

MŰSZAKI SZEMLE

60. szám, 2013.

Szerkesztőbizottság elnöke / President of Editing Committee

Dr. Köllő Gábor

Szerkesztőbizottság tagjai / Editing Committee

Dr. Balázs L. György – HU,
Dr. Biró Károly Ágoston – RO,
Dr. Csibi Vencel-József – RO,
Dr. Fedák László – UA,
Dr. Karácsony János – RO,
Dr. Kása Zoltán – RO,
Dr. Kászonyi Gábor – HU,
Dr. Majdik Kornélia – RO,
Dr. Nagy László – RO,
Dr. Péics Hajnalka – RS
Dr. Puskás Ferenc – RO,
Dr. Szalay György – SK,
Dr. Turchany Guy – CH,
Dr. Sebestyén-Pál György – RO

Kiadja / Editor

Erdélyi Magyar Műszaki
Tudományos Társaság – EMT
Societatea Maghiară Tehnico-Științifică
din Transilvania
Ungarische Technisch-Wissenschaftliche
Gesellschaft in Siebenbürgen
Hungarian Technical Scientific Society
of Transylvania

Felelős kiadó / Managing Editor

Dr. Köllő Gábor

A szerkesztőség címe / Address

Romania
400604 Cluj, Kolozsvár
B-dul 21. Decembrie 1989., nr. 116.
Tel/fax: 40-264-590825, 594042
Levélcím: RO – 400750 Cluj, C.P. 1-140.

Nyomda / Printing

Incitato Kft.

ISSN 1454-0746

www.emt.ro

emt@emt.ro

Content – Tartalomjegyzék – Cuprins

Nagyteljesítményű szalmabála tüzelésű kazánok konstrukciós vizsgálata Constructional Analysis of Heavy-duty Boiler Fed by Straw Bales Analiza constructivă a cazanelor cu paie	
BÍRÓ István, SOLTICZKY József, VARNYÚ Ferenc, VÉHA Antal	3
Két szabadságfokú, rugalmaskötésű robot Two-dof Robot with Flexure Hinges Robot cu două grade de libertate cu cuple flexibile	
LATES Daniel, NOVEANU Simona, ZAH Mihai	7
A forgácsolósebesség eloszlása hántolótárcsás fogaskerék-hántolás esetében About the Distribution of the Cutting Velocity in Case of Gear Shaving Using Disk-type Shaver Repartiția vitezei de așchiere în cazul șeveruirii	
MÁTÉ Márton, HOLLANDA Dénes	14
Reverzibilis, körprofilú, forgódugattyús pneumatikus gép Reversible Pneumatic Rotary machines with circular profiles Mașină pneumatică reversibilă cu piston rotativ și profiluri circulare	
Adrian Ioan OLARU, Ioan Tiberiu OLARU, Lia OLARU, Rodica POP, Iosif Vencel CSIBI	23
Fogászati implantátumok kémiai maratása Chemical Etching of Dental Implants Reaizarea implanturilor dentare prin gravură chimică	
PAMMER Dávid, SCHINDLER Árpád, BOGNÁR Eszter	29
Négyütemű belsőégésű motorok töltetcserejét befolyásoló tényezők vizsgálata Investigation of Charge Exchange in Four-stroke Inner Combustion Engines Studiul factorilor de schimbare a gazelor la motoarele în patru timpi	
TOLLÁR Sándor	33
Termoelektromos bizmuttellurid alapú ötvözetek egykristályainak előállítására és neutrondifrakciós vizsgálata Production of Single Crystal Thermoelectric Bismuth Telluride Alloys and their Examination by Neutron Diffraction Realizarea termoelectrică a monocristalelor din aliaje de bismut tellurial și examinarea lor prin difracție de neutroni	
VALLASEK István, KÁLI György, VERES Zsolt, ROÓSZ András, SZŐKE János, SZIROVICZA Péter	39

A kiadvány megjelenését támogatta:
Bethlen Gábor Alapkezelő Zrt. – Budapest



Nagyteljesítményű szalmabála tüzelésű kazánok konstrukciós vizsgálata

Constructional Analysis of Heavy-duty Boiler Fed by Straw Bales

Analiza constructivă a cazanelor cu paie

Dr. BÍRÓ István PhD, SOLTICZKY József, VARNYÚ Ferenc, Prof. Dr. VÉHA Antal CSc.

Szegedi Tudományegyetem, Mérnöki Kar
H-6724 Szeged, Mars tér 7, Magyarország
e-mail: biro-i@mk.u-szeged.hu, jsolticzky@t-online.hu,
varnyuf@mk.u-szeged.hu, vеха@mk.u-szeged.hu,

ABSTRACT

The Technical Institute of Faculty of Engineering of Szeged University received task to make a stress and construction analysis of a heavy-duty boilers fed by straw bales. Its documentation for manufacturing was purchased as a license from abroad. Main features of the construction and load of boilers are the followings: its material: welding constructional steel; large sized constructions; cornered shape combustion and water chamber put into each other; the combustion and water chamber are covered by plate steel; their stiffness are given by weld beams outside; test pressure: 1 bar.

Solid Edge finite element method was used by authors to solve the problem. Regarding to the complexity of the construction the walls of the water chamber were analyzed separately. Results obtained by using the program were checked by different model investigations.

ABSTRACT

Az Altherm Kft. azzal bízta meg a Szegedi Tudományegyetem Mérnöki Karának Műszaki Intézetét, hogy a külföldi licenc megvásárlása alapján gyártott szalmatüzelésű kazánjait vizsgálja felül konstrukciós és szilárdságtani szempontból. A kazánok szerkezetének és terhelésének fő jellemzői a következők: anyaga: hegeszthető általános szerkezeti acél; nagy befoglaló méretek; síklapokkal határolt, egymásba helyezett tüztér és víztér; a tüztér és víztér sík lemezek fedik, melyek merevségét kívülre hegesztett tartók biztosítják; próbanyomás: 1 bar. A szerzők a feladat megoldásához a Solid Edge végeleemes szoftverét használták. A szerkezet bonyolultságára tekintettel a kazán víztérének oldalfalait külön vizsgálták. A program által kapott eredményeket különféle modellszámítások segítségével ellenőrizték.

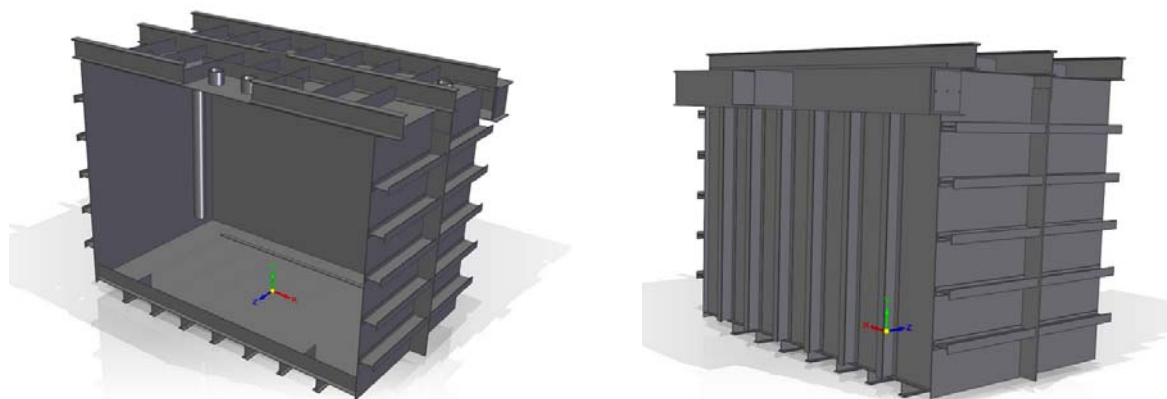
ÖSSZEFOGLALÁS

Összességében megállapítható, hogy a kazán víztere a tesztnyomás okozta terhelésnek biztonsággal ellenáll. A biztonság jelentős részben annak köszönhető, hogy az üzemi nyomás a tesztnyomás 30-40 %-a. Az alkalmazott lemez falvastagsága, anyaga, továbbá a merevítő rudak keresztmetszete, anyaga és elrendezése megfelelő. Megtartva a jelenlegi konstrukciót, érdemi súlycsökkentés nem érhető el.

Kulcsszavak: konstrukciós vizsgálat, végeleemes módszer, súlycsökkentés, merevség, nyomott síklapú terek

1. BEVEZETÉS

A feladat tehát a szalmatüzelésű kazán konstrukciós és szilárdságtani felülvizsgálata, különös tekintettel az ún. víztér és tüztér túl-, illetve alulméretezésére. Más szavakkal: érhető-e el számottevő anyagmegtakarítás a kazán konstrukcióján. A konstrukció az elemzés kezdetekor egyes helyeken túlméretezettnek, máshol alulméretezettnek látszott. A víztér szerkezeti vázlata elöl és hátul nézetben az 1. ábrán látható, a méretek a 2. és a 3. ábrán jelennek meg.

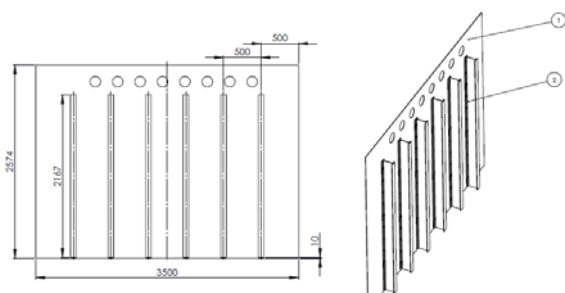


1. ábra

A víztér szerkezeti vázlata elől- és hátulnézetben

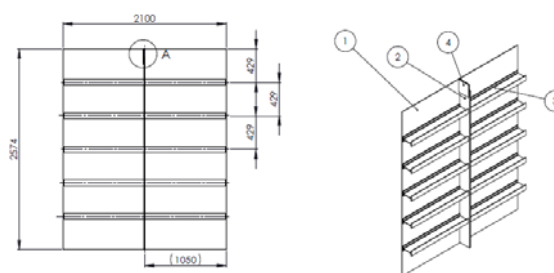
A szilárdsági vizsgálat elsősorban a víztérre irányult, mivel a tüztér lemezének vastagsága jóval nagyobb köszönhetően a hőterhelésnek, továbbá merevítése hasonló. Olyan konstrukciót kívántunk adni a víztérnek, amely még éppen megfelel az 1 bar nagyságú próbanyomás okozta terhelésnek.

Ebből a szempontból a víztér hátsó és oldalsó fala a kritikus (méretek, ábrák). A megbízó jelezte, hogy a függőleges élek mentén repedéseket észleltek, mely problémákat helyi erősítésekkel szüntették meg.



2. ábra

A víztér hátulja



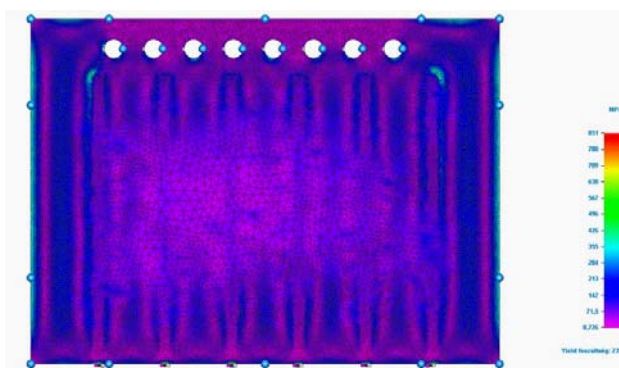
3. ábra

A víztér bal oldalfala

A feladat megoldásához a Solid Edge végeselemes szoftverét használtuk. A program széles körben alkalmazott hasonló problémák megoldásához, azonban a program fejlesztői szerint fontos, hogy „az elvégzett szimuláció eredményei gyakorlati tapasztalattal, illetve tesztek eredményeivel összevetve kerüljenek elemzésre”.

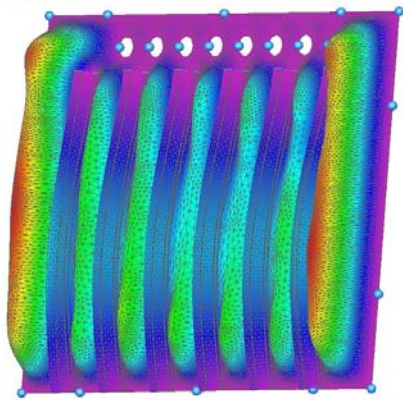
2. A VÍZTÉR FŐ ELEMEINEK VIZSGÁLATA

A víztér fő elemeinek vizsgálata az elől nyitott elem (1. ábra) öt lapjának szilárdsági ellenőrzésére terjedt ki. Ezek közül a hátsó és az oldalfalak vizsgálati eredményeit mutatjuk be, mivel ezek a konstrukció kritikus elemei (4-6. ábra).

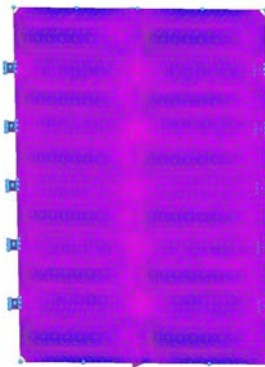
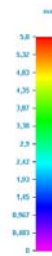


4. ábra

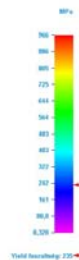
*Felszíni feszültségek a víztér hátulján
(élek halványkék sávja,
továbbá feszültséggyűjtő sarkok)*



5. ábra
*Alakváltozások mértéke
 a víztér hátulján erősen
 nagyítva térbeli ábrázolásban*



6. ábra
*Felszíni feszültségek
 a víztér bal oldalfalán*

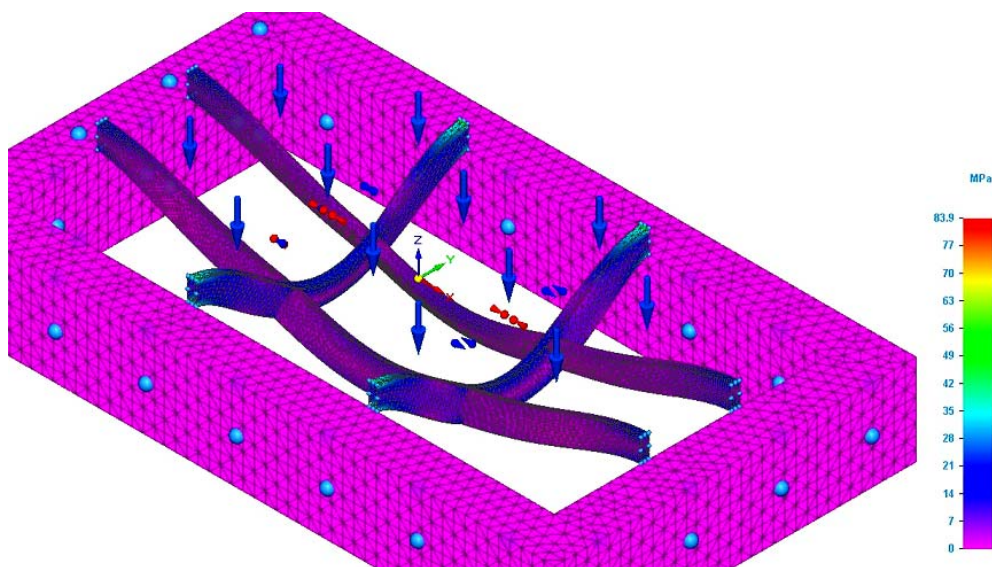


A víztér falai a program segítségével külön-külön voltak vizsgálhatóak. A szomszédos elemek vizsgált falra gyakorolt hatásait körben merev befogásként vettük figyelembe. Az ábrák és az adatok alapján megállapítható, hogy a sarkok feszültség-gyűjtő hatásait leszámítva a teszt nyomás keltette felületi feszültség-maximumok az anyag folyáshatára alatt maradnak. Külön kérdés volt a kereszt és a hosszanti irányú merevítő rudak alkalmazása.

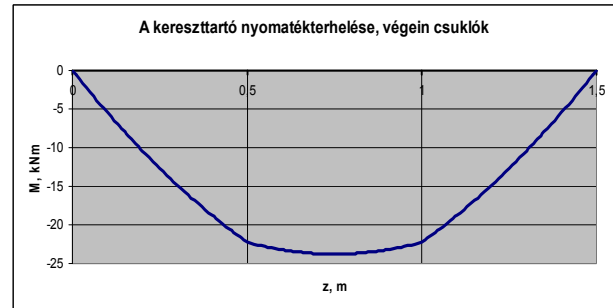
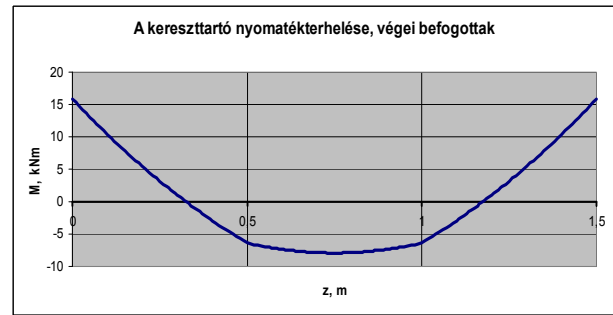
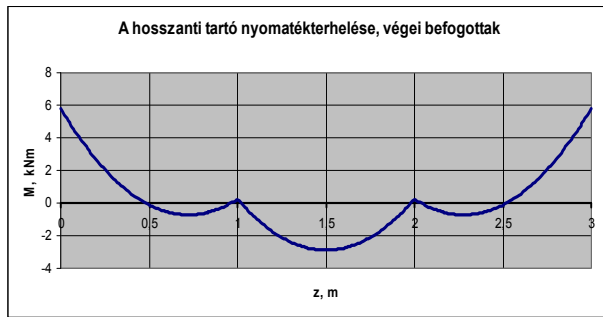
3. A LEMEZEK MEREVÍTÉSÉNEK KÉRDÉSE

Négyzet alakú lemezek esetén a merevítő rudak hossza is azonos, melyek a terhelést is azonos mértékben veszik fel. Amennyiben egy 3 m x 1,5 m oldalhosszúságú felületet lemezzel borítunk a 7. ábra szerint, vagyis az oldalak aránya 1:2, a két végén befogott merevítő rudak terhelése (maximális hajlító nyomaték) jelentősen eltér.

A kereszt és a hosszanti irányú merevítő rudak nyomatékterhelése, különböző kényszerfeltételek mellett, a 8. ábrán látható, a lemezeket terhelő nyomás 1 bar.



7. ábra
Teherfelvétel 2 + 2 rúddal, az oldalak aránya 1:2



8. ábra
A merevítő rudak nyomatékterhelése

Az ábrákon látható, hogy az 1:2 arány esetén a hosszanti rudak terhelése jóval kisebb, mint a kereszt rudak terhelése, vagyis szerepük a terhelés-felvételben nem meghatározó. Ez a tény indokolja a hosszanti rudak elhagyását ilyen és hasonló konstrukciók esetén.

IRODALMI HIVATKOZÁSOK

1. M. Csizmadia, B.; Nándori, E. (szerk.): Mechanika mérnököknek, Szilárdságtan, Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest, 2003.
2. Béda, Gy.-Kozák, I.: Rugalmas testek mechanikája, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1987.
3. Páczelt, I.-Szabó, T. Baksa, A.: A végeselem-módszer alapjai, HEFOP jegyzet, 2007.

Két szabadságfokú, rugalmaskötésű robot

Two-dof Robot with Flexure Hinges

Robot cu două grade de libertate cu cuple flexibile

LATES Daniel¹, NOVEANU Simona², ZAH Mihai³

¹Doctorand anul II, Departamentul MDM, daniellates@yahoo.fr

²Sef Lucr.Dr.Ing., Departamentul MDM, Simona.Noveanu@mdm.utcluj.ro

³Doctorand anul III, Departamentul MDM, zahmihai58@yahoo.com

ABSTRACT

In this paper we will present the study of a robot with two degrees of freedom. Robot is a compliance structure with flexible joints which brings benefits in terms of system structure. The robot is driven by two piezoelectric actuators, individually controlled. In continuation the paper will lead to analysis and modeling of kinematics and a simulation of the motion, determining the structure stress with finite element analysis. The robot is designed to make a controlled and precise positioning in plane.

ÖSSZEFOGLALÓ

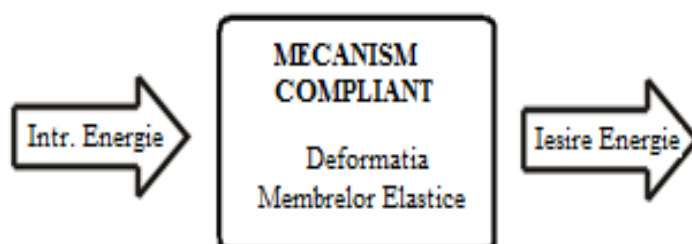
A dolgozat egy két szabadságfokú, rugalmaskötésekkel rendelkező robot tanulmányozásával foglalkozik. A robotot két, külön vezérelt piezoelektromos aktuátor működteti. A kinematikai analízis és modellezés után, végelelemes módszerrel vannak meghatározva a belső feszültségek. A robot síkbeli pontos, vezérelt pozicionálásra szolgál.

Kulcsszavak: pozicionáló rendszer, rugalmas kötésű mechanizmus, piezoelektromos aktuátor.

1. BEVEZETÉS

A technológia folytonos fejlődése és a robotok szerkezeti felépítésének miniaturizálása következtében, melyek vezérlése egyre jobb és pontosabb mozgás irányítást követel, a pozicionáló rendszerek is állandó fejlődésben, átalakulásban vannak. A klasszikus kötésekről a rugalmas kötésű, egy testből álló mechanizmusokra való áttérést a megelőző kiterjedt, anyagtudományi vizsgálatok eredményei tették lehetővé.

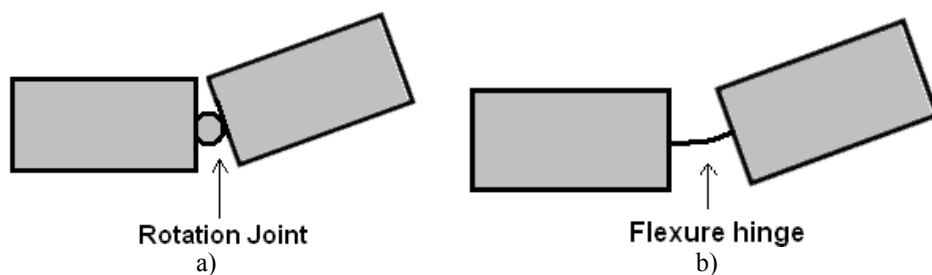
A rugalmaskötésű mechanizmusok azok a mechanikai szerkezetek, melyek a mozgást, vagy az erőt az anyagának rugalmas tulajdonsága következtében tobbábitják (1. ábra)



1. ábra

Rugalmas kötésű mechanizmus mozgása

Egy rugalmas kötés egyetlen darabból, két merev részből áll, melyeket egy vékony rész köt össze. Ennek rugalmassága biztosítja a két rész relatív elfordulását (2. ábra).

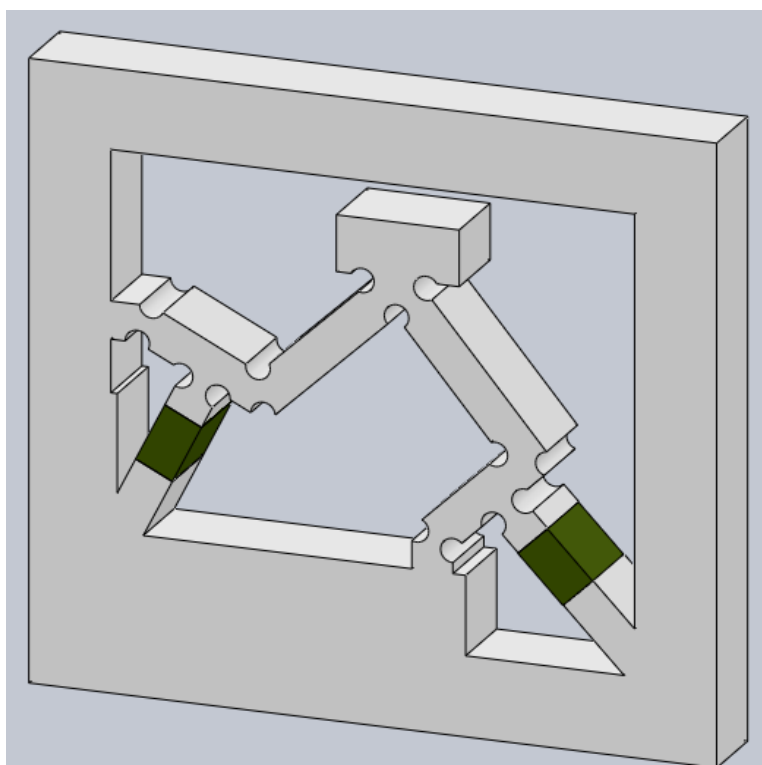


2. ábra
Hagyományos kötés (a), Rugalmas kötés (b)

Ez a felépítés teszi lehetővé, hogy a rugalmas kötésű mechanizmusok miniaturizálhatók lehessenek és a mozgásokat nagy pontossággal lehessen vezérelni.

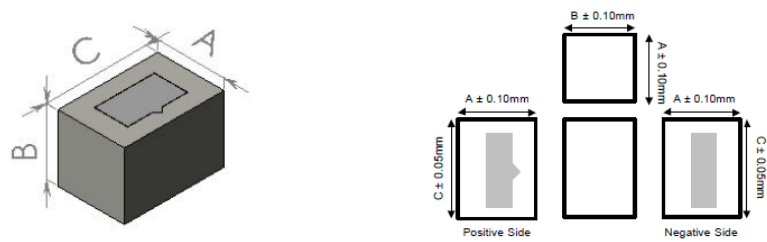
2. SZERKEZETI LEÍRÁS

A robot síkbeli pozicionáló mechanizmusa egy sajátos felépítésű, merev és rugalmas részeket tartalmazó, tömör testből áll (3. ábra).



3. ábra
Rugalmas pozicionáló szerkezet

Az ábrán látható, hogy a rugalmas kötés az anyag elvékonyításával kapjuk. A két szabadságfokot a látható piezoelektromos meghajtók biztosítják, melyek technikai adatait a 4. ábrán láthatjuk.



Properties	PAC-122C	PAC-222C	PAC-422C
Operating Temperature Range	-20°C ~ 150°C	-20°C ~ 120°C	-20°C ~ 150°C
Max. Operating Voltage	150 V		
Max. Displacement	≥ 1.0 μm	≥ 1.2 μm	≥ 0.8 μm
Displacement Hysteresis	≤ 15%		
Unloaded Resonance Frequency	≥ 400 kHz		
Max. Force Generation	≥ 12 N		
Capacitance @ 1 kHz	12 nF ± 20%	18 nF ± 20%	10 nF ± 20%
Dielectric Loss (tanδ) @ 1 kHz	≤ 3.0%	≤ 2.0%	≤ 0.5%
Insulation Resistance	≥ 100 MΩ		
Dimension (A x B x C)	2 mm x 2 mm x 3 mm		
Mass (g)	0.095		

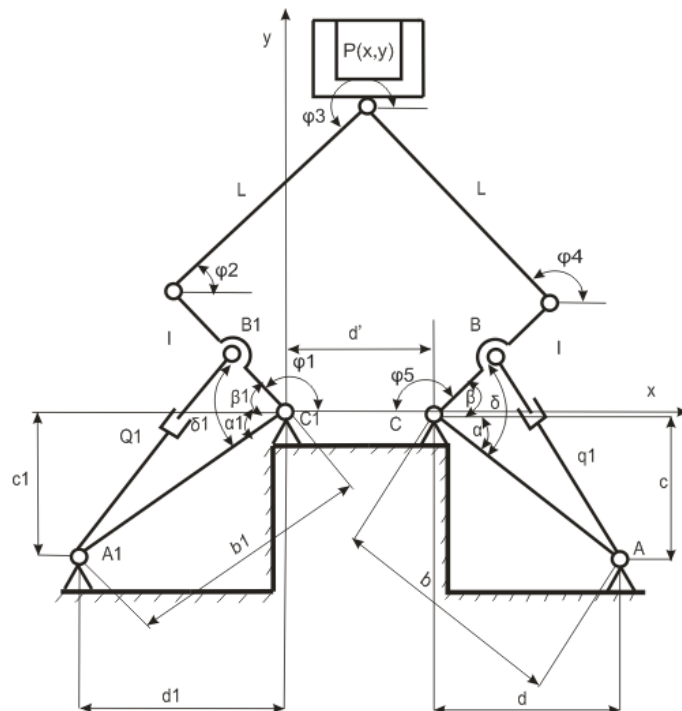
4. ábra

A piezoelektromos aktuátorok technikai adatai

A piezoelektromos aktuátorok intelligens anyagok, melyek képesek mechanikai erőt kifejteni egy bizonyos elektromos feszültség hatására. A jellegzetes elmozdulás 2-3 %, de a jelen tanulmányok kimutatták, hogy el lehet érni a hossz 1% - át is. A piezoelektromos anyagok által átalakított energia egységnyi térfogatra $(0,18-120) \cdot 10^3 \text{ J/m}^3$.

3. A MECHANIZMUS KINEMATIKÁJA

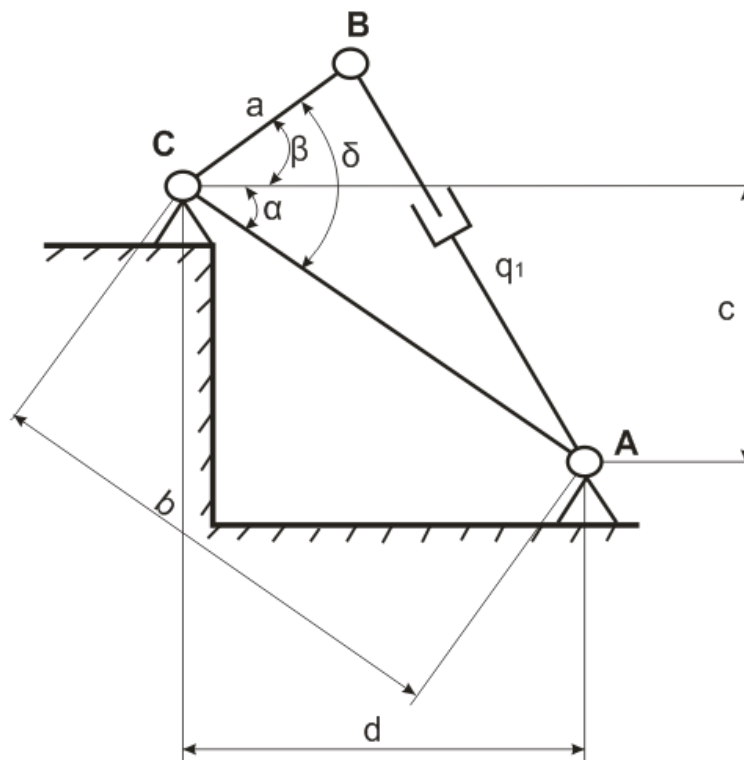
A szerkezeti felépítés a 3. ábrán látható, ahol 9 forgó és két csúszó kötés található. Szintén megtalálható a két, külön meghajtott aktuátor (q_1 és Q_1), mely meghajtja az egész szerkezetet. Ismerve a geometriai méreteket, a két motor elmozdulása szerint ki lehet számítani a végpont helyzetét $P(x,y)$.



5. ábra

A rugalmaskötésű mechanizmus kinematikai lánc

A 6. ábrán részletesen látható a liniáris motor q_1 , a kötések közötti távolságok, a felépítő elemek és a megfelelő szögek (δ , α , β).



6. ábra
A liniáris motor kinematikai láncja q_1

Felírva az általános koszinusz tételt:

$$a^2 + b^2 - 2 \cdot a \cdot b \cdot \cos\alpha = c^2 \quad (1)$$

Ide behelyettesítve az alkalmazott jelöléseket :

$$a^2 + q_1^2 - 2 \cdot a \cdot q_1 \cdot \cos\delta = b^2 \quad (2)$$

Kifejezzük a háromszögben levő két érdekelt szöget δ és δ_1 :

$$\delta = \arccos \cdot \frac{a^2 + q_1^2 - b^2}{2 \cdot a \cdot q_1} \quad (3)$$

$$\delta_1 = \arccos \cdot \frac{a^2 + Q_1^2 - b_1^2}{2 \cdot a \cdot Q_1} \quad (4)$$

Kifejezzük a β és β_1 szögeket, melyeket a q_1 és Q_1 motorok zárnak be:

$$\alpha = \arcsin \cdot \left(\frac{c}{b}\right) \quad (5)$$

$$\alpha_1 = \arcsin \cdot \left(\frac{c_1}{b_1}\right) \quad (6)$$

$$\beta = \delta - \alpha \quad (7)$$

$$\beta_1 = \delta_1 - \alpha_1 \quad (8)$$

A végpont helyzetének meghatározásához P_x , P_y , fel kell használni a következő összefüggéseket:

$$\begin{cases} x_a = l \cdot \cos(\varphi_1) \\ y_a = l \cdot \sin(\varphi_1) \\ x_b = d + l \cdot \cos(\varphi_2) \\ y_b = l \cdot \sin(\varphi_2) \end{cases} \quad (9)$$

$$\begin{cases} L^2 = (x_a - x_p)^2 + (y_a - y_p)^2 \\ L^2 = (x_b - x_p)^2 + (y_b - y_p)^2 \end{cases} \quad (10)$$

$$\begin{cases} x_p^2 + y_p^2 - 2 \cdot x_a \cdot x_p - 2 \cdot y_a \cdot y_p = L^2 - x_a^2 - y_a^2 \\ x_p^2 + y_p^2 - 2 \cdot x_b \cdot x_p - 2 \cdot y_b \cdot y_p = L^2 - x_b^2 - y_b^2 \end{cases} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} aux_1 &= L^2 - x_a^2 - y_a^2 \\ aux_2 &= L^2 - x_b^2 - y_b^2 \end{aligned} \quad (12)$$

$$y_p = \frac{aux_2 - aux_1}{2(y_a - y_b)} - \frac{x_a - x_b}{y_a - y_b} x_p = aux_3 - aux_4 \cdot x_p \quad (13)$$

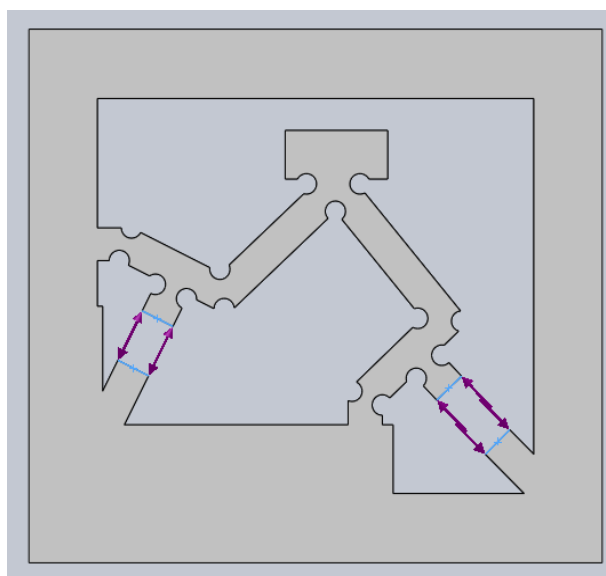
$$x_p^2 (1 + aux_4^2) + 2 \cdot x_p (y_a aux_4 - aux_3 aux_4 - x_a) + aux_3^2 - 2 y_a aux_3 - aux_1 = 0 \quad (14)$$

$$P(x)=x_p; \quad P(y)=y_p; \quad (15)$$

4. VÉGESELEMES ANALÍZIS

A végeelemes analízis (FEA - Finite Element Analysis) széles körben alkalmazott módszer, mely eltávolítja a felépítés komplexitásából eredő hátrányokat.

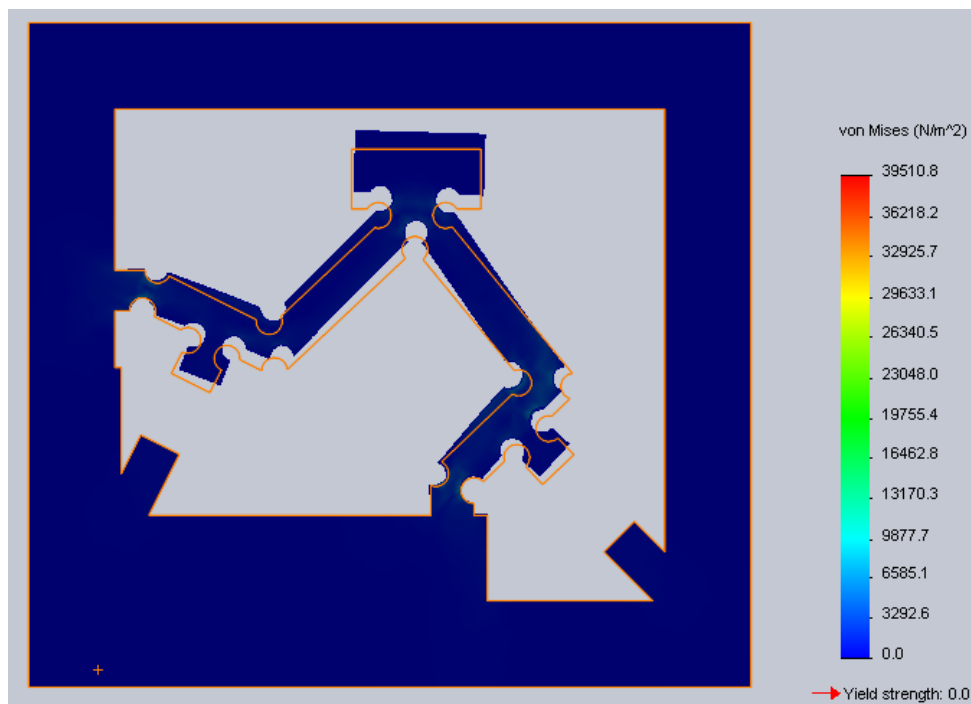
Így egy sajátos szerkezetet kapunk, melyben hat a két motor 0,1 N erővel (7. ábra).



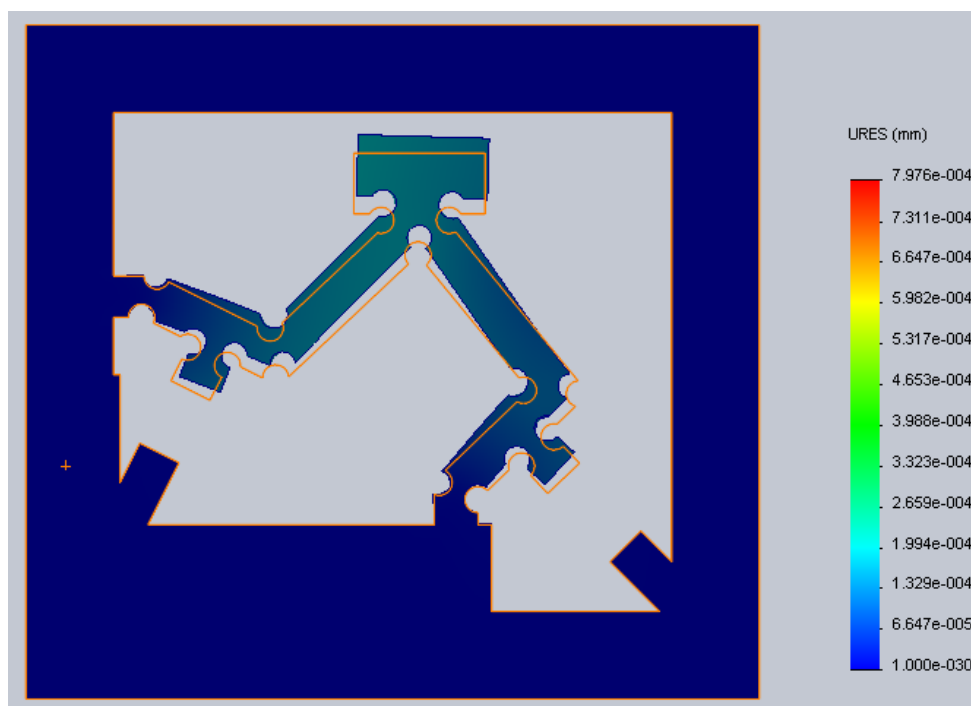
7. ábra

A pozicionáló rendszer modellezése

A rugalmas rendszer megterhelésének tanulmányozására, a modell alapján meghatároztuk a Von Mises feszültségeket (8. ábra). A 9. ábra a megfelelő elmozdulásokat szemlélteti,



8. ábra
A von Mises feszültségek



9. ábra
Az elmozdulások

5. KÖVETKEZTETÉSEK

A bemutatott robot két fő követelménynek tesz eleget:

- biztosítja a hagyományos forgó kötések által elért mozgások értékét
- a szerkezet elég tömör ahhoz, hogy a külső erőket legyőzze

A felhasznált analízis megengedi a szerkezeti, kinematikai és dinamikai tényezők meghatározását.

A piezoelektromos aktuátorokat használva gyors és biztos mozgásokat lehet elérni.

A vége-selemes analízissel meg tudjuk határozni a belső feszültségeket és az elmozdulásokat.

IRODALOM

- [1] EMM Curs 2, Proiectare Integrata a Sistemelor Mecatronice, UTCN 2013.
- [2] Ispas, V., s.a., 1985, Roboti Industriali, Editura Dacia, Cluj-Napoca.
- [3] Kovacs, F., Cojocaru, G., Manipulare, Roboti si Aplicatii Industriale, Editura Facla, Timisoara, 1982;
- [3] Lobontiu Nicolae, *Compliant mechanisms : design of flexure hinges*, ISBN 0-8493-1367-8, Library of Congress Cataloging-in-Publication Data, 2002;
- [5] Lungu, I., *Cercetări privind dezvoltarea actuatorilor liniari și rotativi pe bază de aliaje cu memoria formei, cu aplicații în sistemele de tip microfabrică*, Teza de Doctorat, Cluj-Napoca 2010;
- [6] Nenad T. Pavlovic', Nenad D. Pavlovic, *Compliant mechanism design for realizing of axial link translation, Mechanism and Machine Theory 44* (2009);
- [7] Simona NOVEANU, *Teza de doctorat, Universitatea Tehnica Cluj Napoca*, 2009;
- [8] Simona NOVEANU, Vencel CSIBI, Dan NOVEANU, Rareș CHIRA, *Cercetări privind mecanismele compliante*, National conference with international participation „nordtech 2004”;
- [9] V. Handra-Luca, *Functiile De Transmitere In Studiul Mecanismelor*, Editura Academiei.
- [10] Vistriean M., Dan M., Olimpiu T., Vencel C., *Actuatori in Mecatronica*, Editura Mediamira, Cluj-Napoca 2000.

A forgácsolósebesség eloszlása hántolótárcsás fogaskerék-hántolás esetében

About the Distribution of the Cutting Velocity in Case of Gear Shaving Using Disk-type Shaver

Repartiția vitezei de aşchiere în cazul şeveruirii

Dr. MÁTÉ Márton¹, Dr. HOLLANDA Dénes²

Sapientia Egyetem, Marosvásárhelyi Műszaki és Humán Tudományok Kar,
Marosvásárhely/ Koronka, Segesvári út 1C, 540034 OP9 Pf 4., Tel:+40 365 403030, Fax: +40 265 206211
¹egyetemi docens, email: mmate@ms.sapientia.ro, ²egyetemi tanár, email: hollanda@ms.sapientia.ro

ABSTRACT

This paper presents the calculus of the cutting velocity distribution of the tooth flank of the shaver tool when cutting. The literature indicates only the estimated value of the relative sliding velocity between the contact points of the tool and the machined gear tooth on the rolling cylinder. The other points are neglected. This paper offers a detailed calculus of the relative velocity vector and deduces from here the real distribution of the cutting velocity.

Key words: gear shaving, cutting velocity, distribution, edge inclination.

ÖSSZEFOGLALÓ

A szakirodalom hántolás esetére az érintkező fogoldalak gördülőhengeri pontjára adja meg a forgácsolósebesség képletét. Ezzel szemben a kapcsolódás során különböző helyzetű szerszámponthoz válnak érintkezési ponttá, és ezekben a forgácsolósebesség változik. Jelen tanulmány célja a forgácsolósebességvektor eloszlásának felírása a kapcsolódó fogoldalak kapcsolódási helyzetének függvényében, az eloszlás tanulmányozása és a szakirodalomban megjelölt értékekkel való összehasonlítása.

Kulcsszavak: hántolótárcsa, sebességeloszlás, terelőszög

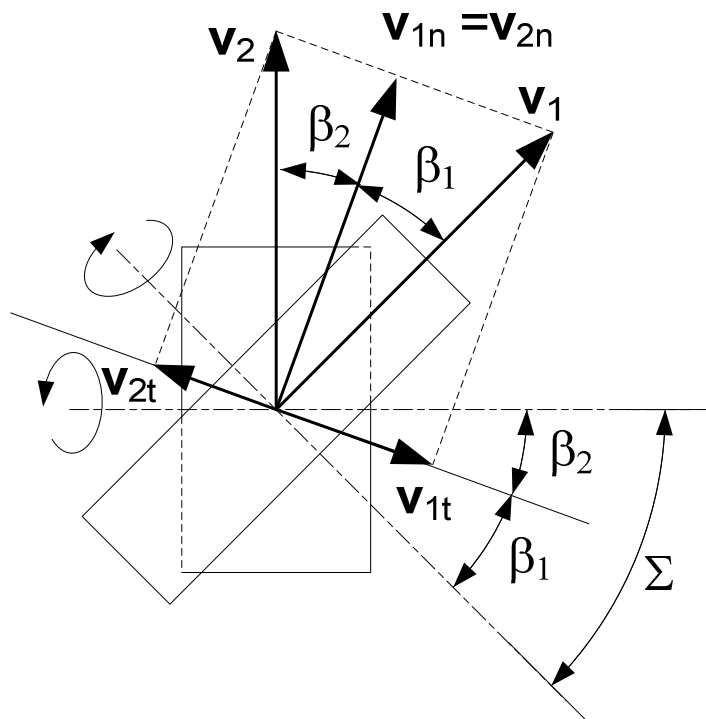
1. A HÁNTOLÁS ALAPFOGALMAI

A hántolás az ötvenes évek elején jelent meg, mint olyan alternatív fogaskerék simítási eljárás, amely nagyobb termelékenységével, hatékonyságával és alacsony költségigényével a hagyományos fogaskerék kőszőrülés kiváltását tűzte ki célul (<http://www.sicmat.com/web/guest/history>). A háború után óriási iramban növekedő autóipar „falta” a fogaskerekeket, tehát a gépi idők csökkentése mindennél fontosabb lett. Az eljárásnak azonban neves ellenzői is voltak szép számban, mint például Szeniczai Lajos, a Miskolci Egyetem legendás professzora, aki az „Általános fogazás” című művében a fogaskerekek kapcsolódásának összejáratással történő javításáról az alábbiakat írja: „Az összejáratás babonája ma is általános és a legtöbb technikus meggyőződése szerint az összejáratással a fogazás javul. Merő tévedés! **Összejáratással a rossz profil még rosszabb lesz, a jó profil elromlik. [...]** ...– már maga a módszer sokfélesége is bizonyítja azok kiforratlan voltát és kétes értékét, nem is szólva arról, hogy legújabbán a fogoldalak gépi hántolása (shaving) speciális hántológépeken mind divatosabb lesz és a régi eljárásokat kezdi kiszorítani.”[1]

Ma már tudjuk, hogy a hántolás bevált fogaskeréksimító módszer, és a fogaskerék-kőszőrülés kiváltása is csak részben valósult meg. Az eljárás elve a hántolókerék és a simítandó fogaskerék összejáratása úgy, hogy tengelyek kitérők legyenek. A kitérő tengelyes elhelyezés következtében a fogoldalak pontszerűen érintkeznek, ezen pontokban pedig – a kitérő tengelyes elhelyezésből adódó, végtelen elemi csavarmozgásra lebontható, relatív mozgás eredményeképpen – fogirányú relatív csúszás jön létre. Ily módon a szerszám fogára kiképzett evolvens hornyok élei forgácsvételt biztosítanak. Az eljárás elmélete nincsen egészen pontosan felállítva,

mert nehéz figyelembe venni a terhelés során keletkező deformációk profilmódosító hatását, mely egyidőben a technológiai hajtás mindkét elemén jelen lesz. A deformált, töben elhajlást elszenvedett szerszámfog szándék ellenére profilt módosít. Léteznek a szakirodalomban olyan munkák, amelyek a deformációk hatásának csökkentése végett eleve profilmódosított szerszámot tekintenek tanulmányuk céljául [2].

A szakirodalomban a hántolótárcsa forgácsolósebességét az egyszerűsített vázlat alapján (1. ábra) vezetjük le [3,4,5].



1. ábra

A forgácsolósebesség számítása hántoláskor

Felülnézetben láthatók a hántolótárcsa, alatta pedig a fogaskerék osztóhengerei, és az osztóhengeri csavarvonalak közös érintője, amely a szerszám tengelyével a β_1 , a fogaskerék tengelyével pedig a β_2 szöget zárja. A hántolótárcsa és a fogaskerék fogdőlés-irányai lehetnek azonosak (ahogyan az 1. ábrán látható), vagy pedig kitérők [3]. A tengelyek közötti Σ szög a fogdőlés-szögek algebrai összege. A sebességábrán a két osztóhenger közös érintősíkjában értelmezett. Továbbá feltételezzük, hogy az érintkező fogoldalak közös pontja az osztóhengereken található. Innen, figyelembe véve a csavarvonalak közös érintőjére merőleges, azaz normálirányú sebességösszetevők egyenlőségének szükségességét, a forgácsolási sebesség:

$$v_{forg} = v_{1t} + v_{2t} = v_1 \sin \beta_1 + v_2 \sin \beta_2 = v_1 \sin \beta_1 + v_1 \cos \beta_1 \sin \beta_2 \quad (1)$$

Ha figyelembe vesszük a fordulatszám és a tangenciális sebesség közötti összefüggést, akkor a forgácsolósebesség az alábbi alakra hozható:

$$v_{forg} = \frac{\pi D_1 n_1}{10^3} (\sin \beta_1 + \cos \beta_1 \sin(\Sigma - \beta_1)) = \frac{\pi m_n z_1 n_1}{10^3} (\operatorname{tg} \beta_1 + \sin(\Sigma - \beta_1)) \quad (2)$$

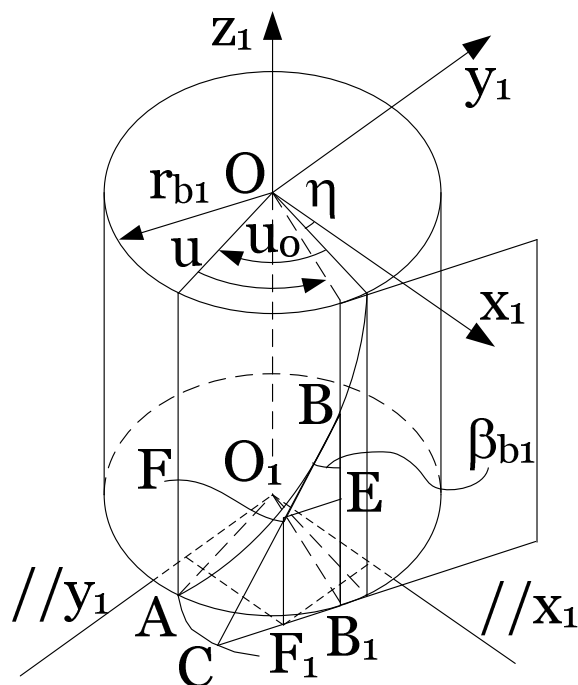
A (2)-es képlet összefüggést teremt a hántolótárcsa fogszáma és fogdőlésszöge, a hántolt kerék fogdőlésszöge, a tárcsa fordulatszám és a forgácsolósebesség között. A képlet előnye az egyszerűségében áll, de nem nyújt információt a forgácsolósebességvektor irányáról, ennek eloszlásáról és a fogak közötti érintkezési görbe méretéről. A szerszám optimalítása az említett adatok ismeretében lehetséges. Ezzel támasztjuk alá az elkövetkező elemzés szükségességét.

2. A FORGÁCSOLÓSEBESSÉG ANALITIKUS SZÁMÍTÁSA

2.1. A hántolótárcsa fogfelületeinek egyenletei

A hántolótárcsa elméleti szempontból ferde fogazatú hengeres fogaskerék, tehát fogoldalai csavarevolvens felületek. A csavarevolvens egyenleteit úgy találhatjuk a szakirodalomban, mint az evolvensgörbe osztó-hengeri csavarvonalon való eltolásából generált felületet [6]. A kapcsolódási egyenletek megoldása érdekében célszerű az egyenleteket olyan formában felírni, hogy a két független felületi paraméter szétválasztható legyen, ez a feltétel pedig nem teljesül a létező felírásokban, lévén, hogy az egyik paraméter mind szabadon, mind pedig trigonometriai függvény argumentumaként is szerepel.

A felírást az evolvens csavarfelület geometriai leképezésének elvén írjuk fel. Ismert [7], hogy adott alaphengeren csúszásmentesen legördülő síkba illeszkedő, a henger generátorával nem párhuzamos egyenes a legördülés során csavarevolvens felületet generál. A párhuzamosság esetében létrejön az evolvens hengerfelület, vagyis az egyenes fogazatú fogaskerék fogoldal-felülete. Feladatunk abban áll, hogy a képletet úgy vezessük le, hogy a lehetséges matematikai megoldásokból csak a létező fogfelület kerekedjen ki. (A teljes matematikai megoldás két, egymástól elforduló, de közös alaphengeri csavarvonalból kiinduló evolvens csavarfelület.) A levezetést a 2. ábra alapján végeztük el.



2. ábra

A csavarevolvens-felület generálása csúszásmentesen legördülő síkba illeszkedő ferde egyenessel

A hántolótárcsa szélességének közepére tájolt $S_1\{O_1x_1y_1z_1\}$ koordináta-rendszerhez viszonyítjuk a csavarfelületet. Az r_{b1} sugarú alaphengeren felvesszük az AB alapcsavarvonalat úgy, hogy az x_1y_1 síkbeli pontjának sugara az x_1 tengellyel η szöget zárjon, ami az alapköri fogív felének felel meg. Az evolvenstrigonometria alkalmazásával azonnal kapjuk, hogy

$$\eta = \frac{s_{b1}}{2r_{b1}} = \frac{\pi}{2z_1} + 2\frac{\xi}{z_1} \operatorname{tg} \alpha_i + \operatorname{inv}(\alpha_i) \quad (3)$$

A generáló egyenes a henger alkotójával β_{b1} szöget zár be. A generálóegyenes rányomódik az alapcsavarvonalra miközben az őt tartalmazó sík legördül az alaphengeren. A legördülés kezdőpontja az A pont, amely az x_1y_1 sík alatt, $B_s/2$ távolságra található. Az OA sugár az x_1 tengellyel u_0 szöget zár be, melynek mértéke

$$u_0 = \frac{-B_s}{2p_1} = \frac{-B_s \operatorname{tg} \beta_{b1}}{2r_{b1}} = \frac{-B_s \operatorname{tg} \beta_1}{m_t z_1} = \frac{-B_s \sin \beta_1}{m_n z_1} \quad (4)$$

A legördülés óramutató járásával ellentétesen történik. Ha a legördülést mérő központi szög értéke u , akkor a csavarvonal és az egyenes a B pontban érintkeznek. Az érdekelte fogfelületet az alkotóegyenes B pont alatti pontjai írják le. Legyen az alkotóegyenes tetszőleges pontja F mely B -től λ távolságra helyezkedik el. Egyszerű geometriai számítások alapján következnek az F pont, egyben a csavarevolvens felület futópontjának koordinátái:

$$\begin{cases} x_1(u, \lambda) = r_{b1} \cos(u_0 + u - \eta) + \lambda \sin \beta_{b1} \sin(u_0 + u - \eta) \\ x_1(u, \lambda) = r_{b1} \left(\sin(u_0 + u - \eta) - \frac{\lambda \sin \beta_{b1}}{r_{b1}} \cos(u_0 + u - \eta) \right) \\ z_1(u, \lambda) = p_1(u_0 + u) - \lambda \cos \beta_{b1} \end{cases} \quad (5)$$

Észrevehető, hogy a felület független paraméterei szétválaszthatók.

A valós fogfelület lehatárolására az (u, λ) paraméterekre korlátfeltételeket kell felírni. A csavarfelület hasznos része az alaphenger és az r_{a1} sugarú fejhenger között, illetve a $z_1 = -B_s/2$, $z_1 = B_s/2$ síkok között található, így az (5)-ös egyenletek első két egyenletének négyzetreemelésével és összegezésével, valamint a harmadik egyenlet felhasználásával kapjuk az (u, λ) paraméterek értelmezési tartományát:

$$\begin{cases} 0 \leq \lambda \leq \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2}}{\sin \beta_{b1}} \\ -\frac{B_s}{2} \leq p_1(u_0 + u) - \lambda \cos \beta_{b1} \leq \frac{B_s}{2} \end{cases} \quad (6)$$

A hántolótárcsa fogának jobboldali felületét hasonló módon vezetjük le, azzal a különbséggel, hogy az alapsavarvonal kezdőpontja nem az alsó, hanem a felső határsíkban lesz, és a legördítést óramutató járásával megegyező irányban végezzük el. Ebben az esetben is kimutatható, hogy a paraméterek értelmezési tartománya nem változik.

2.2. Az alkalmazott koordináta-rendszerek

A kapcsolódást a 3. ábrán feltüntetett koordináta-rendszerek egymáshoz viszonyított elmozdulásával tanulmányozzuk. Az $S_0\{Ox_0y_0z_0\}$ rögzített rendszer z_0 tengelye a fogaskerékhez csatolt $S_2\{O_2x_2y_2z_2\}$ rendszer z_2 tengelyével egybeesik: ez lesz a fogaskerék forgástengelye. Alaphelyzetben, vagyis a φ_2 szög nulla értékére az S_2 és S_0 rendszerek egybeesnek. A szerszámhoz kötött $S_1\{O_1x_1y_1z_1\}$ rendszer alaphelyzetben, $\varphi_1 = 0$ esetben az $S_a\{Ox_a y_a z_a\}$ segédrendszerrel esik egybe. A szerszám a saját tengelye körüli forgáson kívül előtoló mozgást is kell végezzen. Jelen esetben a klasszikus hántolási technológiának megfelelő, a munkadarab tengelye mentén való előtolást tekintjük, melyet a modellben a ψ távolsággal fejezünk ki.

A hajtás két eleme közötti koordinátatranszformáció egyenletei

$$\mathbf{r}_2 = \mathbf{M}_{20} \mathbf{M}_{0a} \mathbf{M}_{a1} \mathbf{r}_1, \quad \mathbf{r}_1 = \mathbf{M}_{1a} \mathbf{M}_{a0} \mathbf{M}_{02} \mathbf{r}_2 \quad (7)$$

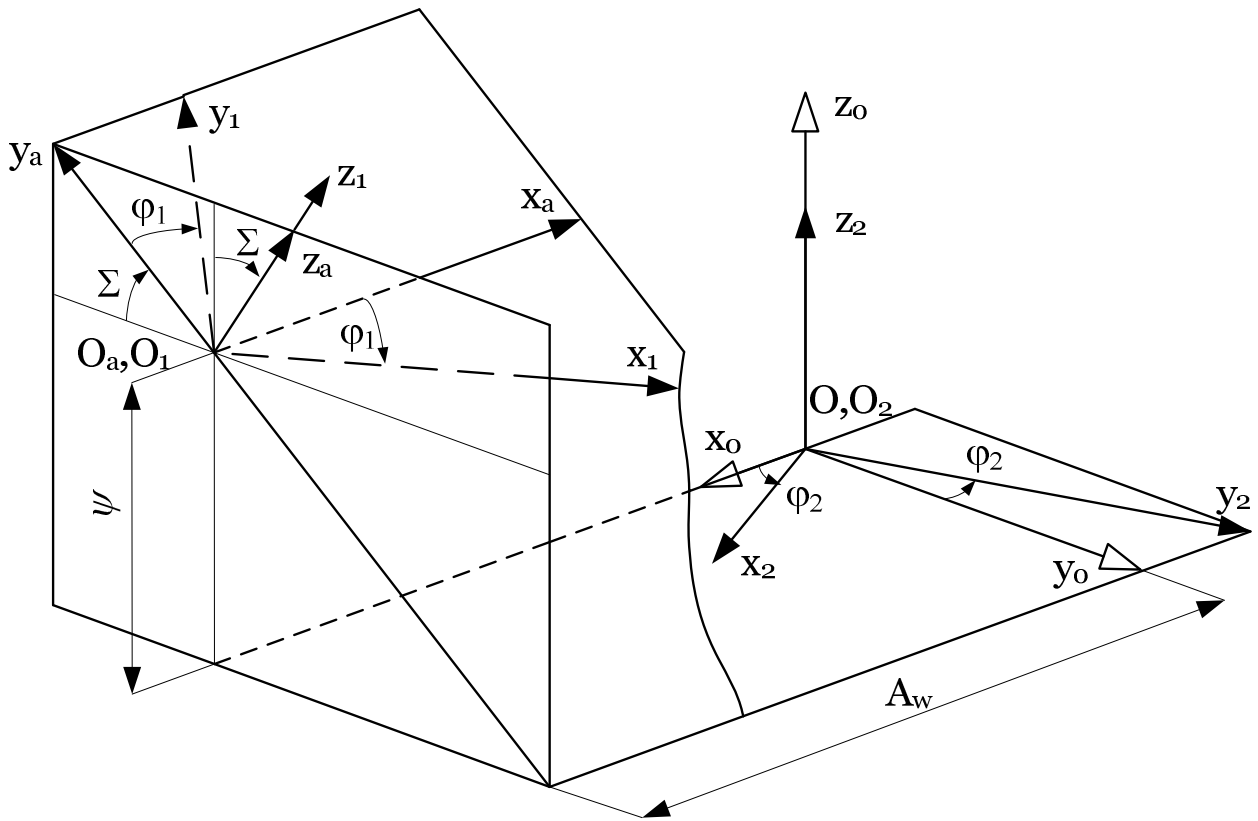
amelyben a transzformációk mátrixai rendre

$$\mathbf{M}_{1a} = \begin{pmatrix} \cos \varphi_1 & -\sin \varphi_1 & 0 & 0 \\ \sin \varphi_1 & \cos \varphi_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}; \mathbf{M}_{a0} = \begin{pmatrix} -1 & 0 & 0 & A_w \\ 0 & -\cos \Sigma & \sin \Sigma & -\psi \sin \Sigma \\ 0 & \sin \Sigma & \cos \Sigma & -\psi \cos \Sigma \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}; \mathbf{M}_{02} = \begin{pmatrix} \cos \varphi_2 & -\sin \varphi_2 & 0 & 0 \\ \sin \varphi_2 & \cos \varphi_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (8)$$

2.3. A relatív sebességvektorok

A kitérő tengelyű hajtások esetében ismert, hogy a kölcsönösen burkoló fogfelületek pontban érintkeznek, mivel kétparaméteres burkolással hozzuk létre ezeket [8]. A burkolás független paraméterei a szerszám

φ_1 elfordulási szöge, illetve a szerszám tengelynek a megmunkált fogaskerék tengelyének irányában történő elcsúsztatás ψ értéke.



3. ábra
Az alkalmazott koordináta-rendszerek

Jelen esetben a kapcsolódási egyenletek a következők:

$$\begin{cases} \mathbf{v}^{(1,2,\varphi)} \mathbf{n} = 0 \\ \mathbf{v}^{(1,2,\psi)} \mathbf{n} = 0 \end{cases} \quad (9)$$

Az első kapcsolódási egyenlet a φ_1 szerinti kapcsolódásra vonatkozik, miközben $\psi = \text{állandó}$. A második kapcsolódási egyenlet a ψ változására vonatkozik állandó φ_1 szögérték mellett, ami, a csavarhatás miatt arra kényszeríti a 2-es elemet, hogy az 1-es elem elmozdulásának megfelelően elforduljon a saját tengelye körül. Ily módon a $\frac{d\psi}{dt}$ tengelymenti sebesség $\omega_{O_2}^{(2*)} = -\frac{d\psi}{dt} \frac{1}{p_1}$ értékű, a 2-es elem tengelyén ébredő szögsebességet indukál, tehát a 2-es elem elfordulni kényszerül, miközben az 1-es elem ennek a tengelye mentén elmozdul. Ez a tény a két elem között létrejövő relatív csavarmozgást igazolja.

A relatív sebességeket a szerszámhoz kötött koordináta-rendszerben vezetjük le. A vektoregyenletek a következők:

$$\begin{cases} \mathbf{v}_1^{(12,\varphi)} = \boldsymbol{\omega}_{O_1}^{(1)} \times \mathbf{r}_1 - \boldsymbol{\omega}_{O_2}^{(2)} \times \mathbf{r}_2 = (\boldsymbol{\omega}_{O_1}^{(1)} - \boldsymbol{\omega}_{O_1}^{(2)}) \times \mathbf{r}_1 + \boldsymbol{\omega}_{O_1}^{(2)} \times \mathbf{O}_1\mathbf{O}_2 \\ \mathbf{v}_1^{(12,\psi)} = \left(\frac{d\psi}{dt} \right)_1 - \boldsymbol{\omega}_{O_2}^{(2*)} \times \mathbf{r}_2 = \left(\frac{d\psi}{dt} \right)_1 - \boldsymbol{\omega}_{O_1}^{(2*)} \times \mathbf{r}_1 + \boldsymbol{\omega}_{O_1}^{(2*)} \times \mathbf{O}_1\mathbf{O}_2 \end{cases} \quad (10)$$

A számításokat, bonyolultságuk és terjedelmük miatt mellőzzük. A relatív sebességvektorok koordinátái, ha $\omega_{O_1}^{(1)} = 1s^{-1}$ és $\frac{d\psi}{dt} = 1mm/s$, a következők lesznek:

$$\mathbf{v}_1^{(1,2\varphi)} = \begin{pmatrix} (1 + i_{21} \cos \Sigma)y_1 - i_{21} \sin \Sigma \cos \varphi_1 z_1 - i_{21} A_w \cos \Sigma \sin \varphi_1 \\ -(1 + i_{21} \cos \Sigma)x_1 - i_{21} \sin \Sigma \sin \varphi_1 z_1 + i_{21} A_w \cos \Sigma \cos \varphi_1 \\ i_{21} \sin \Sigma (x_1 \cos \varphi_1 + y_1 \sin \varphi_1 - A_w) \end{pmatrix} \quad (11)$$

$$\mathbf{v}_1^{(1,2\psi)} = \begin{pmatrix} \omega_{O_2}^{(2*)}(y_1 \cos \Sigma - z_1 \cos \varphi_1 \sin \Sigma) \\ -\omega_{O_2}^{(2*)}(z_1 \sin \varphi_1 \sin \Sigma + x_1 \cos \Sigma) \\ \omega_{O_2}^{(2*)}(x_1 \cos \varphi_1 \sin \Sigma + y_1 \sin \varphi_1 \sin \Sigma) \end{pmatrix} \quad (12)$$

2.4. A kapcsolódási egyenletek és az érintkezési görbe

A fogazatok kapcsolódásának feltétele, hogy az érintkezési pontban felírt relatív sebességvektor merőleges legyen a felületek közös normálisára, vagyis $\mathbf{v}_1^{(1,2,\varphi,\psi)} \mathbf{n}_1 = 0$. A szerszámfog evolvens csavarfelületének normálisát a 2. ábra alapján, egyszerű geometriai összefüggések alapján felírhatjuk:

$$\mathbf{n}_1 = \begin{pmatrix} -\cos \beta_{b1} \sin(u_0 + u - \eta) \\ \cos \beta_{b1} \sin(u_0 + u - \eta) \\ -\sin \beta_{b1} \end{pmatrix} \quad (13)$$

A kapcsolódási egyenleteket hosszas számítások után, a (11), (12), és (13) vektorok skalárszorzatából kapjuk. Ezek, bonyolult alakjuk ellenére, λ szerint elsőfokú egyenletek. Észre kell venni, hogy ha a φ_1 szerinti relatív sebességből származó egyenletet beszorozzuk $\omega_{O_2}^{(2*)}$ -vel, majd a ψ szerinti egyenletet az i_{21} áttétellel, és az elsőből kivonjuk a másodikat, egyszerű trigonometriai egyenlethez jutunk:

$$\cos(\varphi_1 - u_0 - u + \eta) = \frac{\cos \Sigma \operatorname{tg} \beta_{b1} + \sin(\Sigma - \beta_1) \cos \alpha_t}{\sin \Sigma \cos \beta_1} \quad (14)$$

melynek jó megoldása

$$u(\varphi_1) = \varphi_1 - u_0 + \eta + \arccos\left(\frac{\cos \Sigma \operatorname{tg} \beta_{b1} + \sin(\Sigma - \beta_1) \cos \alpha_t}{\sin \Sigma \cos \beta_1}\right) \quad (15)$$

A (15) megoldást bármelyik kapcsolódási egyenletbe behelyettesítjük, és innen kifejezzük a λ paramétert. Ezzel, bármely φ_1 szögértékre kiszámíthatjuk az érintkezési pont paramétereit:

$$\begin{cases} x_1 = x_1(u(\varphi_1), \lambda(\varphi_1)) \\ y_1 = y_1(u(\varphi_1), \lambda(\varphi_1)) \\ z_1 = z_1(u(\varphi_1), \lambda(\varphi_1)) \end{cases} \quad (16)$$

2.5. A forgácsolósebesség képlete

A forgácsolósebesség-vektor a forgácsolóél adott pontjának relatív sebességvektora a munkadarab ugyanazon pontjához viszonyítva, a szerszámhoz kötött vonatkoztatási rendszerben értelmezve. Elméletileg, a működő forgácsolósebesség-vektort a φ_1 és a ψ szerinti relatív sebességvektorokból kapjuk úgy, hogy a (11) és (12) redukált sebességvektorokat a valós szögsebesség-értékkel, illetve a tengelymenti eltolási sebességgel szorozzuk:

$$\mathbf{v}_{forg} = \omega^{(1)} \mathbf{v}_1^{(1,2\varphi)} + v_s \mathbf{v}_1^{(1,2\psi)} \quad (17)$$

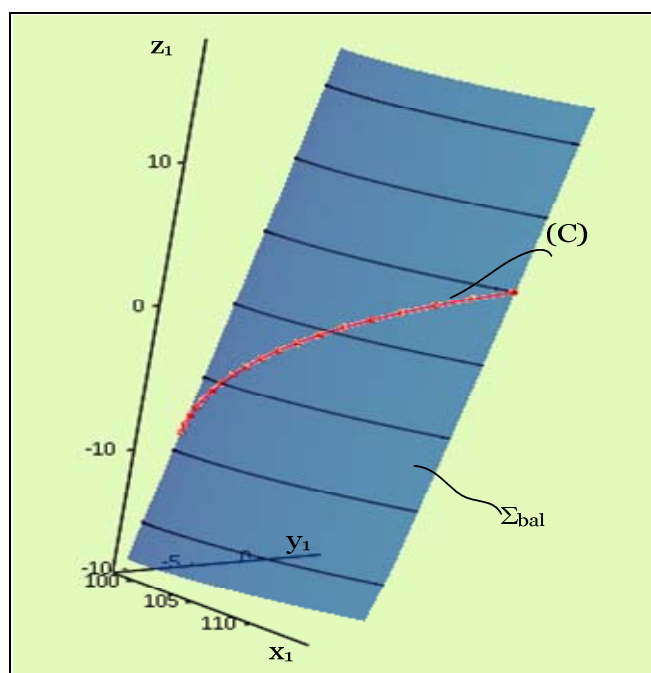
A gyakorlatban a tengelymenti elmozdulási sebesség elhanyagolható a forgómozgásból származó relatív sebességhez viszonyítva, ezért a gyakorlati alkalmazásokban a (17) kifejezés utolsó tagját mellőzzük.

3. A FORGÁCSOLÓSEBESSÉG-MODELL NUMERIKUS VIZSGÁLATA

A numerikus vizsgálatot a következő technológiai hajtásra végeztük el:

- A hántolótárcsa fogszáma: $z_1 = 41$;
- Modul: $m_n = 5 \text{ mm}$;
- Normálkapcsolószög: $\alpha_n = 20^\circ$;
- Szerszám- fogdőlésszög: $\beta_1 = 15^\circ$;
- Fogaskerék-fogszám: $z_2 = 27$;
- Fogaskerék-fogdőlésszög: $\beta_2 = 30^\circ$.

A kapcsolódási egyenletek megoldásával kiszámítottuk az elméleti érintkezési görbe pontjait, melyet a fogfelülettel együtt a 4. ábrán szemléltetünk.



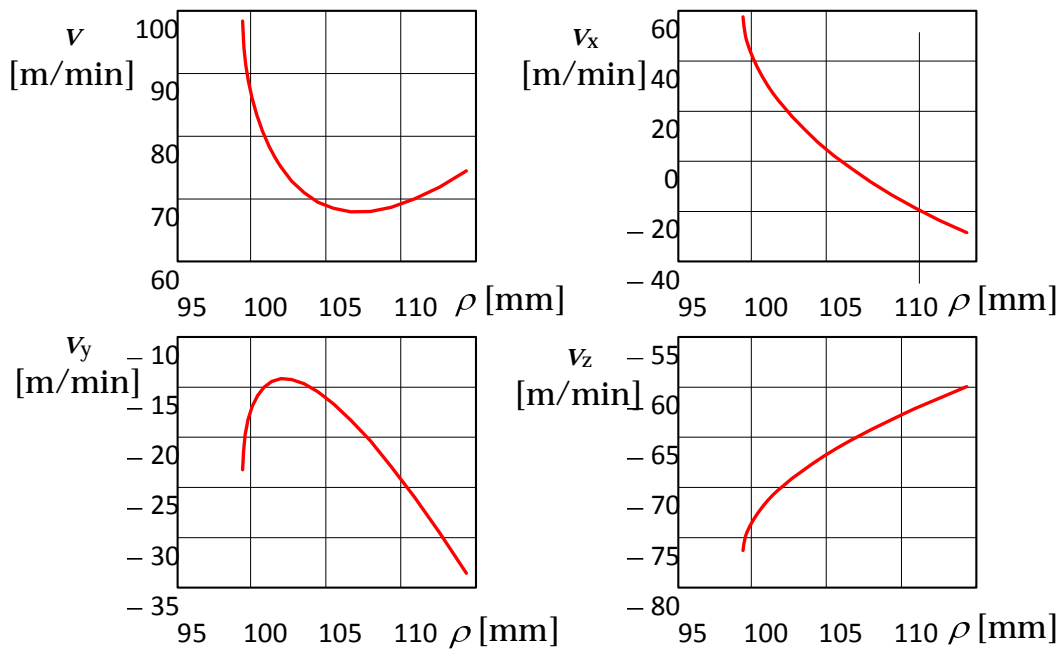
4. ábra

A szerszám fogoldal és az érintkezési görbe

A (11)-(16) képletek tanulmányozásával meggyőződhetünk arról, hogy a kapcsolódási görbe helyzete a szerszámon nem változik, vagyis a forgácsolópontok ugyanazok maradnak. A kapcsolódási görbe természetesen eltolódik a hántolt keréken, így annak egész oldalát burkoljuk. Ennek oka a fogaskerék tengelye mentén történő előtolás, minek következtében a relatív sebességek kifejezéséből a ψ előtolás kiesik. Ebből is látszik, hogy a hántolótárcsát kár nagyon szélesre méretezni.

Feltételezzük, hogy a diagonális előtolás módszerével a kapcsolódási görbe alakja változik az előtolás függvényében.

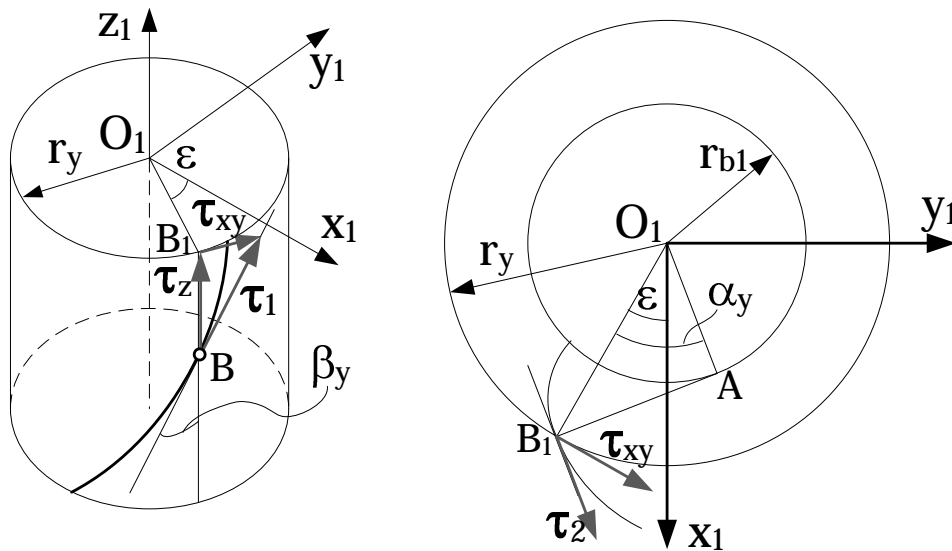
Ha az (1)-es képlettel számítjuk a forgácsolósebességet, a $v_{forg} = 61,822 \text{ m/min}$ eredményt kapjuk. Meglepő, hogy ez mennyire távol áll az analitikus modellben felállított képlettel számított értékektől. A sebességeloszlást a kapcsolódási ponton áthaladó kör sugarához viszonyítjuk. Kiszámítottuk a kapcsolódási görbe alapkör és fejkör közötti szakaszán, $N = 19$ diszkrét pontban a forgácsolósebesség-vektor abszolút értékét, valamint ennek tengelyvetületeit. A számított értékek változása az 5. ábrán látható.



5. ábra

A forgácsolósebesség-vektor abszolút értéke és koordinátái

Figyeljük meg, hogy a forgácsolósebesség abszolút értéke az osztóhenger közelében a legkisebb, és ez az érték is nagyobb a klasszikus képlettel számított értéknél. A sebességvektor a fogfelület érintősíkjaiba illeszkedik, így felbontható az adott ponton áthaladó bármely két felületi görbe érintőjének iránya szerint. Evolvens csavarfelület esetében az evolvensgörbe és a csavarvonal érintőit tekintjük.



6. ábra

Az érintkezési ponton áthaladó csavarvonal és evolvens érintővektorai

A két érintőt a 6. ábrán látható felbontás jellemző értékei szerint számítjuk ki. Legyen a B pont az érintkezési görbe futópontja, (x_B, y_B, z_B) koordinátákkal. Innen rögtön számíthatók a szükséges mennyiségek:

$$\begin{cases} r_y = \sqrt{x_B^2 + y_B^2} \\ \varepsilon = \arctg \frac{y_B}{x_B} \\ \beta_y = \arctg \left(\frac{r_y}{r_{b1}} \operatorname{tg} \beta_{b1} \right) \\ \alpha_y = \arccos \frac{r_{b1}}{r_y} \end{cases} \quad (18)$$

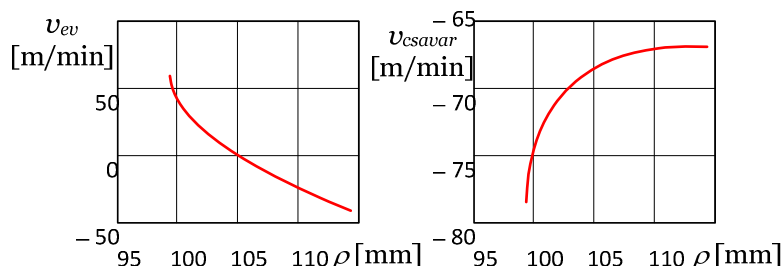
A csavarvonal érintővektorát $\tau_2 = \tau_{xy} + \tau_z$ alakban írjuk fel. Az ábrából könnyen levezethetők a vektorkoordináták:

$$\tau_2 = -\sin \beta_y \sin \varepsilon \mathbf{i}_1 + \sin \beta_y \cos \varepsilon \mathbf{j}_1 + \cos \beta_y \mathbf{k}_1 \quad (19)$$

Az evolvensgörbe τ_1 érintőjének koordinátái pedig

$$\tau_1 = \cos(\alpha_y + \varepsilon) \mathbf{i}_1 + \sin(\alpha_y + \varepsilon) \mathbf{j}_1 \quad (20)$$

A relatív sebességvektort skalárisan szorozzuk rendre a két érintővel, hogy megkapjuk a forgácsolósebesség-vektor élıirányú, illetve csavarvonal irányú összetevőjének értékeit az érintkezési görbe pontjaiban. A sebességösszetevők változását a 7. ábrán szemléltettük. Megfigyelhetı, hogy a hántolólél mentén ébredı sebességösszetevı értéke csak az osztóhenger közelében elhanyagolható értékü, az alap és a lábkör felé abszolút értékben növekvı.



7. ábra
A sebesség összetevők eloszlásai

Az alapkör és a lábkör környezetében talált értékek nagyságrendben megegyeznek a csavarvonal mentén ébredı összetevı nagyságrendjével, ami nem tekinthetı elınynek. Ezekben a pontokban a szerszám nem forgácsol a leghatékonyabban.

A csavarvonal mentén, tehát az élıirányra majdnem merıleges irányban ébredı sebességösszetevı abszolút értékben folytonos, konkáv csökkenést mutat a sugár növekedésével. Az osztóköri pontban talált érték és a klasszikus módon számított érték közötti különbség elenyészı.

A fentiek alapján elképzelhetı a szerszám és a hántoló eljárás forgácsolás szempontjából megvalósítandó optimalása, melynek egyik lehetséges célja az élımenti csúszás minimalizálása. Ennek érdekében a megfelelı szerszámfog-dılésszög kiszámítása mellett a szerszám elcsúsztatásának iránya, illetve a forgács hornyok alakjának meghatározása is szerepelhet.

IRODALOM

- [1] Szeniczei, L. Általános fogazás. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1955.
- [2] Hsu, R-H., Fong, Z-H. Theoretical and practical investigations regarding the influence of the Serration's geometry and position on the tooth surface roughness by shaving with plunge gear cutter. doi: 10.1243/09544062C19404 Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science February 1, 2006 vol. 220 no. 2 223-242.
- [3] Csudakov, J.A. Gépipari Enciklopédia, VII.-ik Kötet. Nehézipari Műszaki Könyvkiadó, 1952.
- [4] Hollanda, D. Așchiere și scule. I.I.S. Țirgu-Mureș, 1983.
- [5] Hollanda, D., Máté, M. Așchiere și scule. Editura Universităţii „Petru Maior” Țirgu-Mureș, 2004., ISBN 973 - 8084-95-4.
- [6] Hollanda, D. Bazele așchierii și generării suprafețelor. Note de curs. Universitatea „Petru Maior” Țirgu-Mureș, 1994.
- [7] Dudiță, F. Mecanisme. Fascicula 2. Universitatea din Brașov, 1982.
- [8] Litvin, F.L., Fuentes, A. Geometria angrenajelor și teorie aplicată. Editura Dacia, Cluj-Napoca, 2009, ISBN 978-973-35-2458-8.

Reverzibilis, körprofilú, forgódugattyús pneumatikus gép

Reversible Pneumatic Rotary machines with circular profiles

Mașină pneumatică reversibilă cu piston rotativ și profiluri circulare

Adrian Ioan OLARU¹, dr.ing. Ioan Tiberiu OLARU²,
drd.ing. Lia OLARU³, drd.ing. Rodica POP⁴, Acad.Prof.em.dr.ing. Iosif Vencel CSIBI⁵

Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca,
Facultatea de Mecanică,
Departamentul de Mecatronică și Dinamica Mașinilor,
B-dul Muncii 103-105, 400641 Cluj-Napoca, România
¹ me.olaru@gmail.com, ² olioti@yahoo.com, ³ olaru_lia@yahoo.com,
⁴ pop.rodica@gmail.com, ⁵ csibiven@yahoo.com

ABSTRACT

This paper presents a reversible pneumatic rotary machines with circular profiles, which can operate both as a compressor and as an air motor. Pneumatic machine apply Maillard and Wankel design principles with performance improvements which increase efficiency and reduce manufacturing costs. The paper described the principle of pneumatic machine construction, which consists in the installation of two moving sealing parts between the stator and piston and in the execution of circular profiles for the stator and rotor. It describes the benefits of improvements compared to the conventional. It described how to calculate the circular stator and rotor profiles. It described a method of calculating the height of the movable sealing piece so as to ensure the elimination of the gap between the stator and the rotor. Reversible pneumatic rotary machines with circular profiles presented is subject to two patent applications no. a201200127 from 26.02.2012 and no. PCT/RO2013/050001 from 06/28/2013

Keywords: machine, pneumatic, reversible, rotary piston, moving part, sealing, profile, circular

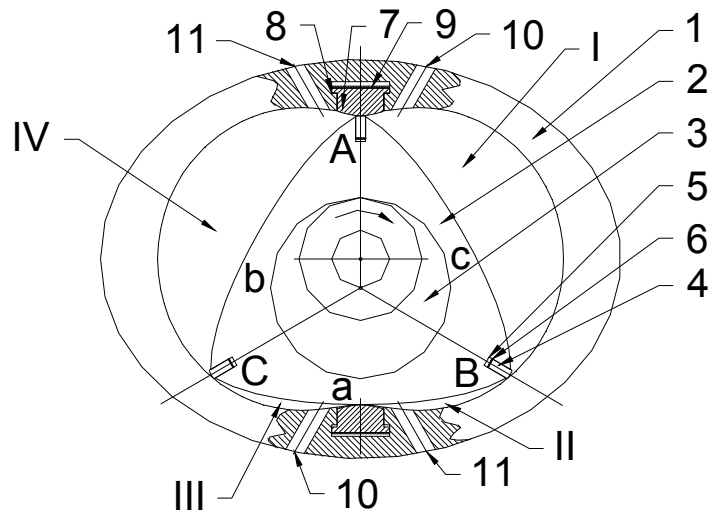
ÖSSZEFOGLALÓ

A dolgozat egy reverzibilis, körprofilú, forgódugattyús, pneumatikus gépet mutat be, mely tud működni mint légsűrítő, vagy mint motor. Működése a Maillard légsűrítő és a Wankel motor elvén történik, különböző fejlesztésekkel, melyek növelik a hatékonyságot és csökkentik a gyártási költségeket. A dolgozat bemutatja a pneumatikus gép szerkezetét, beépítve két szigetelő mozgó elemet a ház és a forgó rész közé, kicserélve a ház ciklois profilját körívvel. Ki vannak hangsúlyozva a módosítás előnyei, az eredeti változathoz képest. Bemutatja a szigetelő elemek magassága kiszámításának egy algoritmusát, úgy, hogy lecsökkenjen a forgó- és állórész közötti hézag. Az itt bemutatott reverzibilis, körprofilú, forgódugattyús, pneumatikus gép, a szerző csoport két szabadalom kérésének tematikája: nr. a201200127/26.02.2012 és PCT/RO2013/050001/28.06.2013

Kulcsszavak: gép, pneumatikus, reverzibilis, forgó dugattyú, mozgó rész, szigetelés, körprofil.

1. MŰKÖDÉSI ELV

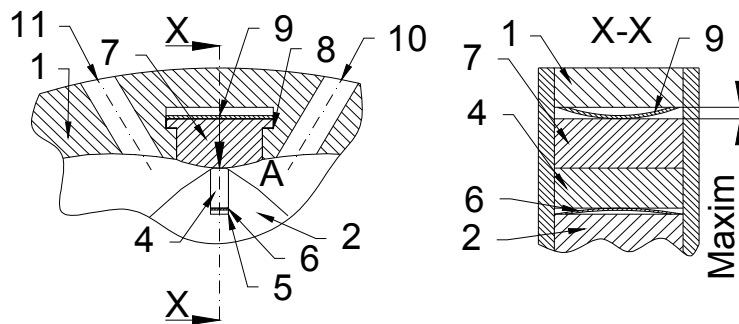
A javasolt szerkezeti megoldás az 1. ábrán látható, ahol a „T” kanálisba helyezett és laprugóval megfeszített két mozgó rész négy, légmentesen szigetelt kamrát hoz létre a forgó dugattyú és a ház között. Ezáltal megszűnik a forgó és az álló profilok közvetlen kapcsolata és kopása.



1. ábra

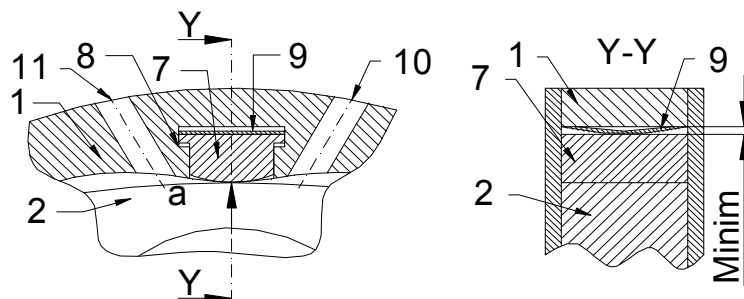
A pneumatikus gép szerkezete és működési elve

A szigetelő elemeket (7), a laprugók (8), igyekeznek a legbelső helyzetben tartani, biztosítva a ház belső profiljának folytonosságát, könnyítve a forgó rész csúcsaiban található reteszek akadálymentes továbbhaladását (2, 3 ábrák).



2. ábra

A szigetelő elemek és a forgó rész csúcsának relatív helyzete



3. ábra

A szigetelő elemek és a forgó rész oldalának relatív helyzete

2. A REVERZIBILIS, KÖRPROFILÚ, FORGÓDUGATTYÚS, PNEUMATIKUS GÉP GEOMETRIÁJA

Egy hagyományos forgódugattyús pneumatikus gép profilegyenletei a következők:

- az álló rész profilja egy két ágú periciklois:

$$\begin{cases} x = e \cdot \cos \alpha + R \cdot \cos \alpha/3 \\ y = e \cdot \sin \alpha + R \cdot \sin \alpha/3 \end{cases} \quad (2.1)$$

- a forgó dugattyú oldalprofilja egy három ágú hipociklois:

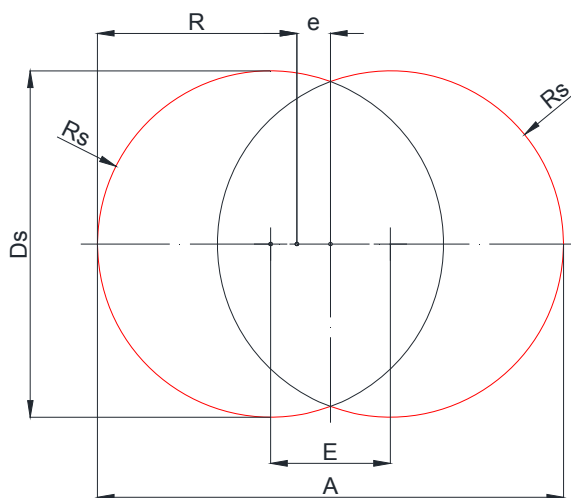
$$\begin{cases} x = R \cdot \cos 2\alpha + \frac{3}{2} \cdot \frac{e^2}{R} (\cos 8\alpha - \cos 4\alpha) \\ \pm e \left(1 - \frac{9e^2}{R^2} \cdot \sin^2 3\alpha \right)^{\frac{1}{2}} \cdot (\cos 5\alpha + \cos \alpha) \\ y = R \cdot \sin 2\alpha + \frac{3}{2} \cdot \frac{e^2}{R} (\cos 8\alpha + \sin 4\alpha) \\ \pm e \left(1 - \frac{9e^2}{R^2} \cdot \sin^2 3\alpha \right)^{\frac{1}{2}} \cdot (\sin 5\alpha - \sin \alpha) \end{cases} \quad (2.2)$$

Az elméleti profilok között fel lehet írni a ciklois együttható értékét, k , ami a generáló kör sugarának és az excentricitás, e , hányadosa:

$$k = R/e \quad (2.3)$$

2.1. Az álló rész kör profiljának meghatározása

A ház hagyományos periciklois profilja ki van cserélve két körívvel (4. ábra), ahol:



4. ábra
Az álló rész körprofilja

- R_s – a ház körprofiljának sugara
- E – a ház körprofiljának excentricitása, a két kör központja közötti távolság
- A – a ház profiljának nagytengelye
- D_s – a ház profiljának kistengelye

Az ábrán fel vannak tüntetve a hagyományos profil méretei is, R és e , a két változat összehasonlítása végett.

A körprofil és a periciklois között a következő összefüggések állnak fenn:

$$E = \frac{k \cdot R}{10} = \frac{R^2}{10 \cdot e} \quad (2.4)$$

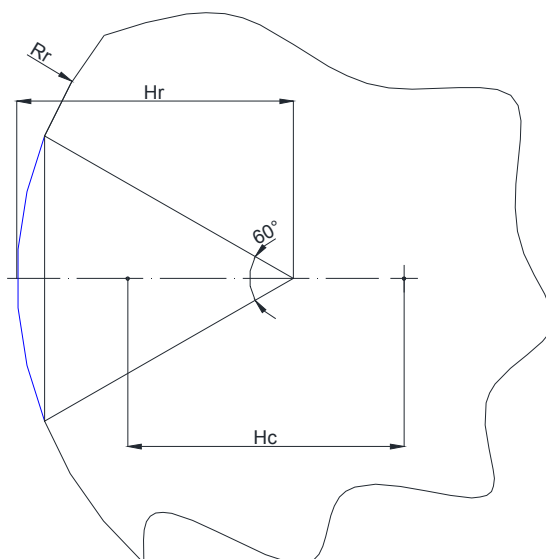
$$A = 2(R + e) \quad (2.5)$$

$$R_s = \frac{A - E}{2} \quad (2.6)$$

$$D_s = 2 \cdot R_s \quad (2.7)$$

2.2. A forgó rész körprofiljának meghatározása

A hagyományos hipociklois profilt, a forgórészen, szintén körívre cseréltük (5. ábra).



5. ábra
A forgó rész körprofilja

A körprofil és a hipociklois között a következő összefüggések állnak fenn:

$$R_r = A = 2(R + e) \quad (2.8)$$

$$H_c = \frac{10 \cdot R}{k} \quad (2.9)$$

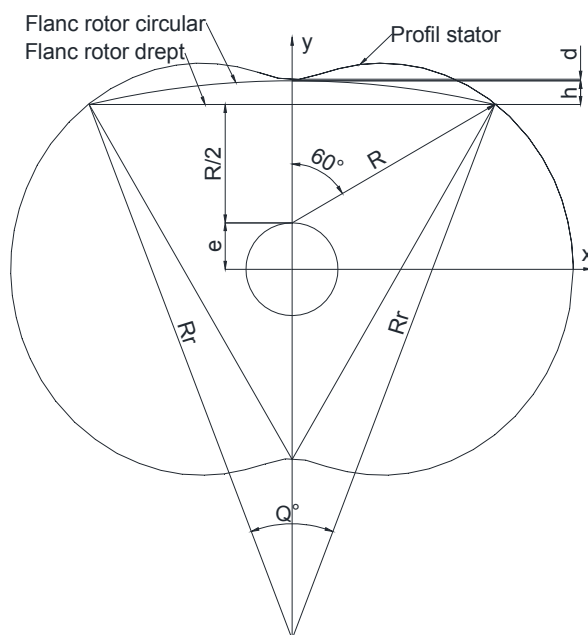
$$H_r = H_c \quad (2.10)$$

A három csúcsú forgórészben levő mozgó reteszek a kamrák egymástól való szigetelésére szolgálnak.

2.3. A szigetelő retesz magasságának meghatározása

A 6. ábra jelöléseit felhasználva, fel lehet írni:

$$R_r \sin \frac{\theta}{2} = R \sin \frac{\pi}{3} = R \frac{\sqrt{3}}{2} \quad \frac{R_r}{R} = \frac{\sqrt{3}}{2 \sin \frac{\theta}{2}} \quad (2.11)$$



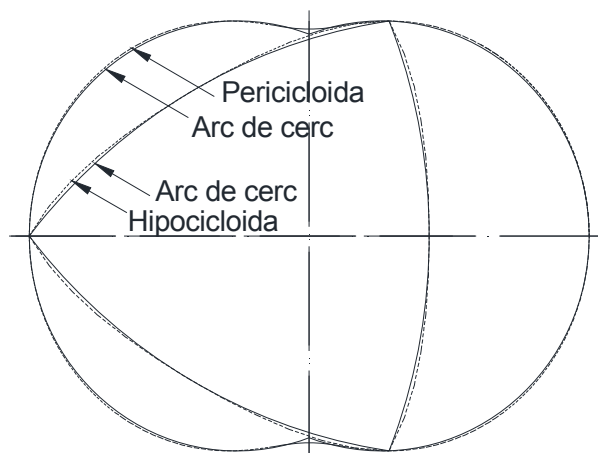
6. ábra

A szigetelő retesz magasságának meghatározása

$$d = \frac{R}{2} \left(1 - \sqrt{3} \frac{1 - \cos \frac{\theta}{2}}{\sin \frac{\theta}{2}} \right) - e \quad (2.12)$$

2.4. A hagyományos és a kör profilok összehasonlítása

Az eredeti és a körív profilokat összehasonlítva megállapíthatjuk, hogy a kettő között minimális az eltérés, amit a mozgó reteszek szigetelnek. Így biztosítva van a reverzibilis, forgódugattyús légsűrítő vagy a motor optimális működése.



7. ábra

Az eredeti és a körív profilok összehasonlítása

3 KÖVETKEZTETÉSEK

Egy pneumatikus motor/légsűrítő szerkezetébe beszerelve két mozgó, szigetelő reteszt, mely elválasztja az aktív kamrákat, a hagyományos periciklois és hipociklois profilokat körívekre cserélve, egy olcsóbb változatot kapunk.

A reverzibilis, körprofilú, forgódugattyús, pneumatikus gép két szabadalom kérésnek a tematikája: *nr. a201200127/26.02.2012 és PCT/RO2013/050001/28.06.2013*

IRODALOM

1. Csibi, V.I. – *Angrenaje elicoidale cu profiluri speciale*, Cluj Napoca, Editura Gloria, 1999
2. Olaru, A.I. – Egyetemi diploma munka „*Egy reverzibilis, körprofilú, forgódugattyús, pneumatikus gép makettjének tervezése és kivitelezése*” (Proiectarea și executarea unei machete de mașină pneumatică reversibilă cu piston rotativ și profiluri circulare), a Kolozsvári Műszaki Egyetem, Mechanika kar, Mechatronika és a Gépek Dinamikája osztályán tartott előadás, 2013
3. Olaru, I.T. – *Teză de doctorat „Cercetări privind aplicarea angrenajelor speciale în domeniul pneutronicii”*, susținută la Departamentul de Mecatronică și Dinamica mașinilor al Facultății de Mecanică din Universitatea Tehnică, Cluj Napoca, 2012
4. Yamamoto, Kenichi - *Rotary engine*, Toyo Kogyo Co.Ltd., 1971

Fogászati implantátumok kémiai maratása

Chemical Etching of Dental Implants

Realizarea implanturilor dentare prin gravură chimică

PAMMER Dávid MSc¹, Dr. SCHINDLER Árpád MD², Dr. BOGNÁR Eszter PhD^{1,3}

¹Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Gépészmérnöki kar,
Anyagtudomány és Technológia Tanszék,

1111 Budapest, Bertalan Lajos u. 7. Tel: 463-1234, dav.pammer@gmail.com, www.att.bme.hu

²Radix Kft., 6400 Kiskunhalas, Dékányi Árpád u. 11. Tel: +36-77-522-222, radix@schindlerdr.hu

³MTA–BME Kompozittechnológiai Kutatócsoport, 1111 Budapest, Műegyetem rkp. 3.

Tel: 06-1-463-2003, pt@pt.bme.hu

ABSTRACT

As a result of chemical etching of a dental implant the surface will be cleaned from burr and the surface area will be increased as well. The roughness of the surface influences the osseointegration between the bone and the implant so the aim of this study was to determine the effect of the chemical etching and to measure the quantity of the lost weight. Due to this we inspect the component of the etching pickle, the etching time and the changing of the geometry.

Kulcsszavak: fogászati implantátum, titán, kémiai maratás, geometria, felületi egyenetlenség

1. BEVEZETÉS

A fogászati implantátumok osseointegrációjának növelése érdekében a felület kezelésére van szükség. A folyamat lehetővé teszi, hogy a gyártás során keletkezett morfológiai hibák eltűnjenek, a fogászati implantátum felülete megnövekedjen, valamint meggátolja a baktériumok megtelepedését és szaporodását az implantátum felületén [1]. A megnövekedett felületen nagyobb számban tudnak a csontsejtek megtapadni, amelynek hatása, hogy a fogászati implantátum és a csont osseointegrációjának minősége megfelelő lesz, és így a fogászati implantátum funkcionális megterhelése 2-3 hónapon belül megtörténhet. A csont és a fogászati implantátum kapcsolata nagyban függ az individumtól, de az implantátum megfelelő geometriai és felületi kialakításával a kívánt primer stabilitás elérhető, amely az osseointegráció előfeltétele. Az osseointegrítást növeli a nagyobb felületi egyenetlenség. A fogászati implantátumoknál alkalmazott felületkezelési eljárások lehetnek: homokkal szórt, anodizált, elektropolírozott, kémiailag maratott, bevonatolt, lézersugárral megmunkált [2, 3]. Minden egyes felületkezelési eljárásnak megvannak a sajátosságai, és adott esetben több eljárás egyszerre is alkalmazható. Kutatásunk során azt vizsgáltuk, hogy a kémiai maratásnak milyen hatása van a fogászati implantátumok felületi morfológiájára.

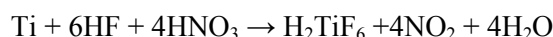
1.1. Titán, mint implantátum alapanyag

Egy implantátum beültethetőségének alapvető feltétele az, hogy a szövetekkel érintkező felszín biokompatibilis legyen. Napjainkban ezért a fém alapú implantátumok anyaga gyakran titán ötvözet. Ezek általában a grade 1-5 típusú titán ötvözetek. A titán ötvözetek elméletileg bioinert anyagok a humán szervezet számára. Korrózióállóak a testnedvekkel szemben, amely a felületükön található oxidrétegnek köszönhető. A titán alapanyagú implantátumok mechanikai tulajdonságai alkalmasak arra, hogy a szervezetben ébredő mechanikai igénybevételekből adódó terhelések ne okozzák az implantátum károsodását. Egy implantátum tervezésénél viszont figyelni kell arra, hogy a fém alapú implantátumok mechanikai tulajdonságai nem esnek egy nagyságrendbe a csontéval, ezért a nem megfelelő geometriai kialakítású implantátumok a csontszövet károsodását okozhatják. Nem mágnesezhetőek, így a mágneses rezonancián alapuló orvosi vizsgálatok nem veszélyeztetik a páciens egészségét. A titán ötvözetek sűrűségéből adódóan a CT felvételeken az implantátumok túlzottan nagy fény intenzitással jelennek meg, amely adott esetben a körülötte lévő szövetek láthatóságát

rontja, ezzel szemben viszont az implantátum jól látható. Az osseointegrációs képessége a titán ötvözeteknek a csonttal (és egyéb élő szövetekkel) rendkívül jó. Ezen néhány tulajdonságnak köszönhetően alkalmazzák a világon egyik vezető implantátum alapanyagként a titánt. A fogászati implantátumok alapanyagai általában grade 2-es, grade 4-es és grade 5-ös titán ötvözetek [4-8].

1.2. A titán kémiai maratása

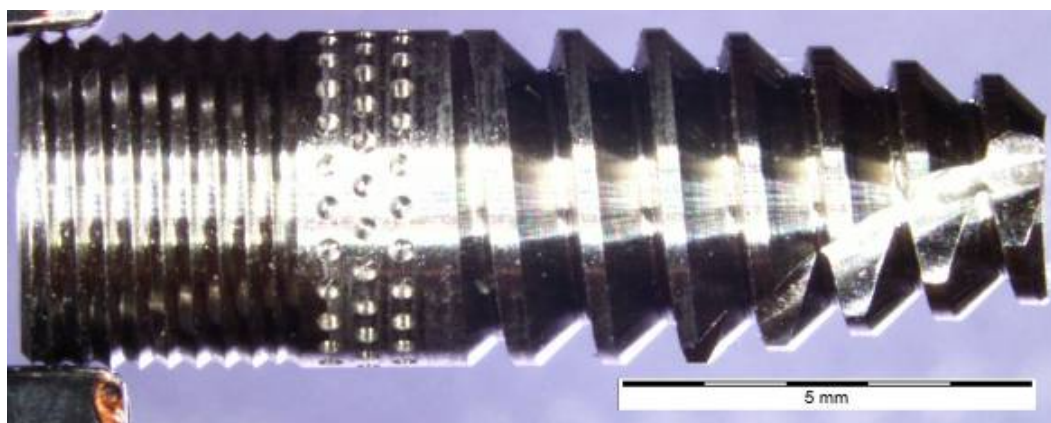
A titán kémiai maratása során a felületi morfológia változását a következő tényezők befolyásolják: a marószerek, a maratópác összetétele és koncentrációja, a maratási idő, a maratópác hőmérséklete. A szakirodalom szerint a titán kémiai maratása általában HF-dal és HNO₃-val történik, de katalizátorként lehet desztillált vizet és etanolt is használni. Ahány szakirodalom, annyi féle keverési arány létezik a maratópác összetételére. Általában a HF kisebb mennyiségben található meg az elegyben, mint a HNO₃. Ez azért van, mert a titán a HF-al lép közvetlen reakcióba, és ha az oldat HF koncentrációja nagy, akkor a titán durva kémiai maratásnak van kitéve. A HNO₃ a felszabadult H-nel lép reakcióba. A titán maratását HF-dal és HNO₃-val a következő reakcióegyenlet írja le [9-16]:



2. A FOGÁSZATI IMPLANTÁTUMOK KÉMIAI MARATÁSA

Kutatásunk célja az volt, hogy az általunk tervezett geometriával rendelkező fogászati implantátum [17] felületkezelése során a legkisebb tömegvesztés mellett a lehető legnagyobb felületi egyenetlenséget kapjuk. Ezen kritériumok mellett további cél volt, hogy a geometriai kialakítások a felületkezelés hatására ne veszítsék el az eredeti alakjukat. A szakirodalmi adatokból kiindulva az elegy összetételét és a maratási idő nagyságát úgy próbáltuk megváltoztatni, hogy a számunkra előírt kritériumok teljesüljenek. A fogászati implantátumokat Tornos Gamma 20/5-ös hosszeszterga géppel gyártottuk, Grade 2-es titán alapanyagból. Az elkészült implantátumok megtisztítása desztillált vízzel és etanollal történik. Az implantátum felületének száraznak kell lennie mielőtt a kémiai maratás megkezdődik.

Kísérleteinket azzal kezdtük, hogy az egyes marószerek összetevőkkel külön-külön próbamaratásokat végeztünk, hogy megismerjük azok hatását a felületi morfológiára. A próbamaratások idejét változtattuk. Ezen eredmények függvényében a maratópác összetételét kezdtük el kikísérletezni. Változtattuk a maratópác összetételét és a maratási időt. A maratás során ultrahangos tisztítóberendezéssel értük el azt, hogy a fogászati implantátum felülete egyenletesen legyen maratva. A maratópác hőmérsékletét szabályoztam, amelyet a 21 °C + 5 °C hőmérsékleti tartományban tartottam. Negatív irányú hőmérsékleti változás a maratási folyamatnál nem következett be, mivel a folyamat exoterm. A maratási idők nagysága miatt jelentős hőmérsékletnövekedés nem következett be, így maratópác hőmérséklete nem lépte át az előírt értéket, emellett a két maratás közti idő elegendő volt ahhoz, hogy a maratópác hőmérséklete visszaálljon a kiinduló hőmérsékleti (szobahőmérséklet 21 °C) pontra. Az 1-es táblázatban láthatjuk, hogy az adott maratási paraméterek függvényében a geometria hogyan változott a még nem maratott fogászati implantátum (1. ábra) felületéhez képest.


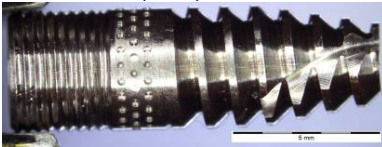
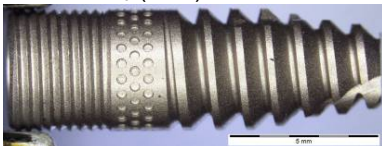
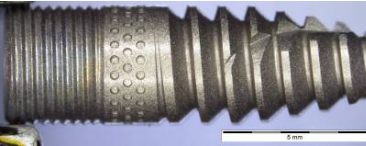
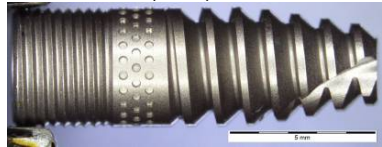


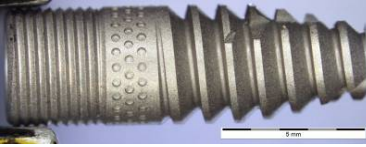
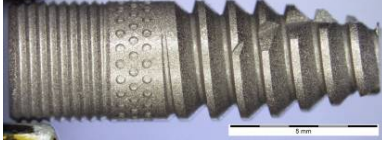


1. ábra

A Tornos Gamma 20/5-ös hosszesztergával gyártott fogászati implantátum

Titán grade 2-es fogászati implantátum maratási kísérletsorozata

1. Táblázat

Minta száma	Alapanyag	Maratópác összetétele	Maratópác mennyisége (L)	Tömeg, maratás előtt (g)	Tömeg, maratás után (g)	Maratási idő (s)
1	Grade 2	HF (38%) 	15	0,4908	0,461	30+35
2	Grade 2	HNO ₃ (65%) 	30	0,4852	0,4858	5+10
3	Grade 2	HF (38%) HNO ₃ (65%) 	15 15	0,4892	0,463	60 30
4	Grade 2	HF (38%) + Etanol (tisztá) 	15+15	0,4802	0,472	60+60
5	Grade 2	HF (38%) + Etanol (tisztá) + HNO ₃ (65%) 	15+15+15	0,488	0,48	60
6	Grade 2	HF (38%) + Víz (desztillált) + HNO ₃ (65%) 	5+5+5	0,488	0,425	60
7	Grade 2	HF (38%) + Víz (desztillált) + HNO ₃ (65%) 	10+5+5	0,488	0,482	35
8	Grade 2	HF (38%) + Víz (desztillált) 	10+10	0,4869	0,4744	30
9	Grade 2	HF (38%) + Víz (desztillált) 	10+10	0,4872	0,4722	60

Az 1-es táblázat alapján a tisztán HF marószerezrel felületkezelt implantátum (minta: 1) felületi egyenetlensége nőtt, tömege csökkent. A tisztán HNO₃ marószerezrel felületkezelt minta (2) felülete fényesebb és egyenetlesebb lett, tömege nem változott. A HF és HNO₃ maratópáccal kezelt implantátum felületi egyenetlensége nem nőtt jelentősen, tömege csökkent. Fényessége viszont kevésbé csökkent (3-es minta). Megfigyelhető, hogy ha a maratópáchoz etanolt adunk hozzá, akkor a maratási folyamat lassul (minta: 4, 5). Ezzel szemben, ha desztillált vizet adunk hozzá, akkor a folyamat gyorsul (minta: 6, 7) és a felületi egyenetlenségek nőnek, a tömegük gyorsan csökken. A HF és desztillált víz elegyű maratópáccal maratott implantátumok (minta: 8, 9) felületi egyenetlensége nőtt és mellette a tömegük kevésbé csökkent.

ÖSSZEFOGLALÁS

A maratási kísérletsorozat alapján megállapítottuk, hogy a HF és desztillált víz elegyű maratópáccal maratott fogászati implantátumoknál (9-es minta) a legkisebb tömegvesztés mellett a legegyszerűsebb felületet kaptuk szemben a többi implantátumnál kapott eredményekkel. Ezzel eleget tettünk a kezdeti célkitűzéseinknek. Emellett a kísérletsorozatunk során képet kaptunk arról, hogy a maratópác összetétele és a maratási idő hogyan befolyásolja a fogászati implantátum felületi változásait és a további kísérleteknél milyen keverési arányt érdemes használni a kívánt felületi egyenetlenség elérése érdekében.

IRODALOM

- [1] X. Liu et al.: Surface modification of titanium, titanium alloys, and related materials for biomedical applications, *Materials Science and Engineering* 2004, (R 47) 49–121.
- [2] A. Aalam, H. Nowzari: Clinical Evaluation of Dental Implants with Surfaces Roughened by Anodic Oxidation, Dual Acid-Etched Implants, and Machined Implants, *The International Journal of Oral and Maxillofacial Implants* 2005, (V 20), Number 5.
- [3] R. K. Alla et al.: Surface Roughness of Implants: A Review, *Trends Biomater. Artif. Organs* 2011, 25 (3), 112-118
- [4] C.N. Elias et al.: Biomedical applications of titanium and its alloys, *JOM: The Member Journal of TMS*, 2008, (60) 46-49
- [5] H. Kim et al.: The biocompatibility of SLA-treated titanium implants, *Biomedical Materials* 2008, (3 025011) 6pp
- [6] International Titanium Association – Medical Data Sheet 1999, I 0201 10/99
- [7] S. A. Hacking et al.: Acid-etched microtexture for enhancement of bone growth into porous-coated implants, *The Journal of Bone and Joint Surgery* 2003, 85-B:1182-9
- [8] Y. Iwaya et al.: Surface Properties and Biocompatibility of Acid-etched Titanium, *Dental Materials Journal* 2008, 27(3): 415-421
- [9] G. Juodzbals et al.: New Acid Etched Titanium Dental Implant Surface, *Baltic Dental and Maxillofacial Journal* 2003, (5) 101-105
- [10] B. Taylor, E. Weidmann: Metallographic preparation of titanium, *Application Notes Struers A/S*, www.struers.com
- [11] S. Ban et al.: Surface modification of titanium by etching in concentrated sulfuric acid, *Dental Materials* 2006, (22) 1115–1120
- [12] Katona B., Nádai L.: Baktériumok megtapadását gátló titán-dioxid nanostruktúrák kialakítása implantátum alapanyagok felületén, *Tudományos Diákköri Konferencia, Orvostechika szekció, Anyagtudomány és Technológia Tanszék*, 2012.
- [13] A. Labak: Alternatives to Hydrofluoric Acid Etching At Wyman Gordon Company, Degree of Bachelor of Science In Chemical Engineering, Worcester Polytechnic Institute, April 29, 2010
- [14] R. Boyer et al.: *Materials Properties Handbook: Titanium Alloys*, ASM International Materials Park, USA, 1994
- [15] G. Spur, T. Stöferle: *Handbuch der Fertigungstechnik*, Carl Hanser Verlag München Wien 1987
- [16] S. Franssila: *Introduction to microabrication* 2nd editon, John Wiley and Sons, Ltd. Singapore, 2010
- [17] Pammer D., dr. Schindler Á.: *Fogászati implantátum (Magyarország)*, P1100589, 2011

Négyütemű belsőégésű motorok töltetcserejét befolyásoló tényezők vizsgálata

Investigation of Charge Exchange in Four-stroke Inner Combustion Engines

Studiul factorilor de schimbare a gazelor la motoarele în patru timpi

TOLLÁR Sándor
tudományos segédmunkatárs

Miskolci Egyetem, Áramlás- és Hőtechnikai Gépek Tanszéke
3515 Miskolc-Egyetemváros, Magyarország
Tel.: +36 46 565111/1236; Fax: +36 46 565471;
aramts@uni-miskolc.hu; www.aht.uni-miskolc.hu

ABSTRACT

In this paper I would like to present the charge exchange of the internal combustion engines. This process is partly reason of the motor losses, so impact to the efficiency of the engines. Charge exchange in the course of the intake and exhaust sides processes taking, the pressure oscillations. I review techniques used in current practice which is to tune the system on the intake and exhaust sides. So here's the test options to help you get a better picture than the current processes occurring in the system, thus providing a further tool for design. A brief outline of the test program and its available tools.

ÖSSZEFOGLALÓ

Ebben a cikkben a belsőégésű motorok motorikus veszteségeit és így a hatásfokát is befolyásoló töltetcserejét, annak lefolyását, a szívó és kipufogó oldalon lejátszódó folyamatokat, nyomáslengéseket, azok hatásait ismertetem. Áttekintem a jelenlegi gyakorlatban is alkalmazott technikákat a rendszerek hangolására mind a szívó, mind a kipufogó oldalon. Ismertetem azokat a vizsgálati lehetőségeket, melyek segítségével a jelenleginél pontosabb képet kaphatunk a rendszerben lejátszódó folyamatokról, ezáltal eszközt biztosítva a további tervezési feladatokhoz. Röviden vázoló a vizsgálati programot és az ahhoz rendelkezésre álló eszközöket.

Kulcsszavak: töltetcsere, nyomáslengés, lengőcső, rezonátorcső

1. BEVEZETÉS

A belsőégésű motorok periodikusan működő hőtechnikai gépek, melyek hengerébe rendszeresen friss levegőt és üzemanyagot kell juttatni, a bejuttatott keveréket elégetni, majd az égéstermék el kell távolítani a hengerből. Ezt a folyamatot négyütemű motorok esetében két főtengely-fordulatonként folyamatosan ismételni kell. Ez két ütemet, sorrendben a kipufogási és a szívási ütemet foglalja magába. Ezt hívjuk töltetcsereinek. Természetesen az ideális az lenne, ha egy-egy töltetcsere alkalmával az égéstermék maradéktalanul kiürülne a hengerből, a helyére pedig az elméletileg elérhető maximális mennyiségű friss levegő, vagy levegő üzemanyag keverék kerülne. Egy 3000 1/n fordulatszámú járó motor esetében másodpercenként 25 alkalommal kell a töltetnek kicserélődnie hengerenként.

A motor hatásfokát működése során a legnagyobb mértékben a motorikus veszteségek befolyásolják:

- az üzemanyag hengerben történő elégetése és kémiai energiájának felszabadítása nem tökéletes
- az égés alatt jelentkező úgynevezett falveszteségek
- a körfolyamat szakaszai nem ideálisak – az égés nem izochor, a kompresszió és az expanzió nem izentropikus
- a töltetcsere veszteség, ami a annak tökéletlenségéből, illetve a tömítetlenségekből adódik

Kijelenthetjük, hogy a motor hatásfoka és teljesítménye nem elhanyagolható mértékben függ ennek a töltetcserenek a jóságától.

A négyütemű motorok töltetcserejét szelepek vezérlik. Ezen szelepek működtetését a motor üzemiállapotához célszerű hangolni. Ennek érdekében több jó megoldás is született a változtatható szelepvezérlések terén az elmúlt évtizedekben. A fejlesztések ezen a téren továbbra is zajlanak. Mi azonban egy másik területet szeretnénk megvizsgálni, nevezetesen a motorok szívó és kipufogórendszerében keletkező nyomáshullámok töltetcsereére gyakorolt hatását, azok analízisét, és a későbbiekben az üzemiállapothoz való hangolásának lehetőségeit. Ezen a téren is vannak jelentős fejlesztések, különösen a változtatható geometriájú szívórendszerek tekintetében. Azonban megítélésünk szerint ez a terület még koránt sincs teljes mértékben feltérképezve.

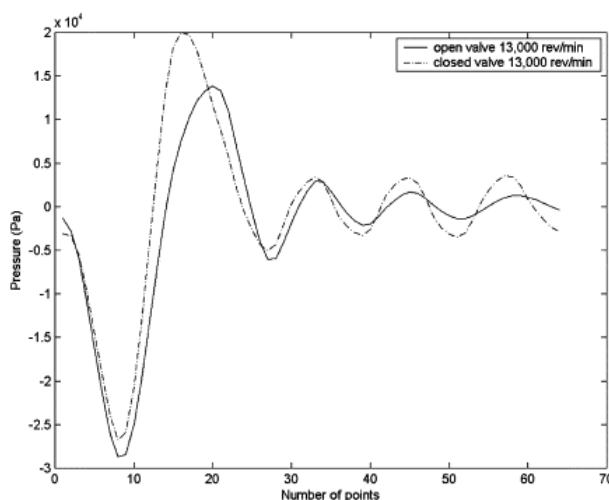
Mivel a minket érdeklő szívó és kipufogó oldali nyomáslengések nem tárgyalhatók a szívóoldali, illetve a kipufogó oldali rendszer ismertetése nélkül, ismerkedjünk meg ezekkel a rendszerekkel.

2. A SZÍVÓOLDAL BEMUTATÁSA

Négyütemű motorok esetében a töltetcsere szelepeken keresztül zajlik. A szívószelep által vezérelt részen keresztül jut a hengerbe a friss levegő. Jelen cikkünkben csak a korszerű injektoros motorokkal foglalkozunk, de természetesen a levegő helyett levegő-üzemanyag keverék is lehetne a töltetcsere szívó oldali közege. Azonban ez nem változtatna lényegében az általunk tárgyalni kívánt töltetcsere jóságán. Az üzemanyag keveredése a beszívott levegőben egy másik területet ölel fel. Azonban a szívórendszer így is elég feladatot ad a mérnököknek, akik a motort optimális üzemiállapotra, vagy üzemiállapotokra szeretnék hangolni. A szívóoldalon ugyanis több, mint egy egyszerű cső egy légszűrővel az elején. Az áramló gáz szempontjából mindenképpen. Ezért kell alapos vizsgálatnak alávetni, hogy megállapíthassuk, milyen módon befolyásolja a motor működését.

A motorok hengerébe a szívócsöveken keresztül jut a friss levegő. Megoldandó feladat a beszívott levegő mechanikai szűrése, esetenként temperálása, nyomásának megnövelése. Ezen kívül egyenlő feltételeket kell biztosítani a motor minden hengerének. Ennek érdekében azonos szívócső hosszakat és átmérőket alkalmaznak. A szívócsőnek természetesen minél kisebb áramlási ellenállással kell rendelkeznie. A hengerenkénti benzinbefecskendezés és a több szívószelepes megoldás elterjedésének köszönhetően gyakori az úgynevezett osztóház alkalmazása. Ezt rezonancia-szívócsőrendszer egészítheti ki. Ennek jelentőségét úgy érthetjük meg, hogy megvizsgáljuk mi zajlik le egy henger szívócsövében.

A szívószelep nyitásakor a dugattyú még nem érte el a felső holtpontot, épp felfelé halad, még tart a kipufogási ütem. Azonban az égéstermék kiáramlása következtében a hengerben lévő gáz lendületben van, emiatt a hengerben enyhe depresszió uralkodik, ami megindítja a szívócsőben lévő levegőt a henger felé. Közben a dugattyú, elérve felső holtponthelyzetét, elindul az alsó holtpont felé, és fenntartja a szívó hatást a kipufogószelep zárása után is. A levegő a hengerbe áramlik, azonban a közeg összenyomhatósága miatt lokális nyomáseséssel indul a folyamat, majd miután a közeg felgyorsult, a lezáródó szívónyílásnak ütközve feltorlódik, és helyi nyomásnövekedés alakul ki. Az így létrejövő nyomáshullámok pedig hangsebességgel végighaladnak a szívócsőben, az abban lévő reflektáló felületekről visszaverődve pedig egy időben lecsengő nyomáslengés alakul ki. Egy ilyen tisztán egy hengerre vonatkozó nyomáslengést mutat az 1. ábra.

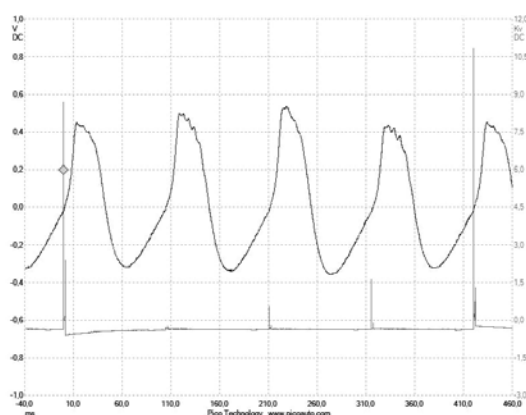


1. ábra

Számított nyomásváltozás a szívócsőben, egy henger esetén[1]

Könnyen belátható, hogy ezen lengések segíthetik a töltetcserét, ha megfelelő ütemben érkeznek a következő szívási ütem idején a hengerhez, illetve ronthatják annak hatását, ha rosszul vannak időzítve. Ezt az időzítést legegyszerűbben a szívócső hosszával tudjuk megoldani, azonban ez csak egy adott fordulatszámhoz lesz jó, hiszen a lengési frekvencia a fordulatszám függvényében változik. Ennek áthidalása érdekében született olyan megoldás hengerenként két szívószelepes motoroknál, hogy a henger egyik szívószelepéhez csatlakozó szívócső eltérő hosszúságú, mint a másik szelephez csatlakozó szívócső. Ez azonban még mindig nem tudja kellő módon segíteni a töltetcserét a teljes üzemi tartományban. Ennél sokkal kiforrottabb megoldás a változtatható szívócsőhossz. Ez esetben széles üzemi tartományban optimális értékűre állíthatjuk a szívócső hosszát.

A töltetcserét elősegíthetjük rezonancia alkalmazásával is. Mivel mint minden tömeggel és belső rugalmassággal rendelkező közegnek, így a gázoszlopnak is van sajátfrekvenciája, ezért ha a szívószelep által előidézett gerjesztés frekvenciája ezzel a sajátfrekvenciával megegyezik, a gázoszlopban is előállhat a rezonancia jelensége. A rezonancia gázoszlopokban tulajdonképpen egy állóhullám kialakulása, amely állóhullám meghatározott pontjaiban, jelen esetben a szívócső végén, azaz a hengerben és meghatározott időpillanatokban a nyomásváltozás amplitúdója a szívószelep által előidézettnek többszöröse. A szívórendszer megfelelő kialakításával elérhető, hogy az önlengésbe hozott gázoszlop a hengertérben a szívási periódus utolsó szakaszában hozza létre ezt a környezeti nyomásnál is nagyobb nyomást, ezzel mintegy feltöltve, utántöltve a hengert. Egy összetett lengési képet mutat a 2. ábra többhengeres motor szívócsővében.



2. ábra

Nyomásváltozás a szívócső szelep közeli helyén az idő függvényében[2]

A kialakuló rezonancia frekvenciája azonban nemcsak a gerjesztéstől – fordulatszámától – függ, hanem a gerjesztett gázoszlop méreteitől, tömegétől is. Alapesetben ez a szívócső hosszát és keresztmetszetét jelenti. A rendszer azonban kiegészíthető egy jól meghatározott méretű térfogattal – zsebbel –, melynek nincs más szerepe, csak a rendszer frekvenciájának hangolása. Az ilyen rendszereket az akusztikából ismert Helmholtz rezonátorként azonosíthatjuk. A számítások alapját az alábbi összefüggés adja [3]:

$$n = \frac{\alpha_{Es} - \alpha_{An}}{360^0} \cdot K \cdot \frac{a}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{A}{L \cdot V}} + n_{korr} \quad (1)$$

ahol:

- n : a fordulatszám, ahol a légnyelési görbének maximuma van, [1/s]
- α_{Es} : az a forgattyúsög, amelynél a maximális nyomás lép fel a szívószelep előtt, [ft°]
- α_{An} : az a forgattyúsög, amelynél a legnagyobb a dugattyú által gerjesztett depresszió, [ft°]
- K : korrekciós tényező, amit a lengőcső feltöltés modellezése miatt vezettek be, [-]
- a : a hangsebesség, [m/s]
- A : a lengőcső keresztmetszete, [m²]
- L : a lengőcső hossza, [m]
- V : a tartály (henger) térfogata, [m³]
- n_{korr} : korrekciós tényező

A K korrekciós tényező nagysága a motor és a szívócső konstrukciójától függ. Közelítő számításokhoz, hasonló konkrét motorok geometriai méreteinek és szelepvezérlési paramétereinek felhasználásával meghatározható a korrekciós tényező értéke [3]:

$$K = (n - n_{\text{kor}}) \cdot \frac{360^0}{\alpha_{\text{Es}} - \alpha_{\text{An}}} \cdot \frac{\pi}{a} \cdot \sqrt{\frac{L \cdot V}{A}} \quad (2)$$

A K korrekciós tényező ismeretében a (2) egyenletből számítható – rögzített egyéb paraméterek mellett –, a szükséges szívócsőhossz (vagy keresztmetszet) a motor fordulatszámának függvényében. A gyakorlatban a szívórendszerek lehetnek az imént tárgyalt megoldások kombinációi is. Például lengőcső – rezonátorcső kapcsolt használata, vagy akár turbófeltöltő és rezonátorcső kombinált használata is egy létező megoldás.

3. A KIPUFOGÓOLDAL BEMUTATÁSA

A kipufogószelep által nyitott keresztmetszeten történik az elégett üzemanyag-keverék kiáramlása a motor hengeréből. A kiáramlás nem a szabadba történik, hanem a kipufogó rendszerbe, ami sokszor összetett, bonyolult gáztechnikai rendszert alkot, melyet vizsgálatunk egyik tárgyának kell tekintenünk. Hogy miért van szükség ennek a rendszernek a részletes elemzésére, az rövidesen kiderül. De előbb vizsgáljuk meg, miből is áll össze ez a rendszer.

Ehhez vegyük sorra a kipufogórendszer feladatait:

- a kipufogógáz elvezetése a motortól arra a helyre, ahol a szabadba kívánjuk engedni.
- a kipufogógáz hőmérsékletének csökkentése, hogy a rendszerből kilépő gáz már elfogadható hőmérsékleten jusson a környezetbe
- a kipufogógáz káros anyag tartalmának előírt értékekre történő csökkentése, közkeletű kifejezéssel élve emisszió csökkentés
- zajcsillapítás, mivel a belsőégésű motorok üzeme jellegükénél fogva jelentős zajjal jár, amelynek nagy része a hengerekből kiáramló gázzal együtt, az abban terjedő hanghullámok révén „szennyezi” a környezetet
- a töltetcsere elősegítése

Ez utóbbi feladat nehezen hangolható össze az előzőekkel. Fontossága azonban jelentős, így mindenképpen figyelmet kell rá fordítanunk. Maga a rendszer egy korszerű szívómotor esetében a következő elemekből áll:

- leömlőcső
- gyújtócső
- oxidatív katalizátor(ok)
- részecskeszűrő
- redukzív katalizátor
- hangtompító

Turbófeltöltővel szerelt motorok esetében általában a leömlők közvetlenül a feltöltő gázturbinájába vezetik a kipufogógázt, ebben az esetben nincs gyújtócső. A nyomási viszonyokat máshogy kell kezelnünk, mint szívómotorok esetében.

Miről is van szó? Vegyünk példaként egy négyhengeres motort, amelynek gyújtási sorrendjétől függetlenül 180°-onként van egy-egy munkaüteme valamelyik hengerében. Ez azt jelenti, hogy amikor az egyik henger kipufogószelepe kinyit, annak a hengernek a leömlőjébe forró kipufogógáz áramlik olyan sebességgel, ami függ a hengerben lévő nyomástól, a henger térfogat-változási sebességétől, a szelepnyitás karakterisztikája miatt változó kiáramlási keresztmetszettől, a leömlőben lévő nyomástól, az áramlási ellenállástól. Mivel azonban a leömlőben az előző kipufogási ütemben is volt áramlás, nem elözménymentes körülmények vannak benne. Klasszikus esetben a leömlők össze vannak vezetve az úgynevezett közösítő, vagy gyújtócsőbe, emiatt a többi henger eltérő ütemű kipufogásának is hatása van a mi hengerünk leömlőjében kialakuló viszonyokra. Ugyanis a kipufogás kezdetekor elindul egy depresszióhullám a hengertől, amely végighalad a leömlőn, amíg nem találkozik reflektáló felülettel. Ez az előbb említett esetben a gyújtócső fala, melyről visszaverődik és a hengerhez jutva egy kompresszió hullámként jelenik meg. Azt is figyelembe kell venni azonban, hogy a visszaverődő hullám nem csak a mi hengerünk gyújtócsőjében halad visszafelé, hanem a többiben is. Ugyanakkor a többi henger által keltett nyomáshullám is bejut a mi hengerünk leömlőjébe és ott erősítheti, vagy gyen-

gítheti a nyomáshullámokat attól függően, hogy milyen ütemben találkoznak. A hullámok haladási sebessége a rendszerben lévő gázra és az ott mérhető hőmérsékletre jellemző hangsebesség. Tovább árnyalja a képet, hogy a rendszerben a hőmérséklet a hengertől távolodva csökken, ez az egyik feladata is a kipufogórendszernek. Emiatt azonban a hangsebesség is csökken a leömlőben haladva. Belátható, hogy összetett problémával állunk szemben, ha pontosan meg szeretnénk határozni a nyomás alakulását a leömlőkben.

De miért fontos ez számunkra? Amiatt, mert ha a hengerből kiürítendő kipufogógáz a leömlőben egy depresszió hullámmal találkozik, akkor az nagymértékben segíti a töltet kiürítését a hengerből. Úgy is mondhatjuk, hogy megszívja a teret. Ha azonban egy kompresszió hullám érkezik a hengerhez a kipufogási ütemben, akkor az ellene dolgozik a töltetcsereinek. Ez a hatás akár 50%-al is befolyásolhatja a töltetcsere jóságát.

Azonban a kipufogóütem végén már a szívószelep(ek) is nyitva vannak, ezzel is segítve a henger öblítését. Hiszen a hengereknek van egy úgynevezett káros tere, a kompresszió térfogat, amelyből a dugattyú nem tudja kitolni a kipufogógázt. Ebben a térrészben csak úgy cserélhető ki a gáz, ha a beáramló friss töltet kitolja maga előtt. Ugyanakkor azt sem szeretnénk, ha a hengerbe már bejuttatott friss levegő a kipufogószelepen keresztül távozna, hiszen fontos szempont, hogy a henger a lehető legnagyobb mértékben fel legyen töltve friss levegővel. Ezért szükségünk van a kipufogóütem végén egy jól időzített kompresszió hullámra, amely visszatartja a lendületben lévő levegőt, amíg a kipufogószelep bezár.

Hogy hogyan alakulnak ezek a lökeshullámok, és mekkora a szerepük egy feltöltővel szerelt motor esetében, az további vizsgálatokat igényel. Ezt a vizsgálati célt tűztük ki mi is magunk elé.

4. A VIZSGÁLATI MÓDSZEREK

A témához kapcsolódó jelentős mennyiségű szakirodalom áttekintése alapján azt kell mondanunk, hogy nincs olyan átfogó vizsgálati módszer, ami az általunk kitűzött feladatok megoldásához lenne kifejlesztve. Emiatt saját módszer kialakítását látjuk célszerűnek, amely természetesen a már ismert elemekből épül fel, ideértve a motordiagnosztikai méréseket, a fékpadi vizsgálatokat, a CFD analízist és az elméleti számításokat is.

Elképzeléseink szerint első lépésben ki szeretnénk alakítani egy mérési rendszert, mely a következő paraméterek folyamatos regisztrációját teszi lehetővé:

- a motor főtengelyének szögállása
- a szívószelepek nyitási állapota
- a kipufogószelepek nyitási állapota
- a szívócsőben mérhető nyomás alakulása a szívószelep közelében
- a leömlőben mérhető nyomás alakulása a kipufogószelep közelében
- a hengerben mérhető nyomás alakulása
- a beszívott levegő hőmérséklete a szívócsőben
- a beszívott levegő térfogatárama
- a kipufogógáz hőmérséklete a leömlőben
- a kipufogógáz összetétele (mintavételezés a leömlőből)
- a motor fordulatszáma
- a motor nyomatéka

Amennyiben a motor szögelfordulásának függvényében megjelenítjük a szívócsőbeli és a leömlőbeli nyomáslengések alakulását egy konkrét henger esetében, ezeket pedig összevetjük a hengerben mérhető nyomás alakulásával, a szelepek állapotát is figyelembe véve, akkor kapunk egy jól feltérképezett alapállapotot a konkrét motorunkról. Természetesen ezeket a méréseket széles fordulatszám tartományban kell rögzíteni. Ezen kívül a motor nyomaték, teljesítmény adatait is tárolnunk kell.

Ezen értékek meghatározását párhuzamosan CFD szimuláció segítségével is elvégezzük. Reményeink szerint a mért értékek és a számított eredmények jó közelítéssel megfeleltethetők lesznek egymással.

Már ez az eredmény is jelentős előrelépést jelentene vizsgálatunkban, hiszen rendelkezésünkre állna egy validált szimulációs módszer, melynek segítségével nyomon követhetővé válik a szívó, illetve a kipufogó rendszerben eszközölt változtatások hatása a töltetcsereire, és így a motor jellemző paramétereire is.

Erre az alapra építve elkezdhetjük a program második részét, mely egy kísérleti változtatható geometriájú szívó, illetve kipufogó-rendszer beépítését követően az előzőleg számított változtatások, hangolások hatását hivatott dokumentálni. A cél az, hogy pontos képet kapjunk a geometria változtatása által bekövetkező tényleges töltetcsere-veszteség csökkenésről, annak jelentőségéről turbófeltöltős motorok esetében.

Mindezen feladatok megoldásához elengedhetetlen egy korszerű motorvizsgáló laboratórium, valamint a CFD szimuláció elvégzésére alkalmas szoftver megléte.

5. ÖSSZEFOGLALÁS

Jelen pillanatban abban a szerencsés helyzetben vagyunk, hogy tanszékünkön, az Áramlás- és Hőtechnikai Gépek Tanszékén 2012 októberében átadták a Lancsarics Motorvizsgáló Labort, mely lehetővé teszi a cikkben felsorolt mérések elvégzését. Tanszékünk rendelkezik szimulációs szoftverrel is, így a projekt megvalósítása kezdetét veheti. A projekthez doktori téma is kapcsolódik, az elért eredményekről a jövőben folyamatosan be fogunk számolni.

6. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

Ez a tanulmány és kutatómunka a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt részeként – az Új Magyarország Fejlesztési Terv keretében – az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg.

IRODALOM

- [1] M.F. Harrison, A. Dunkley: The acoustics of racing engine intake systems, *Journal of Sound and Vibration* 271 (2004) 959–984 oldal
- [2] <http://www.garasanin-auto.hu/oszcilloszkoposmeresek> (2013.03.21)
- [3] Kalmár István, Stukovszky Zsolt: Belsőégésű motorok folyamatai, *BME Gépjárművek Tanszéke*, 205-208 oldal
- [4] Philip Hubert Smith, John Cruickshank Morrison: *The Scientific Design of Exhaust and Intake Systems*
- [5] C. D. Rakopoulos, E. C. Andritsakis, D. T. Hountalas: The Influence of the Exhaust System Unsteady Gas Flow and Insulation on the Performance of a Turbocharged Diesel Engine
- [6] O. Chiavola: Multi-dimensional CFD-transmission Matrix Modelling of IC Engine Intake and Exhaust Systems
- [7] F. Piscaglia, G. Ferrari: A novel 1D approach for the simulation of unsteady reacting flows in diesel exhaust after-treatment systems
- [8] Sang-Jin Lee, Soo-Jeong Jeong, Woo-Seung Kim: Numerical design of the diesel particulate filter for optimum thermal performances during regeneration

Termoelektromos bizmuttellurid alapú ötvözetek egykristályainak előállítására és neutrondiffrakciós vizsgálata

Production of Single Crystal Thermoelectric Bismuth Telluride Alloys and their Examination by Neutron Diffraction

Realizarea termoelectrică a monocristalelor din aliaje de bismut telurial și examinarea lor prin difracție de neutroni

VALLASEK István¹, KÁLI György², VERES Zsolt³, ROÓSZ András³, SZÓKE János⁴, SZIROVICZA Péter⁴

¹EMT Kolozsvári Fiókszervezete

²MTA Szilárdtestfizikai és Optikai Kutatóintézet – Budapest

³Miskolci Egyetem – Anyagtudományi Intézet

⁴ADMATIS Kft. Miskolc

e-mail: ivallasek@gmail.com

ABSTRACT

In this paper we shortly present the field of applications for the thermoelectric bismuth telluride alloy semiconductor materials. A production technology of the bismuth telluride alloy single crystals by the controlled crystallization process, namely with the Bridgman-Stockbarger method is presented too. Our experiments were carried out in the Universal Multizone Crystallizer type UMC, developed by the ADMATIS Ltd. Miskolc The crystallographic analysis of the obtained samples was made by XRD and neutron diffraction.

ÖSSZEFOGLALÓ

Jelen dolgozatunkban a termoelektromos félvezető bizmuttellurid alapú ötvözetek alkalmazási területeinek rövid ismertetése után egykristályainak irányított kristályosítással történő előállítási módszerét ismertetjük. Kísérleteinket a Miskolci ADMATIS Kft. UMC típusú, Univerzális Sokzónás Kristályosító berendezésével végeztük. Az előállított egykristályok jellemzése, röntgendiffrakció és neutrondiffrakció módszerével történt.

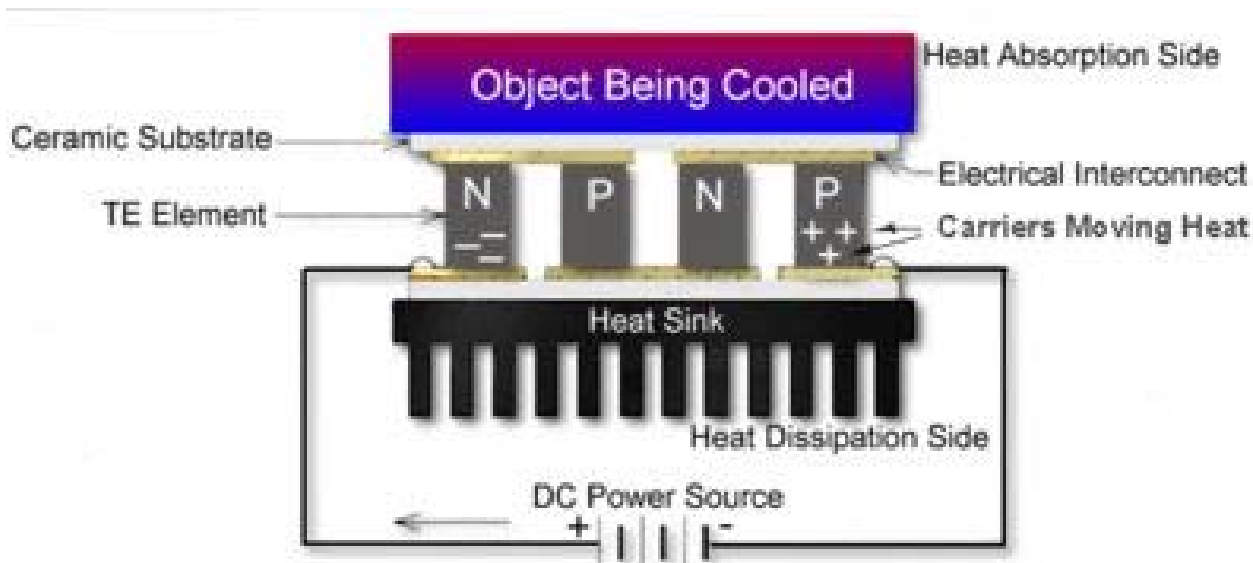
Kulcsszavak: termoelektromosság, bizmuttellurid, félvezető, egykristály, neutrondiffrakció

1. BEVEZETÉS

A termoelektromos félvezető ötvözeteket a modern technika egyre szélesebb körben alkalmazza miniatürizált laboratóriumi hűtőberendezések építésében és autonóm elektromos áramforrásként az űrkutatásban. A termoelektromos energiaátalakítók és hűtőkészülékek működése a Thomas Johann Seebeck (1821) és Jean Peltier (1834) által még a XIX. század első felében felfedezett, de sokáig csak technikai kuriózumként számon tartott termoelektromos hatásokon alapszik. A gyakorlati alkalmazások időszaka a XX. század második felében, az elektronika és a félvezetőtechnika rohamos fejlődésével szoros összefüggésben köszöntött be. A jelenleg legismertebb, kiváló termoelektromos tulajdonságokkal rendelkező anyagcsalád a bizmuttellurid alapú pszeudobináris ötvözetek csoportja. Jellemző tulajdonságuk az erősen asszimmetrikus rácsszerkezet, amelyben a bizmut antimonnal, a tellur pedig szelénnel helyettesíthető a rácstípus változása nélkül. Megfelelő irányítású egykristályok alkalmazása esetén az elektromos vezetőképesség kétszerese lehet a porkohászati eljárással előállított, hagyományos termoelektromos anyagokhoz viszonyítva, ezáltal az egykristályok anyagjellemzője, az ún. Z jósági tényező is jelentősen nagyobb értéket vesz fel [3].

2. A TERMO/ELEKTROMOS ANYAGOK ALKALMAZÁSI TERÜLETEI

A termoelektromos Peltier-elemek (modulok) olyan speciális eszközök, amelyek segítségével mozgó alkatrészek és gáznemű hűtőközeg nélküli hűtőgépek és hőszivattyúk készíthetők. Ennek olyan alkalmazások esetén van jelentősége, amikor a hagyományos hűtési eljárások (kompresszoros, abszorpciós) nem alkalmazhatók. Nagy előnyük a változatos geometriai elrendezések lehetősége, kis helyigény, az áramerősség változtatásával szabályozható hűtőkapacitás, megbízhatóság. A tápáram irányának megváltoztatásával fűtési üzemmódban is működtethetők. A termoelektromos hűtőkészülékek hatásfoka a kompresszoros és abszorpciós hűtőgépek hatásfoka között helyezkedik el, de erősen függ az általuk létrehozott hőmérsékletkülönbségtől. Hűtőkapacitásuk az 1-100 W tartományba esik, ezért nagyméretű ipari berendezések esetén nem alkalmazhatók. A felhasznált nagy tisztaságú félvezető anyagok magas előállítási költsége is az alkalmazásukat korlátozó tényező lehet.



1. ábra

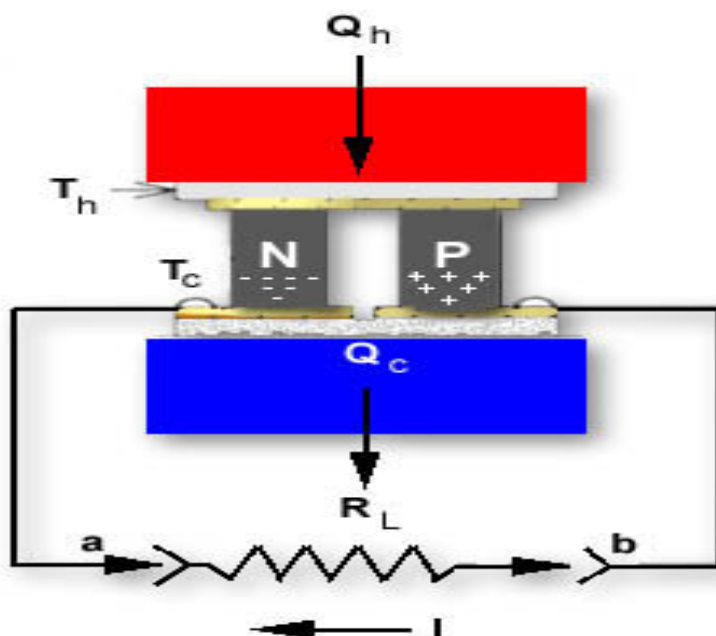
Termoelektromos Peltier hűtőmodul működési elve

Fontosabb alkalmazási területeik a következők [5]:

- Hűtőipar (háztartási kishűtőszekrények, ivóvíz és italhűtő készülékek, jégkockákat előállító készülékek, hordozható hűtőládák gépkocsik és motorcsónakok részére).
- Légkondicionáló és klímaberendezések járművek (tehergépkocsik, Diesel mozdonyok, tengeralattjárók) részére.
- Laboratóriumi műszertechnika (kishűtőszekrények, termosztátok, folyadékhűtők, fotoelektronszokszorozók, infravörös detektorok, bolométerek, lézerek, nukleáris detektorok hűtésére szolgáló készülékek).
- Orvosi műszertechnika (fogorvosi és sebészeti gyakorlatban használt eszközök hűtésére szolgáló készülékek).
- Elektronika, számítógépek (mikrotermosztátok, memóriaegységek és mikroprocesszorok hűtése).
- Biológia (mikroszkópasztalok, mikrotomok hűtése, PCR hűtők, ozmóméterek hűtése, fotométerek küvettahűtői, biológiai minták szállítására alkalmas hűtőkonténerek).
- Ipari folyamatokban használt hűtőkészülékek (gázanalizátorok, petróleumiipari termékek fagyáspontjának meghatározására szolgáló készülékek, üveggyártásban használt hűtőkészülékek, gázok harmatpontját meghatározó készülékek, vákuumszivattyúk gőzcsapdájának hűtésére szolgáló készülékek).

Romániában 1975–2000 között a kolozsvári ICPIAF Műszaki Tervező és Kutatóintézet kutatócsoportja foglalkozott a termoelektromos hűtés alkalmazási területeivel és több mint 30 termoelektromos hűtőkészülék tervezését, kivitelezését és kísérleti gyártását valósította meg. Ezek közül 4 készülékre romániai szabadalmat jegyeztek be [5].

A termoelektromos generátorok (a Seebeck-hatást hasznosító, hőenergiát elektromos energiává alakító berendezések) közül széles körben ismertek az iparban hőmérsékletmérésre használt hőelemek (pl. réz-konstantán, platina-platinaródium), valamint az űrkutatásban és a haditechnikában autonóm áramforrásként használható berendezések (pl. a Szaturnusz bolygó kutatásában fontos szerepet betöltő Voyager űrszonda elektromos energiaellátó egysége). Romániában is történtek próbálkozások a napenergiát hasznosító termoelektromos generátorok megépítésére és kísérleti üzemeltetésére a bukaresti ICPE Elektrotechnikai Kutatóintézet által irányított kutatási program keretében [4].



2. ábra

Termoelektromos generátor működési elve

3. A KRISTÁLYOSÍTÁSI ELJÁRÁS ÉS A HASZNÁLT BERENDEZÉS ISMERTETÉSE – KÍSÉRLETI EREDMÉNYEK

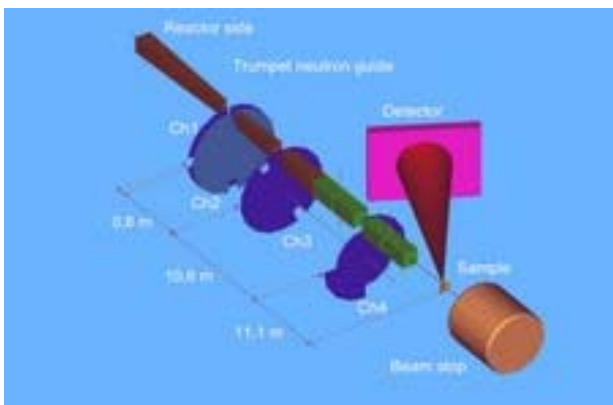
Jelen dolgozatunkban a Miskolci Egyetem Anyagtudományi Intézetével és az űrtechnológiákra szakosodott miskolci ADMATIS – Advanced Materials for Space Kft. kutatócsoportjával közösen elvégzett kristálynövesztési kísérleteink eredményeit ismertetjük. A használt berendezés és az alkalmazott eljárás részletes leírása egy előző dolgozatunkban [8] található. Nagytisztaságú (6n), bizmuttellurid-antimontellurid alapanyagú, megfelelően szennyezett (dópol) P típusú pszeudobináris félvezető ötvözet kristályait növesztettük Bridgman-Stockbarger módszerrel, az automatikus vezérlésű hőmérsékleti paramétereket megvalósító, multifunkcionális Univerzális Sokzónás Kristályosító UMC-HT 54 típusú berendezés segítségével [1]. A kristályos mintákat kvarccsőbe zárt, megfelelő arányban kimért összetevők magas vákuumban (10^{-6} mbar) történő megolvasztása és programozott lehűtése útján állítottuk elő. A 25-1500 °C hőmérsékleti tartományban működő kemence hőmérsékleti zónáinak száma 24, a zónák szélessége 15 mm, a szükséges villamos teljesítmény < 2 kW. Az általunk használt minták összetétele a következő (P típusú ötvözet): $\text{Bi}_{0,5}\text{Sb}_{1,5}\text{Te}_3$ (Pb dópolással). Az egykristály növesztés az egyirányú megszilárdulás elvén alapul, amelyet egyirányú hőelvonással valósítunk meg. A gyakorlatban a megszilárdulási front mozgási iránya párhuzamos a hőelvonás irányával, a front síkja pedig merőleges erre az irányra. Egykristályt a kristályosítási folyamat során alkalmazott hőmérsékleti gradiensnek és a megszilárdulási front mozgási sebességének megfelelő megválasztásával növeszthetünk. A kristályosítási folyamat főbb hőmérsékleti paraméterei a 7 lépésből álló ciklus során a következők voltak (P típusú minta esetében): 1. lépés: felfűtés 750 °C-ra, 100K/h sebességgel, 2. lépés: hőntartás 86400s ideig, 3. lépés: lehűtés 650 °C-ra, 4. lépés: hőntartás 3600s ideig, 5. lépés: profil megvalósítása a 19-től a 23. zónáig, 3 K/mm gradienssel, 6. lépés: profil mozgatása (növesztés) 2 mm/h sebességgel, 180 mm, 7. lépés: lehűtés 50K/h sebességgel.



3. ábra
A kristályosítás során előállított P típusú minták

4. AZ ELŐÁLLÍTOTT KRISTÁLYOK JELLEMZÉSE A NEUTRONDIFFRAKCIÓ MÓDSZERÉVEL

A kristályosítási eljárás során előállított minták krisztallográfiai analizését a következő módszerekkel végeztük: pásztázó elektronmikroszkópiával (SEM) és röntgendiffrakciós eljárással a Laue módszerrel (XRD). A vizsgálatok színhelye: a Miskolci Egyetem Anyagtudományi Intézete és a Budapesti Eötvös Loránd Tudományegyetem Anyagfizikai Tanszéke [2]. A Laue-felvételek kiértékelése útján megállapítható, hogy sikerült P típusú egykristályokat növeszteni. A kristályszerkezet további vizsgálatát a MTA Budapesti Szilárdtest Fizikai és Optikai Kutatóintézetben neutrondiffrakciós eljárással, a repülési idő meghatározására szolgáló TOF (time of flight) diffraktométerrel (4. ábra) végeztük. A termikus neutronok a KFKI 10 MW teljesítményű kutatóreaktorában keletkeznek (5. ábra) és a TOF mérőcsarnokba bevezetve a diffraktométerbe kerülnek.



4. ábra
A TOF diffraktométer elvi vázlatja

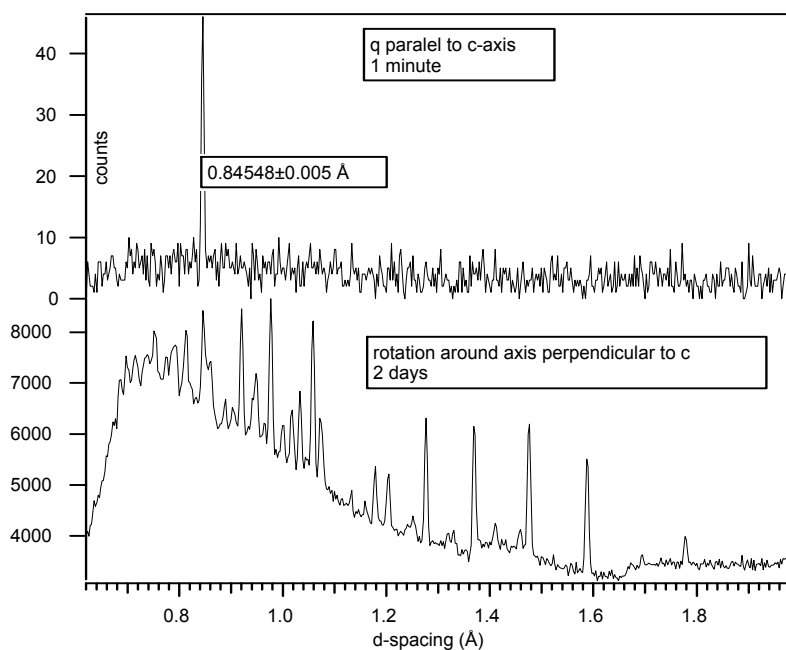


6. ábra
A TOF mérőcsarnok képe



5. ábra
A KFKI 10 MW teljesítményű reaktora

A diffraktometriás mérés hátraszórással készült, azaz a bejövő és reflektált neutronok hullámszámvektora csaknem merőleges a diffraktáló síkra. A P típusú minta diffrakciós spektruma a 7. ábrán látható és azt bizonyítja, hogy a minta egykristály szerkezetű.



7. ábra
A P típusú termoelektromos kristály diffrakciós spektruma

5. KÖVETKEZTETÉSEK

A kísérleteink során előállított kristályok vizsgálata eredményeképpen megállapítást nyert, hogy a P típusú minták egykristály szerkezetűek. A minták termoelektromos paraméterei lényegesen jobbak, mint a hasonló összetételű, de random irányítású, pormetallurgiai eljárás során előállított polikristályos minták esetében mért paraméterek [7]. Az általunk kidolgozott módszerrel előállított kristályok az irányítottság meghatározása és szelektálás után alkalmasak termoelektromos hűtőmodulokba való beépítésre.

SZAKIRODALOM

- [1] Bárczy, P. (2001): Universal multizone crystallizator (UMC) – novel challenges and results, *Vacuum 61*, p.419-425.
- [2] Gubicza, J. – Zsoldos, L (2001): Szilárdtestfizikai mérések –Röntgendiffrakció, *ELTE Anyagfizikai Tanszék, Egyetemi jegyzet*, p.1-31.
- [3] Rowe D..M. ed. (1995):. CRC Handbook of Thermoelectricity, *Boca Raton, U.S.A.*.
- [4] Vallasek, I.(2003): Termoelektromos generátorok, *EME Természettudományi Szakosztály Konferenciája, Kolozsvár*, p. 42.
- [5]. Vallasek, I.(2005): A termoelektromos Peltier hűtőmodulok és technikai alkalmazásai, *A Magyar Tudomány Napja Erdélyben, EME Konferencia, Kolozsvár*, p.30-31.
- [6] Vallasek, I. – Roósz, A. – Veres, Zs. – Szőke, J. – Szirovicza, P. - Zsoldos, L. (2009): Termoelektromos félvezető egykristályok előállítása és vizsgálata, *EMT-BKF Konferencia, Máramarossziget*
- [7] Vallasek, I. – Veres, Zs. – Roósz, A. – Szőke, J. – Szirovicza, P. – Bárczy, P. (2009): Production of Single Crystal Thermoelectric Bismuth Telluride Alloys, *Material Science Forum*, vol. 659, p. 263-268.
- [8] Vallasek, I. – Veres, Zs. – Roósz, A. – Szőke, J. – Szirovicza, P. – Bárczy, P. (2010): Termovillamos bizmuttellurid alapú ötvözetek egykristályainak előállítása és jellemzése, *EMT-OGÉT Konferencia, Nagybánya*, p.460-462.
- [9] Káli, Gy. – Sánta, Zs.. – Bleif, H. J. – Mezei, F. – Rosta, L. – Szalók, M. (2007): Installation of the high Resolution TOF Diffractometer at the Budapest Research Reactor, *Z. Kristallogr. Suppl.* 26. p.165-170.