatos visszacsatolás és eszközrendszer fejlesztés szükséges.

PÉLDA AKADÁLYMENTES TERVEZÉSRE

A beszéd felismerés és beszéd szintetizálás fejlődését kihasználva a jövőben olyan támogató technológiai megoldásokat kell találni, amelyek kellő odafigyeléssel és fejlesztéssel elősegítik a könnyedebb utazást az utazástervezéstől a járművön való utazáson át az úticélig, itt kiemelkedően fontos a felhasználói felület ergonómiai és formai kialakítása és a kapcsolódó szoftveres felület. A siketek, beszédproblémával küzdők, gyengénlátók vagy vakok ugyanis csatoltan mozgáskorlátozottak a közösségi közlekedésben, hiszen sokszor nem tudnak megfelelő kapcsolatot létesíteni ahhoz, hogy A pontból B-be eljussanak egy, vagy több adott járművel. Az utazást segítő rendszer és egyúttal a rendelkezésre álló eszközök épek, kihívással küzdők és fogyatékkal élők által is használhatóak kell hogy legyenek, azaz a DfA (Design for All) szemléletnek megfelelően. A járműre való felszállást követően a járművön belüli belső tér kommunikációs lehetőségeit kell fejleszteni. A térkialakítással és az elhelyezett okos eszközökkel, szenzorokkal olyan virtuális felület alakítható ki, amely a formai és kapaszkodási, kényelmi jellemzők mellett a helyzetjelző, biztonsági és alapvető kommunikációs módokat, lehetőségeket és információcserét képviseli.

Gyengénlátók esetén kiemelkedően fontos a térérzék és tájékozódó képesség. Olyan járművek kellene amelyek Braille felirattal rendelkeznek, könnyű támpont felismerést adnak, könnyen kikerülhető akadályokkal, önálló közlekedést lehetővé téve, akár a leszállásjelző is lehet Braille jellel, vezetőszávon a megállóban.

Ehhez kapcsolódóan mind a szoftveres megjelenítés mind a formatervezés, a felhasználói interfészek grafikája, a szoftverek és kezelőelemek ergonómiája és a design együttese és összehangolása kiemelten fontos. Mindezek a tradíciók figyelembevételével összhangban, bekerülnek a tervezési folyamatba létrehozva a UX (angolul user experience) élményt, azaz a felhasználói élményt a fogyatékkal élők számára is, hogy egy élhetőbb közösségi közlekedésben vehessenek részt.

A különböző problémákkal rendelkező személyek, különböző problémákkal szembesülnek az utazás során, amelyeket az általunk javasolt rendszerrel jól lehetne

korrigálni: A siketek nem hallják, vagy nem értik a bementett szövegeket, pl. hogy milyen megálló következik. Jegyet nehezen tudnak venni, mert nem tudnak a pénztárossal kommunikálni, nincs megfelelő jelelési lehetőség, ha van segítő kutyájuk, nehézkesen tudják magukkal vinni a járműre. Többnyire nem beszélnek, hanem különböző módokon pl. jelnyelvvél, ujj abc, írás útján kommunikálnak és ha megfelelő a tájékoztatás és a nonverbális elemek, pl. irányítótáblák, menetrendek és piktogramok, akkor nincs nagy probléma. De van, amikor ezek nem megfelelőek, nem egyértelműek, rossz helyen vannak és nem tudni, hogy melyik közlekedési eszközzel, hogyan, hova jut el. Ha nem is siket viszont beszédkárosult az utazó, akkor a beszédét nem, vagy nehezen értik, nem tudnak kommunikálni, még ha hallanak is. Másrészt nem könnyű szájról olvasniuk, hiszen a járművön rossz fényviszonyok lehetnek, rázkódás van, stb. Nem vihetnek magukkal minden alkalommal kísérőt, jelnyelvi tolmácsot.

A vakok és gyengénlátók esetében pedig a tapintható nonverbális megoldások hiánya a folyamatos kísérő jelenléte a nagy probléma. Utazás közben kapaszkodni kell, hiszen nem tudni mikor fordul, vagy fékez a jármű.

Utazási terveket készíteni, vagy megkérdezni melyik villamos vagy busz éppen az, amelyekre át kell szállniuk, közlekedés közben rendkívül nehéz feladat. Ezért előre megtervezik az útvonalakat, megveszik előre a jegyet.

A közlekedési dolgozók érzékenyítése is hiányosságokkal bír. Különösen fontos megemlíteni a figyelmetlen sofőröket, vagy az értetlen pénztárosokat. Problémaként természetesen felmerülnek személyiségi jogi és adatvédelmi kérések is. Hiszen ha pl. terveink szerint képességek és korlátok szerint adott csoportokba oszthatóak a speciális utasok és pl. a BKV jegypénztárban ennek megfelelően veszik meg az RFID utazókártyát, akkor a kártyával a közlekedési útvonal minden állomásánál a megállóban járműveken tud majd kommunikálni, hiszen rendelkezésre állnak azok a támogató technológiák, amelyek akkor kapcsolnak be, pl. mikrofon, irányított hangszóró, kijelző, és akkor amikor szüksége van rá.

Nem csupán a külföldön már jól bevált RFID, hanem a 3D vonalkódok, pl. a QR kódok, datamatrixok és a nanotechnológiai

jelölések segítségével, ezek a kódolt információk megbízhatóságát garantálják. (3. ábra)



3. ábra QR dekóder és felolvasott információ

Az integrált rendszerben - a különböző járművek között és az eszközök között is kapcsolat van, egy szerverhálózathoz tudnak kapcsolódni wireless módon, ahonnan az információk lehívhatóak és az adatbázis, és az applikációk jelen vannak. Ezek fejlesztetők és bővíthetők és menet közben az utasok rendelkezésére állnak. Továbbá itt láthatóak a fontos rendszer elemek, amelynek meghatározó alapköve a hozzáférhetőség. (4. ábra)



4. ábra ICT a közösségi közlekedésben

Ahhoz, hogy a kommunikáció ténylegesen érdemi és hasznos legyen a szabványosított üzenettartalom mellett a szintaktikai szabályrendszert is be kell vezetni és rögzíteni. A kommunikáció közlekedésben használt alapelemei: Érthetőség: azaz a rendszer érti-e amit mondunk, amit jelelünk és fordítva mi értjük-e amit a rendszer közöl, úgy közli-e hogy gyengénlátó, vagy siket érzékelni, érteni tudja. Értelmezhetőség: tudja-e értelmezni a mondandó kontextusát és fordítva mi tudjuk-e értelmezni azt, amit az adott támogató eszköz közöl, vagy kibogozhatatlan adathalmazt ad.

Alap elvárások:

- Értsék meg, amit közölni kíván.

- Értelmezzék az üzenetet.
- Elemzés és következtetés - a rendszer értse meg mondandónk, kérésünk, kérdésünk lényegét és az adatbázisban találja meg a megoldást és közölje
- Átjárhatóság
- Fejlesztettség - járműtípusnak, geográfiai jellegzetességeknek megfelelően
- Nyerjék ki a beszédből/szövegből a lényegét
 - adatbázis fejlesztése, tudásbázis építése
- Fordítások más-más nyelvre
- Érdemi kommunikáció

Nagyon fontos a mentális és fizikai terhelés kérdése, hiszen az eszközt használó kéz másra nem használható, továbbá olyan intuitív és könnyen kezelhető kezelőfelület és formai kialakítás szükséges, hogy az ne vonja el a figyelmet a fontos dolgokról.

ÖSSZEFOGLALÁS

A megfelelő terméktervezői módszertanok alkalmazásával a formai, ergonómiai és a multimodális alkalmazások szükségesek ahhoz, hogy a tömegközlekedésben résztvevő fogyatékkal élők is önállóan, szabadon utazhassanak. Ilyen rendszerek segítségével egyfajta párbeszédbe foglalt tájékoztatás jöhetne létre. Amennyiben sikerül kialakítani egy megfelelő rendszert a közösségi közlekedés számára, a bemutatott elemekre építkezve, bízom benne, hogy az akadálymentes közösségi közlekedésre való tervezés egyfajta párbeszédet alkot a járművek és speciális utasaik [8] között is.

IRODALOM

- [1] Farkas Zita (2008): Szórakoztató elektronikai eszköz kezelőfelületének és formai kialakításának tervezése
- [2] Fogyatékos Személyek Esélyegyenlőségéért Közalapítvány, Link: www.fszk.hu
- [3] Mozgáskorlátozottak Egyesületeinek Országos Szövetsége, Link: www.meosz.hu
- [4] Szociális és Munkaügyi Minisztérium - Országos Fogyatékosügyi Program
- [5] Fodor Lóránt DLA (2002): A tömegközlekedési járművek fejlesztésének irányai
- [6] European Disability Forum (2010): Fact and Figures About Disability
- [7] Mischinger Gábor (2003): Ergonómia és antropometria, BME EPT
- [8] Dr. Szabó Gyula (szerk.) (2007). Tervezés speciális felhasználói rétegek számára, DSGI

FÉKHENGER-MEMBRÁN HŐMÉRSÉKLETFÜGGŐ ÁLLAPOTVIZSGÁLATA

TEMPERATURE DEPENDENT ANALYSIS OF A BRAKE CYLINDER MEMBRANE

Bócai Gábor, PhD hallgató, BME, Gép-és Terméktervezés Tanszék,
Váradi Károly, egyetemi tanár, BME, Gép-és Terméktervezés Tanszék,
Molnár László, egyetemi adjunktus, BME, Gép-és Terméktervezés Tanszék
Oroszvári László, fejlesztési vezető, Knorr-Bremse Hungaria Kft

ABSTRACT

The present paper shows experimental and numerical investigations of a rubber-cord composite membrane structure used in railway brake applications. The membrane transforms the air pressure growth to a linear movement under a wide temperature range. A complete procedure will be detailed for the mechanical characterization of the highly complicated composite structure built on simple tension measurements. Authors study the whole composite membrane structure using specimen level compression tests. Repeating the measurements in different temperatures it can be concluded that the whole membrane shows the same hardening with decreasing temperature like the reinforcement layer in the membrane. The membrane also will be analyzed using commercial FE software.

1. BEVEZETÉS

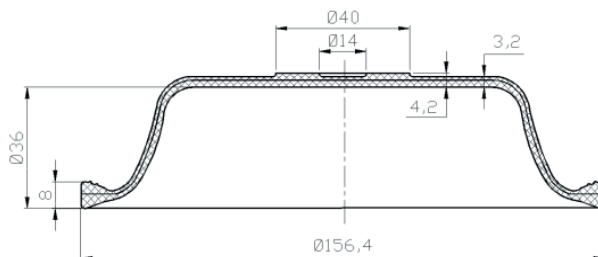
Vasúti és közúti járműveken alkalmazott fékhengerek egyik fontos eleme a szövetbetétes gumiból készült fékmembrán. A fékhengert a membrán mögé vezetett néhány bar nyomású levegő működteti, mely hatására a membrán néhány tíz mm-t mozdul el axiális irányban, miközben a maximális fékező erő –áttételen keresztül– a több tíz kN-os értékre is növekedhet. A fékezés befejezése után a membránt egy kúpos csavarrugó téríti vissza eredeti helyzetébe. Az elmondott működési elv alapja, hogy a gumi membrán kellően lágy viselkedést mutat ahhoz, hogy néhány bár nyomású levegő már jelentős alakváltozást idézzen elő rajta. A gumi anyagokra jellemző nagymértékű hőmérsékletfüggő viselkedés következtében azonban, alacsony hőmérsékleten a gumi membrán mechanikai viselkedése olyan nagy változáson mehet keresztül, mely már kritikusan képes csökkenteni az azonos nyomás mellett elérhető (membrán elmozdulásával összefüggő) fékerő nagyságát.

Jelen cikkben egy kutatási-fejlesztési munkában kidolgozott, szálerősített gumi szerkezet anyagi viselkedésének modellezésére alkalmas anyagtörvény húzókísérletekre alapozott meghatározási módját, a szükséges kísérletek eredményeit és a kiértékelés fázisait mutatjuk be szobahőmérsékleten és -60°C -on

egyaránt. Miután a fékhenger hőmérsékletfüggő viselkedése elsősorban az erősítő betéttel ellátott gumimembrán hőmérsékletfüggő tulajdonságaitól függ, ezért megvizsgáljuk a fékhenger membrán önálló, a beépítési környezettől független viselkedését.

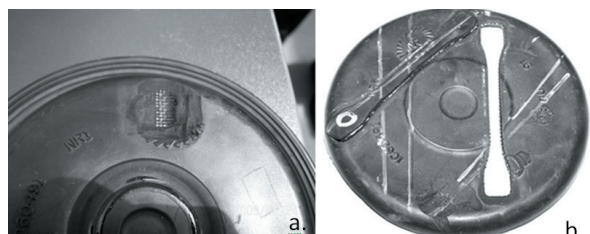
2. HÚZÓ VIZSGÁLAT

Az anyagtörvény felállításához szükséges egytengelyű húzóvizsgálatokat a BME Polimertechnika Tanszék laboratóriumában Zwick Z005 típusú szakítógépen végeztük a membránból kivágott szabványos próbatesteken. A szöveterősített gumi membrán keresztmetszetét és főbb méreteit az 1. ábra mutatja.



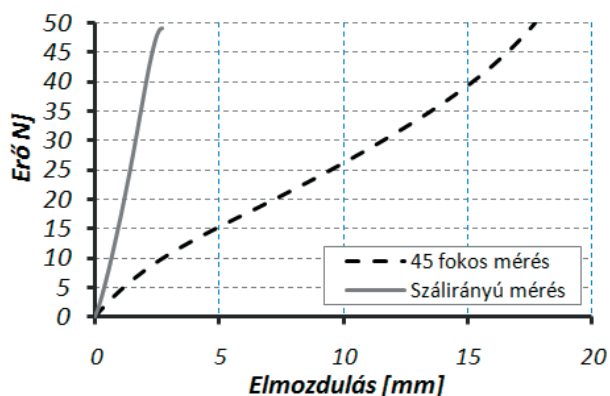
1. ábra. A fékmembrán kialakítása a főbb méretekkel

A szálerősített gumi szerkezet erősítő szövetének hatásvizsgálatára, szálirányú és hozzá képest 45° -os szögben elhelyezkedő próbatesteket vágunk ki. A kívánt irányú próbatest kivágásához a membrán gumi rétegét lecsiszoltuk (2a. ábra) és kijelöltük a kivágás szükséges irányát (2b. ábra).



2. ábra. Az erősítő szövet orientációjának feltárása (a), a szálirányban és arra 45° -os irányban kivágott próbatestek (b)

A szál- és a 45°-os irányban kivágott próbatetek vastagsága 3.57mm és 3.54mm, míg szélessége 4.99mm és 5.02mm volt. A vastagság szórása a próbatetek hossza mentén nem haladta meg az 5%-ot. A mérés során az L_0 bázishossz 56mm volt. Mindkét típusú próbatettel három-három húzó vizsgálatot végeztünk 100mm/perc-es vizsgálati sebesség mellett. A próbateteket kézi erővel fogtuk be a befogó pofák közé, így a befogásnál ébredő erő/nyomás érték nem meghatározott. A húzóvizsgálat során a próbateteket 50N-al terheltük.



3. ábra. Mért erő-elmozdulás görbék átlaga szálirányú és 45°-os próbatetek esetén

A szálirányú és 45°-os próbatetek mérési eredményeinek átlagát a 3. ábra szemlélteti. A 45°-os irányban kivágott próbatet lényegesen lágyabb viselkedést mutat, mint a szálirányban kivágott próbatet. Szálirányban az erősítő betét közvetlen húzása érvényesül, míg a 45°-os irányban kivágott próbatet esetén a textilbetét jellemző igénybevétele a nyírás. Az izotrop tulajdonságú gumi réteg a szövet elhelyezkedésétől függetlenül egyformán viselkedik az egyes próbatetek esetén. Mivel a szálerősített réteg a 45°-os próbatet esetén elsősorban nyírást szenved, karakterisztikájában a gumi jellege dominál. Ez a mért erő-elmozdulás görbén is megfigyelhető, ami a gumi anyagoknál megszokott inflexióval rendelkező, nemlineáris karakterisztikát mutat.

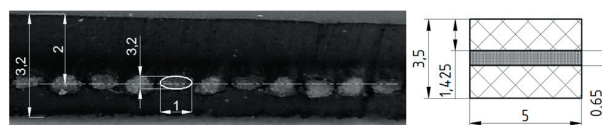
3. VIZSGÁLATOK KIÉRTÉKELÉSE

A húzóvizsgálat eredménye a kompozit szerkezet 3. ábrán látható erő-elmozdulás görbéje. Ezt a görbét szét kell bontani a kompozit szerkezet gumi és erősítő rétegére a megfelelő anyagi viselkedést leírni képes paraméterek kinyeréséhez. A rétegek közelítő geometriai jellemzőit a keresztmetszet felnagyított fényképén határoztuk meg (4a. ábra). A kompozit húzó próbatet keresztmetszetének helyettesítő modelljét a főbb méretekkel 4b. ábra mutatja.

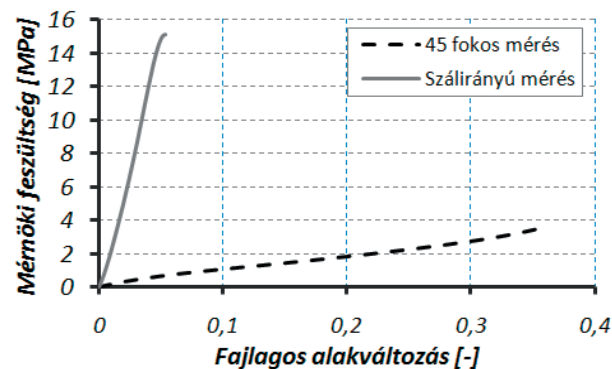
A membrán névleges vastagsága 3,2mm. Az erősítő szálak keresztmetszete jó közelítéssel ellipszisnek tekinthető, melyek nagytengelye 1mm, kis tengelye pedig 0,5mm. A kinagyított képen látható továbbá, hogy az erősítő réteg –a membrán rajzával (1. ábra)

ellentétben– a membrán középsíkjától, kb. 0,4mm-rel eltolódva helyezkedik el.

A 45°-os próbatet esetén a szálerősítő réteg nyírás igénybevétel szenved, így a feszültség-fajlagos alakváltozás görbét elsősorban a gumi mechanikai viselkedése határozza meg. Ezzel szemben a szálirányú próbatet esetén –jó közelítéssel– feltételezhető, hogy az igénybevétel az erősítőbetét veszi fel, így itt a feszültség-fajlagos alakváltozás görbét az erősítő réteg keresztmetszetével számítottuk. A meghatározott normál feszültség-fajlagos nyúlás kapcsolatokat az 5. ábra mutatja.



4. ábra. A szálerősített réteg keresztmetszetének kinagyított fényképe és helyettesítő modellje.



5. ábra. Számított feszültség-fajlagos nyúlás görbék és meredekségük szálirányú és 45°-os esetekben

A 45°-os próbatet esetén a gumi húzása mellett a kord szövet nyírása is jelen van, így az illeszthető 9,43MPa-os modulus érték a gumi és a kord szövet együtteséből áll elő. A továbbiakban a gumi rugalmassági modulusát megbecsülve, lecsökkentve vesszük figyelembe, értéke 5MPa.

A gumi rugalmassági modulusának ismeretében és a szálirányú mérés felhasználásával kiszámítható a szálerősített betét mechanikai viselkedését leíró jellemzők értéke. A meghatározás során a keverési képleteket alkalmazzuk. Számításaink szerint a laboratóriumi mérésekből meghatározható $F=50N$ terheléshez tartozó fajlagos nyúlás értéke $\epsilon = 0,0465$. Ezzel az erősítő szövetbetét szálirányú rugalmassági modulusa 309MPa.

A szálerősítő részt ortotrop réteggént vesszük figyelembe a VE számításokban, így a kiszámított rugalmassági modulus az ortotrop réteg síkjában elhelyezkedő két főirány rugalmassági modulusának tekinthető. A síkra merőleges 3. főirányban a rugalmassági modulus értéke a mérésekből nem határozható meg, de feltételezhető, hogy hatása elhanyagolható. A harmadik főirány rugalmassági modulusát (becslés szintjén) 35MPa-nak tekintjük a

továbbiakban. A mérésekből nem határozható meg az ortotróp réteg Poisson-tényezői és nyíró modulusának értéke sem, így ezeket a VE számítások segítségével végzett paramétervizsgálattal határoztuk meg, értékük az 1. táblázatban láthatók.

A meghatározott anyagmodellt jelen cikkben bemutatásra kerülő méréseken túl olyan VE számításokban is használjuk, amelyekben hatással bírhat a gumikra jellemző eltérő húzó és nyomó viselkedés. A meghatározott jellemző rugalmassági modulus helyett a legegyszerűbb hiperelasztikus (Neo-Hooke-féle) anyag törvény paraméterét használjuk. Az alkalmazott Neo-Hooke-féle anyag törvény alakváltozási energiasűrűségét definiáló konstans anyagparaméter értéke $c_{10}=0,8\text{MPa}$.

1. táblázat. A szálerősített gumi membrán rétegeinek anyagjellemzői

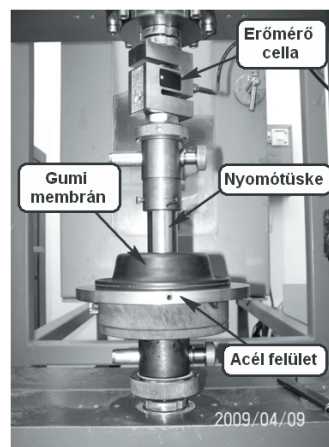
A gumi konstans anyagi paraméter. (c_{10})	0,8 MPa
A gumi réteg Poisson-tényezője (ν_{gumi})	~0,5
Az ortotróp réteg próbatest síkjába eső 1. és 2. főirányú modulusa (E_1, E_2)	309 MPa
Feltételezett jellemzők	
Az ortotróp réteg 3. főirányába eső rugalmassági modulus értéke (E_3)	35 MPa
Az ortotróp réteg Poisson-tényezői ($\nu_{12}, \nu_{23}, \nu_{13}$)	0,3
Az ortotróp réteg nyíró modulusai (G_{12}, G_{23}, G_{13})	2 MPa

4. ALACSONY HŐMÉRSÉKLETEKEN VÉGZETT VIZSGÁLATOK

A -60°C -on végzett húzóvizsgálatokat a Bay Zoltán Alkalmazott Kutatási Közalapítvány Logisztikai és Gyártástechnikai Intézetében, Miskolctapolcán végeztük. Két membránból a szobahőmérsékletű méréshez hasonlóan egy-egy szálirányú, és egy-egy 45° -os irányú próbatestet vágunk ki. A gumi próbatest teljes térfogatán való áthűlése érdekében fél órát vártunk miután a termoelem -60°C -t mutatott. A próbatesteket 50N erővel terheltük, miközben mértük az elmozdulást. A vizsgálati sebesség 100mm/perc volt. A mérésből származó erő-elmozdulás görbéket a 3. fejezetben leírtak szerint értékeltük ki. Az összetartozó erő-elmozdulás értékek átlaga a szálirányú próbatestek esetén az $F_0=50\text{N}$ -os terhelő erő esetén $f_0=0,55\text{mm}$, míg a 45° -os próbatestnél $f_{45}=0,89\text{mm}$. A kiértékelés alapján megállapítottuk, hogy -60°C -ra hűtve a gumi szobahőmérsékleti 5MPa-os rugalmassági modulusa 180MPa-ra növekedett, míg a szövetbetét helyettesítő modulusának értéke a szobahőmérsékleti 309MPa-ról 778MPa-ra változott.

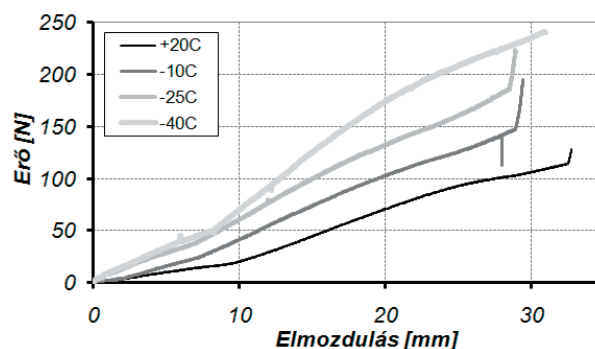
5. A MEMBRÁN NYOMÓ VIZSGÁLATA

A membrán viselkedésének tanulmányozására készített méréseket a BME Polimertechnika Tanszék laboratóriumában Zwick Z005 típusú szakítógépén végeztük. A mérési elrendezést az 6. ábra mutatja. A vizsgálandó membránt egy sík acéllapra fektettük és 35mm átmérőjű nyomótűskén keresztül nyomtuk, miközben mértük a membrán erre adott erő választást.



6. ábra. A fékmembrán vizsgálat mérési elrendezése

A membrán alatti levegő kivezetéséről az acéllapon lévő furatok gondoskodnak. A fékmembrán nyomóvizsgálatát két membrán felhasználásával $+20^\circ\text{C}$, -10°C , -25°C és -40°C hőmérsékleten is elvégeztük. A vizsgálatok erő-elmozdulás görbéit a 7. ábra mutatja.



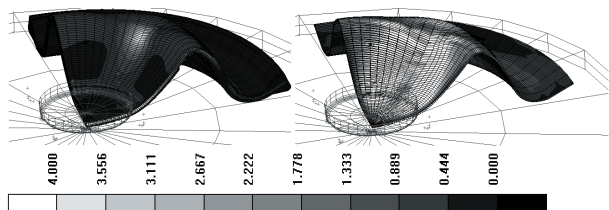
7. ábra. A nyomórúdra ható erő a rúd elmozdulása függvényében, különféle hőmérsékleteken

A hőmérséklet csökkenésével a gumimembrán merevebbé válik, de a vártak megfelelő nagyságrenddel merevebb viselkedést nem mutat. Ennek egyik oka lehet, hogy a gumianyag nem érte el még az üvegesedési hőmérsékletet vagy a viselkedést döntően meghatározó erősítő betét mellett a gumi üvegesedése nem ugrásfüggvény szerint jelentkezik.

6. NYOMÓ VIZSGÁLAT MODELLEZÉSE

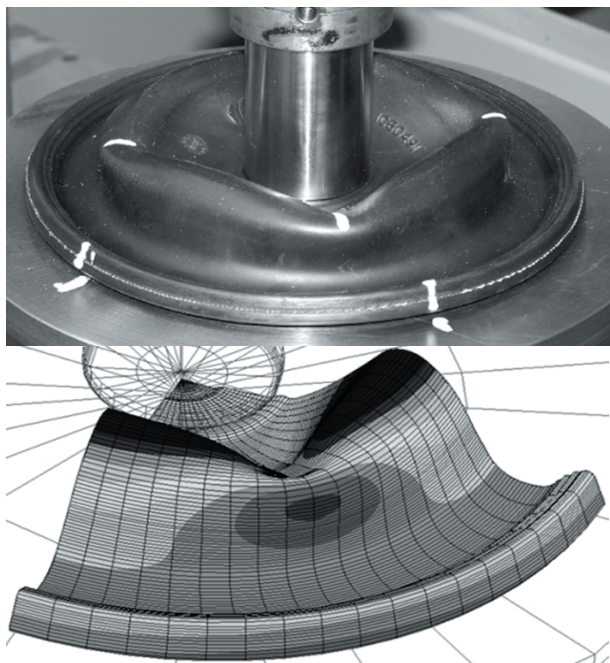
Miután a membrán gumirétegén belül elhelyezkedő erősítő szövet igénybevétele változik a membrán gyártása során (a gyártási pontatlanságokból kifolyólag az erősítő betét a húzott vagy nyomott zónán belül is elhelyezkedhet), a kompozit szerkezet eltérő húzó és nyomó viselkedést mutat, ezért egzakt módon nem írható le a membrán viselkedése, csupán jelenség szintű modellezése lehetséges. A membrán oldalfalán az erősítőbetét nyomó rugalmassági modulusát a gumi és erősítő betét modulusának átlagaként használjuk, mely értéke 172MPa. A membrán geometria szimmetriáját kihasználva negyed modellt alkalmaztunk a számításainkban. A membrán összenyomásának utolsó

fázisában az egyenértékű feszültség az 8. ábrán látható úgy, hogy a bal oldali ábra a teljes membrán szegmensét mutatja, a jobb oldali ábrán „lehámoztuk” az erősítő réteg alatt, illetve felett elhelyezkedő gumiréteget, így az erősítő rétegben ébredő feszültségek is tanulmányozhatóak.



8. ábra. Von Mises féle egyenértékű feszültség

A 9. ábrán a membrán deformált alakját valamint az összehasonlítása érdekében, a horpadt membrán egy fényképét közöljük. Jól látható hogy a mérés és számítás útján előállított deformált alakok rendkívül jó egyezést mutatnak.



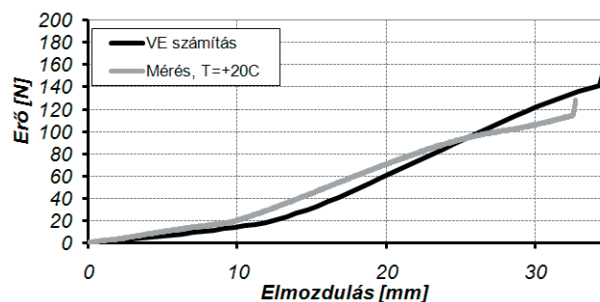
9. ábra. Radiális elmozdulás

A számítási és mérési eredményeket a nyomórúd elmozdulásának függvényében a 10. ábrán hasonlítottuk össze.

6. ÖSSZEFOGLALÁS

Jelen cikkben bemutatásra került egy kutatás-fejlesztés munka keretében készült kísérleti és numerikus vizsgálat, mely a vasúti járművek fékhengerében alkalmazott membránok viselkedésének próbatest szintű feltárására készült. Az elvégzett kutatás arra a kérdésre kereste a választ, hogy a szobahőmérsékleten kifogástalanul működő fékhenger hogyan viselkedik hideg körülmények között.

Jelen cikkben bemutatásra került összetett kompozit szerkezetekre jellemző mechanikai viselkedés numerikus kézben tarthatósága került vizsgálat alá.



10. ábra. Mérési és a számítási eredmények

A kellő irányokban kivágott és előkészített próbatesteken húzó vizsgálatokat készítettünk. Ezt követően olyan kiértékelési módszert dolgoztuk ki, mely segítségével a húzóvizsgálatok feszültség-alakváltozás kapcsolatából közelítőleg megadhatók a kompozit szerkezetet helyettesítő numerikus modell lényeges anyagjellemzői. A kiértékelést a szobahőmérsékleten és -60°C -on is megismételtük. A mérések kiértékelését követően megállapítottuk, hogy míg a szövetbetét modulusa a hőmérsékletváltozás hatására megduplázódik, addig a gumi modulusa közelítőleg 36-szorosára növekszik.

Miután a fékhenger hőmérsékletfüggő viselkedése elsősorban az erősítő betétes gumimembrán hőmérsékletfüggő tulajdonságaitól függ, a szerkezetből kiemelt fékhenger-membrán vizsgálatával a cél az erősítő betét ortotrop viselkedésének feltárása. A numerikus modellezést nehezítette a nagymértékű geometriai nemlinearitás jelenléte. A cikkben bemutattuk, hogy a membrán szobahőmérsékleten numerikusan jól modellezhető. A fejezetben alacsony hőmérsékletű membrán mérésével is foglalkoztunk. A -40°C -on végzett mérések azt mutatják, hogy a membrán merevsége a szobahőmérsékleti érték közel kétszeresére növekszik.

7. IRODALOM

- [1] Muttnyánszky Á.: Szilárdságtan, Műszaki Könyvkiadó. Budapest. 1981.
- [2] Robert M. Jones: Mechanics of Composite Materials, CRC Press, ISBN: 156032712X
- [3] MSC.MARC Volume A: Theory of User Information, Version 2007

CONTENTS

1. <i>Bachrathy D.; Stépan G.:</i> Computation of the appropriate axial immersions for helical mills based on frequency response functions 3	16. <i>Molnár L.; Váradi K.; Bódai G.; Zwierczyk P.; Oroszvály L.:</i> Simplified modelling for needle roller bearings to analyse engineering structures by fem 55
2. <i>Barányi I.; Kalácska G.; Czifra Á.:</i> Fractal dimension of surface microtopographies 7	17. <i>Nagy J.; Kátai L.; Fülöp I.; Nagy I.; Kajtár P.:</i> Machine Development for Miscanthus growing 59
3. <i>Bihari Z.; Szente J.:</i> Roller freewheels with constant pressure angle 11	18. <i>Németh G.; Péter J.:</i> Extension of transmission ratio range of flexible epicyclic drives I. 63
4. <i>Bozzay M.; Horák P.:</i> Application of reverse engineering method for modelling of worm gear drive 14	19. <i>Orbán F.:</i> Analysis of static and dynamic behaviour of sandwich beam 65
5. <i>Bölkény I.:</i> Reconstruction and further development of a high pressure generator 18	20. <i>Oroszlány Á.:</i> Development of special screws for medical application 67
6. <i>Brezvai G.; Krisch, R.:</i> Simulation of the plastic deformation process for manufacturing the toothing in flat wheel strain wave gearing 21	21. <i>Péter J.:</i> Definitions of design 71
7. <i>Gulan L.; Bukoveczky J.:</i> Aspect of financial efficiency of modular design of mobile working machines 24	22. <i>Péter J.; Németh G.:</i> Flexible body mechanisms 77
8. <i>Cserépi M. Zs.; Péter J.:</i> Hajtóművek csoportosítási lehetőségei 28 Grouping opportunities of drives 28	23. <i>Piros A.; Bercsey T.:</i> Comparison of the fuzzy evaluation methods in selecting mechanical components 83
9. <i>Dániel B.:</i> Extending Robotino's abilities with LABVIEW 32	24. <i>Ronyecz P.:</i> Manufacturing centric designer thinking, challenges in modelling 87
10. <i>Döbröczöni Á., Kovács J.:</i> XXVIth seminar of machine and product design gives last honours to dr. Kálmán András 38	25. <i>Simonovics J.; Váradi K.; Bodzay T.:</i> Examination of the pelvic fracture fixation techniques 90
11. <i>Erdélyi J., Lukács J.:</i> Investigation of the asynchronous alternating current hydraulic (A-ACH) drive 39	26. <i>Szabó A.:</i> Eco Materials in Packaging Design 94
12. <i>Hegedűs J.:</i> A professional synthesis – the seminars influence on local product design 42	27. <i>Szabó Gy.; Mischinger G.; Moharos I.; Mochnács M.:</i> Assessment and reduction of musculoskeletal risks in machinery design 98
13. <i>Kátai L.; Szabó I.:</i> Effects of drive installation on V-belt temperature conditions 44	28. <i>Szűcs R.; Kamondi L.:</i> An introduction to the influence of gear geometry on dynamic analysis 102
14. <i>Kozma M.; Molnár L.; Váradi K.; Oroszvály L.:</i> Wrap spring clutch 48	29. <i>Urbán I.:</i> The preparation of filament-strengthened resin products-shape separation 105
15. <i>Magyar B.; Horák P.; Sauer B.; Fábrián Cs.:</i> Experimental analysis of tooth friction coefficient of k type worm gear drive 51	30. <i>Farkas Z.:</i> Design Potentials for Public Transport Accessibility 107
	31. <i>Bódai G., Váradi K., Molnár L., Oroszvály L.:</i> Temperature dependent analysis of a brake cylinder membrane 111

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

Dr. Kálmán András
General Editor

Dr. Péter József
Dr. Szabó Szilárd
Deputy

Dr. Barkóczy 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
Dr. Jármái Károly
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

Cooperation in the editing:
Dr. Péter József

Dear Reader,

In the past two decades the Hungarian industry and economy existed in the continuous way searching – way out searching – and they are existing in they same situation now. The structure of industry has transformed and although previously several Hungarian participants were present in the international market with historical importance, until now the Hungarian industrial activity is increasingly getting integrated into the industrial cooperation encircling the Earth globe.

Number of earlier factories closed down, their successor-factories are struggling for renewal between troublesome circumstances, while new factories were settled down on Transdanubia and in Kecskemét, Nyíregyháza and Miskolc. Products of these factories – vehicles and their parts, elements for railway carriages, housekeeping machines – are made for the world again.

It means great problem for the engineering industry because both technical training and medium and high level technical education are struggling with educational difficulties, whose primary reason is the superficial interest of the young people in the technical and natural sciences.

In accordance with the statistics of the university entrance examinations the number of students who would choose the engineering profession from vocation and/or inner interest is still insufficient, although their job possibilities would be much better than the average. For this reason it is extremely important all forums where the technological – more closely engineering and product developing – results can be published for the wide public. Series of Machine and Product Design conferences as well as the monthly journal GÉP are forums, where both the professional and interesting public can be acquainted with the new results, in addition designers, creators and teachers can meet each other.

The personal meetings are more and more important. According to the sense of many of us, due to the decrease of interest in engineering ‘a generation is missing’ that is the number of ‘the forties and the fifties’ is lower than earlier. On the other hand it is enjoyable that the young engineers of the new factories but especially the young researchers participating in doctoral education – ‘the thirties’ – publish their papers more and more frequently in the numbers of GÉP, among others in the frame of the reports of doctoral schools.

We hope that the XXVIth Conference of Machine and Product Design will be the place of fruitful meeting of generations and successful forum of new results.

Prof. Dr. Ádám Döbröczöni

Managing Editor: Dr. Kálmán András. Editor's address: 3529 Miskolc, Budai József u. 46.
Postage-address: 3501. Pf. 55. Phone/fax: (46) 325-504, 20/9358-812. E-mail: kaests@axelero.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
<http://members.chello.hu/cokom>

Responsible Publishere: Dr. Igaz Jenő Managing Director

Printed by Gazdász Nyomda Kft. 3534 Miskolc, Szervezet u. 67. Managing Director: Vesza József
Price per month: 900 Ft; Subscriptions 2.700 Ft per a quarter, 5.400 Ft per an half a year, 10.800 Ft per year.
Distribution in foreign countries by Kultúra Könyv és Hírlap Kúlereskedelmi Vállalat H-1389
Budapest, Pf. 149. and Magyar Média H-1392 Budapest, Pf. 272.

INDEX: 25 343 ISSN 0016-8572

All articles are peer reviewed.