

Erdélyi Magyar Műszaki Tudományos Társaság
Hungarian Technical Sciences Society of Transylvania



OGÉT 2003

XI. Nemzetközi Gépész Találkozó

11th INTERNATIONAL CONFERENCE IN
MECHANICAL ENGINEERING

Kolozsvár, 2003. május 8–11.

Cluj, 8–11 May 2003

A konferencia szervezője

Erdélyi Magyar Műszaki Tudományos Társaság – EMT
Gépészeti Szakosztály

Organizer

Hungarian Technical Sciences Society of Transylvania
Mechanical Engineering Department

Társszervezők

Miskolci Egyetem, Gépészmérnöki Kar
Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Finommechanika és Optika Tanszék

Coorganizer

University of Miskolc, Faculty of Mechanical Engineering
Budapest University of Technology and Economics, Precision Mechanics and Optics Dept.

A konferencia elnöke / Chairman

Dr. Csibi Vencel-József

A konferencia tudományos bizottsága / Scientific committee

Dr. Csibi Vencel-József

Dr. Antal Béla

Dr. Halmai Attila

Dr. Kamondi László

Dr. Pálffy Károly

Támogatók / Sponsors

Illyés Közalapítvány – Budapest
Pro Technica Alapítvány – Kolozsvár

Nyomda / Press

Incitato Kft., Kolozsvár

Kolozsvár, 2003

Descrierea CIP a Bibliotecii Naționale a României
OGÉT 2003 – NEMZETKÖZI GÉPÉSZ TALÁLKOZÓ
(11 ; 2003 ; Cluj-Napoca)

Ogét 2003 – XI. Nemzetközi Gépész Találkozó:
Kolozsvár, 2003, Május 8-11 – 11th International Conference
in Mechanical Engineering : Cluj, 8-11 May 2003. – Kolozsvár
[Cluj-Napoca] : Erdélyi Magyar Műszaki Tudományos Társaság, 2003
ISBN 973-86097-2-0

62(063)

Tartalomjegyzék – Content

Plenáris előadások – Plenary presentations

Készre hőkezelt szabadterületi felületek megmunkálása nagysebességű marással MANUFACTURING OF HARDENED 3D FREE SURFACE WITH RAPID MILLING <i>Dr. Boza Pál</i>	9
Minőség – hatékonyság – biztonság és az európai képesség QUALITY – EFFICIENCY – SAFETY AND THE EUROPEAN CAPACITY <i>Dr. Nagy Vince, Alf Martienssen, Gál Péter</i>	14

Szekcióelőadások – Section presentations

Ferdefogú kúpkerékek fogazása metszőkerékkel TOOTHING WITH WHEEL-CUTTER OF THE HELICAL BEVEL GEARS <i>Dr. Antal Béla, Dr. Antal Tibor Sándor</i>	15
A differenciálművek lehetséges energiaszintjének tartományai, önzárási tartományai és hatásfoka <i>Dr. Apró Ferenc, Czégé Levente</i>	19
A színtévesztés korrigálása és mérése CORRECTION AND DIAGNOSIS OF COLOUR DEFICIENCY <i>Dr. Ábrahám György, Nagy Balázs Vince</i>	23
Iterációs technikák érintkezési optimalizálási feladatok megoldásához ITERATION TECHNIQUES FOR THE SOLUTION OF CONTACT OPTIMIZATION PROBLEMS <i>Baksa Atilla, Páczelt István</i>	26
Négyzetes lyukasztás poliuretán párnával <i>Dr. Bernáth Mihály, Dr. Végvári Ferenc</i>	30
Négyzetes munkadarabok kivágása poliuretán párnával <i>Dr. Bernáth Mihály, Dr. Végvári Ferenc</i>	34
Hidraulika dugattyú és dugattyúrúd tömítések tribológiai tulajdonságai és fejlődése DEVELOPMENT AND TRIBOLOGY OF RECIPROCATING HYDRAULIC SEALS <i>Dr. Bisztray Balázs Sándor</i>	38
Szilikon egyenirányító szelep süllyesztőszerszámának fejlesztése SILICONIC NON-RETURN VALVE MOLD DEVELOPMENT <i>Bíró Sándor, Dr. Csibi Vencel-József</i>	42
Sokszögfelületek előállítására alkalmas mechanizmusok kinematikai vizsgálata KINEMATIC EXAMINATION OF PLANTS CAPABLE OF TURNING POLYGON SURFACES <i>Demeter Péter</i>	46
Járműtelepek rendszerszemléletű fejlesztése SYSTEM BASED DEVELOPMENT OF VEHICLE BASES <i>Dr. Döme Béla, Dr. Havas Péter, Dr. Nagy Vince, Dr. Bozóky László</i>	50
Természeti motiváció a műszaki gyakorlatban NATURAL MOTIVATIONS IN ENGINEERING PRACTICE <i>Dömötör Csaba</i>	54

Geometriai modellek alkalmazása a Gyors-prototípus eljárásoknál APPLICATION OF GEOMETRICAL MODELS AT RP PROCEDURES <i>Dr. Dudás Illés, Felhő Csaba, Nagy Mátyás Krisztián, Tóth Gábor, Szentesi Attila</i>	58
Teherautó alváz végeseleemes analízise, tömegcsökkentés lehetőségének vizsgálata FINITE ELEMENT ANALYSIS OF A TRUCK CHASSIS WITH WEIGHT SAVING IN FOCUS <i>Dúl Róbert</i>	65
A szálerősítő réteg vastagságának hatása hengeres görgők érintkezési és tönkremeneteli viszonyaira THE INFLUENCE OF THE THICKNESS OF FIBRE REINFORCEMENT ON THE CONTACT AND FAILURE BEHAVIOR OF CYLINDRICAL ROLLERS <i>Dr. Égert János, Dr. Égertné dr. Molnár Éva</i>	70
Fokozat nélküli hajtóművek vizsgálata és optimalizálási lehetőségei OPTIMIZATION POSSIBILITIES AND INVESTIGATION OF CVT <i>Farkas Zsolt</i>	76
Egy 3 és egy 4 szabadságfokú párhuzamos mechanizmus munkaterének vizsgálata WORKSPACE INVESTIGATION BY PARALLEL MANIPULATORS WITH 3 DOF AND 4 DOF <i>Drd. Forgó Zoltán</i>	80
Kapcsolt energiatermelés gázmotorokkal COGENERATION IN GAS ENGINES <i>Dr. Gács Iván</i>	84
Korszerű szelepvezérlő berendezések tribológiai viszonyai EFFECTS OF TRIBOLOGICAL RELATIONS OF VALVE CONTROL DEVICES ON THE EFFICIENCY OF VEHICLE ENGINES <i>Gál Péter</i>	88
A gépalkatrészek csoportosítása a „GROUP” program segítségével THE SETTING OF THE ENGINE PARTS WITH THE GROUP'S SOFTWARE <i>Dr. Gyenge Csaba, Mezei Sándor</i>	92
Ellenőrző modell az anizotrop anyagú lemezalkatrészek mélyhúzásának virtuális gyártástervezésénél TESTMODELLING FOR DEEP-DRAWING OF ANISOTROPIC MATERIALS BY VIRTUAL MANUFACTURING OF PARTS <i>Halbritter Ernő, Czinege Imre, Kardos Károly</i>	96
Minimális veszteségű DC törpemotor MICROMOTOR HAVING MINIMAL LOSSES <i>Dr. Halmai Attila, Meszlényi György, Suda Jenő,</i>	100
Nagykapacitású, energetikailag hatékony adszorpciós műveletek és berendezések <i>Horváth Géza</i>	106
2D-s NC szerszámgépek struktúrái tárcsaszerű alkatrészek megmunkálására STRUCTURES OF 2D NC MACHINETOOLS FOR MACHINING OF DISK-SHAPED WORKPIECES <i>Dr. Jakab Endre, Vizi Gábor</i>	112
Belső levegő minőség vizsgálata légcsereszám mérése alapján RESEARCHING INDOOR AIR QUALITY BY MEASURING AIR EXCHANGE COEFFICIENT <i>Dr. Kajtár László, Leitner Anita</i>	116
Munkahelyi komfort hűtés nélküli üzemcsarnokban COMFORT OF WORKPLACES WITHOUT COOLING IN LARGE INDUSTRIAL HALL <i>Dr. Kajtár László, Vörös Szilárd</i>	120
Radiális átömlesztő szivattyú járókereiben kialakuló áramlás numerikus modellezése NUMERICAL MODELLING OF THE FLOW IN RADIAL-FLOW PUMP IMPELLER <i>Dr. Kalmár László</i>	124

A rezgés gerjesztés csökkentésének egy lehetősége hengeres fogaskerékpárok kapcsolódásában A POSSIBILITY OF VIBRATION DECREASING AT CYLINDRICAL GEARS <i>Dr. Kamondi László</i>	129
Az elektromos és elektronikai berendezések szerkezeti kialakítása az újrhasznosítás céljából CONSTRUCTION FORMATION OF ELECTRICAL AND ELECTRONIC EQUIPMENTS FOR THE PURPOSE OF REUTALISATION <i>Kövesi Anita</i>	133
Poligon keresztmetszetű tabletta alak és tablettázó szerszámok SHAPE OF TABLET HAVING POLYGON CROSS SECTION AND TABLETTING TOOLS <i>Kövesi Levente</i>	137
Golyóscsapágy terheléeloszlásának és élettartamának vizsgálata csapágy és csapágház rugalmas alakváltozásának figyelembevételével THE ANALYSIS OF LOAD DISTRIBUTION AND FATIGUE LIFE IN THE CASE OF A BALL BEARING CONSIDERING THE ELASTIC DEFORMATION OF OUTER RING AND HOUSE <i>Lestyán Zoltán, Dr. Váradi Károly</i>	141
Anyagáramlás vizsgálata hátrafolyatási technológiánál INVESTIGATION OF MATERIAL FLOW OF BACKWARD EXTRUSION <i>Lukács Zsolt, Dr. Gál Gaszton</i>	145
Termikus aktuátorok – szerkezet és működés THERMAL ACTUATORS – CONSTRUCTION AND OPERATION <i>Dan Mândru, Olimpiu Tătar</i>	148
Szilikon elastomerek dinamikus mechanikai analízise, a WLF-egyenlet alkalmazhatóságának vizsgálata DYNAMICAL MECHANICAL ANALYSIS OF SILICONE RUBBERS, APPLICABILITY OF WLF EQUATION <i>Dr. Molnár László, Czmerk András, Fischl Tamás</i>	153
Tárcsás DC motor analízise végeelem módszerrel FE ANALYSES OF DC MICROMOTOR <i>Dr. Molnár László, Kiglics Gábor</i>	157
Kötőtpályás járművek kerék-sín kapcsolatának alakítása nyomkarimakenéssel DEVELOPING THE WHEEL-RAIL RELATION OF FIXED TRACK VEHICLES BY FLANGE LUBRICATION <i>Dr. Nagy Vince, Dr. Bozóky László, Takács Tibor</i>	161
Könnyűszerkezetű raktár egy szerkezeti elemének alakoptimalása SHAPE OPTIMIZATION OF AN ELEMENT OF A LIGHTWEIGHT DEPOT <i>Novák Csaba, Dr. Varga László</i>	165
Rugalmas kapcsolódású mechanizmusok CONSTRUCTIVE FIELDS OF COMPLIANT MECHANISMS <i>Simona Noveanu, Vencel Csibi</i>	169
A mikrotopográfia változása a kopási folyamat során CHANGE OF SURFACE MIKROTOPOGRAPHY IN WEAR PROCESS <i>Palásti Kovács Béla, Czifra Árpád, Váradi Károly</i>	174
A forgócsukló kényszeregyszerűségeinek egyszerűbb alakja A MORE SIMPLE FORM OF RESTRAINT EQUATIONS OF THE REVOLUTE JOINT <i>Dr. Papp István</i>	178
Az axiális tájolás és hibaanalízise golyósorsóknál THE AXIAL POSITIONING AND ITS ERROR ANALYSIS IN BALLSCREWS <i>Dr. Patkó Gyula, Dr. Takács György, Hegedűs György</i>	182

Golyósorsók beszorulásának elemzése THE ANALYSIS OF THE STRUCK OF THE BALLSCREW <i>Pál Albert</i>	186
Általános görbére támaszkodó kúpfelület kiterítése a síkban numerikus módszerrel ON THE DEVELOPING OF GENERAL CONICAL SURFACES <i>Drd. Popa-Müller Izolda</i>	190
Repcéből előállított biodiesel szerepe környezetünk védelmében THE ROL OF RAPE-MADE BIODIESEL INPROTECTION OF OUR ENVIRONMENT <i>Révész Erzsébet</i>	194
A konstrukciós tervezési folyamat optimalítása mesterséges intelligencia módszerek alkalmazásával CONSTRUCTIONAL DESIGN PROCESS OPTIMIZATION WITH ARTIFICIAL INTELLIGENCE METHODS <i>Rick Tamás</i>	200
Gépkocsi sebességváltójának automatikus üzemeltetése pneumatikus úton PLC vezérléssel PLC CONTROLLED AUTOMATIC GEAR SYSTEM WITH PNEUMATIC OPERATION <i>Dr. Szabó Tibor</i>	204
Mechatronikai modell-berendezés sokszög- és fogazott felületek NC pályavezérlésének vizsgálatához A MECHATRONICS MODEL-EQUIPMENT TO CONSIDERATION OF CNC BY FORM POLYGON AND TOOTHED SURFACES <i>Dr. Szabó Ottó</i>	207
Dörzsköszörülés anyagleválasztási és kopási folyamatai PROCESS OF MATERIAL REMOVAL AND WEAR BY HONING <i>Dr. Szabó Ottó</i>	211
Dörzsköszörülés forgácsleválasztási teljesítményének növelése szuperkemény szerszámokkal INCREASE RPRODUCTION BY HONING WITH SUPERHARD TOOLS <i>Dr. Szabó Ottó</i>	214
Miskolc régiójában keletkezett komposztálható hulladékok felmérése SURVEY OF COMPOSTABLE WASTES PRODUCED IN THE MISKOLC AREA <i>Szarka Györgyi</i>	218
A hőálló gömbgrafitos vas ipari alkalmazása THE INDUSTRIAL APPLICATIONS OF THE HEAT-RESISTANT SPHEROIDAL GRAPHITE IRON <i>Szőcs Katalin</i>	222
Viszkózus folyadékok porózus környezetben való átfolyásának modellezése THE MODELLING OF VISCOUS FLOW THROUGH POROUS MEDIUMS <i>Mircea Tero, Máté Márton, Helen Opelsz</i>	228
Síkbeli rácsos tartók optimális méretezése OPTIMAL DESIGN OF PLANAR TRUSSES <i>Dr. Timár Imre</i>	235
Fogaskerék hajtások modellezéséről, parametrikus testmodell segítségével ABOUT THE GEARING MODELLING, WITH SOLID PARAMAMETRICAL MODELS <i>Drd. Tolvaly-Roşca Ferenc</i>	240
Fogaskerék diagnosztika frekvenciaelemzéssel GEARS DIAGNOSTIC WITH FREQUENCY ANALYSIS <i>Tóbis Zsolt</i>	243

Termoelektromos hűtőkészülékek ipari alkalmazásai INDUSTRIAL APPLICATIONS OF THERMOELECTRIC COOLING DEVICES <i>Vallasek István</i>	246
Modern mérőberendezések alkalmazása mechatronikai rendszerekben SOPHISTICATED MEASURING EQUIPMENT OF MECHATRONIC SYSTEMS <i>Váradiné dr. Szarka Angéla</i>	248
A tudattalan tudás a tervezői munkában THE UNCONSCIOUS KNOWLEDGE IN DESIGNER'S WORK <i>Vidovics Balázs</i>	252
A hajózási üzem gazdaságossági számításai CALCULATION OF ECONOMY FOR WATERWAY TRANSPORT <i>Dr. Vincze Kálmán, Czifra György</i>	256
Humanoid, színesen látó robot-érzékelő rendszer ROBOT VISION SYSTEM WITH HUMANOID COLOR VISION <i>Dr. Wenzel Klára</i>	260
Szénszálerősítésű, fonatolt kompozit profil gyártása CARBON FIBRE REINFORCED BRAIDED COMPOSITE PROFILE MANUFACTURE <i>Zsigmond Balázs</i>	264

XI. Nemzetközi Gépész Találkozó

OGÉT 2003

Egy fejlődő társadalom, gazdasági lüktetése, pulzusa elképzelhetetlen a mérnöki munka nélkül, nincs az életnek olyan területe, amelyben ne alkalmaznák a mérnöki kutatások eredményeit, beleértve a gépészmérnöki kutatásokat is.

A természettudományok robbanásszerű fejlődése óriási kihatással van a mérnöki munkára, annak minden ágazatára, kezdve az anyagtudománnyal, fejlesztéssel, gyártással és annak irányításával, egészen a környezetre való hatásuk vizsgálatáig. Mindezt, többek között, az informatika, az elektronika, a finommechanika, egyszóval a mechatronika területén végrehajtott kutatások eredményei teszik lehetővé.

A mérnöki tervezést nagy mértékben megkönnyítik a nap mint nap megjelenő tervező, valamint gyártást irányító célprogramok, mint a SolidWORKS, CATIA, ProEngineer, ANSYS, Isy CAD-CAM, stb. Így alakultak ki az intelligens gyártórendszerek, melyeknél a flexibilitás és integráció magától érthetővé vált, míg a hangsúly az intelligenciára tevődött át.

A technikai fejlődés dinamikáját lehet észrevenni az eddig rendezett gépész találkozók tematikájának alakulásában, a bemutatott dolgozatok tartalmi minősége azt mutatja, hogy a jelenlegi piacgazdaságban dolgozó gépészmérnök nagyon sok ismerettel, tapasztalattal kell rendelkezzen ahhoz, hogy sikerélményei legyenek szakterületén.

Végigtekintve az eddig tartott gépész találkozók sorát, megállapíthatjuk, hogy évről-évre nőtt úgy a résztvevők száma, mint a tudományos dolgozatok színvonala. Ehhez nagy mértékben hozzájárult az időközben kialakult, állandóan szélesedő kapcsolatrendszerünk úgy a hazai, mint az anyaországi, mondhatnánk a Kárpát-medencei műszaki egyetemek, főiskolák, kutató intézetek és testvér-egyesületek szakembereivel.

Mivel a találkozóknak egyre nő a nemzetközi jellege, a szervezők, a 2003-as évtől kezdődően, az *OGÉT* találkozókat *NEMZETKÖZI GÉPÉSZ TALÁLKOZÓ* névvel illetik, gondoljuk, a résztvevők közmegelegedésére.

A találkozók kitűnő alkalmat szolgáltatnak sokoldalú szakmai és emberi kapcsolatok kialakítására, elmélyítésére, a magyar szaknyelv ápolására, ugyanakkor hozzásegítenek Erdély csodálatos vidékének megismeréséhez is.

Dr. Csibi Vencel-József

az EMT Gépészeti Szakosztályának elnöke

Készre hőkezelt szabadterbeli felületek megmunkálása nagysebességű marással

MANUFACTURING OF HARDENED 3D FREE SURFACE WITH RAPID MILLING

Dr. Boza Pál

Kecskeméti Főiskola, Gépipari és Automatizálási Műszaki Főiskolai Kar,
Gépgyártástechnológiai Tanszék

Abstract

Manufacturing of 3D free surfaces can be done effectively with the use of HSC (High Speed Cutting). The technology put forward high expectations toward the tool, the machine-tool but also toward the CAM software producing the manufacturing program. In this study we overlook the circumstances that are necessary for the manufacturing. We present and evaluate a manufactured 3D surface.

Bevezetés

Az edzett állapotú szabadterbeli felületek megmunkálását a nagysebességű marás alkalmazásával valósíthatjuk meg termelékenyen. A technológia fokozott követelményeket támaszt a szerszámmal, a szerszámgéppel, de a gyártási programot előállító CAM szoftverrel szemben is. Ebben a munkában azokat a feltételeket tekintettük át, amelyek egy nagysebességű megmunkáláshoz feltétlen szükségesek. Bemutatjuk és értékeljük egy általunk legyártott háromdimenziós felületet.

1. A gyorsmarás jellemzése, alkalmazhatósága

A mai ipar legnagyobb kihívása az új termékek gyors piaci bevezetése, illetve a már meglévő gyártmányok korszerűsítése, rövid idő alatti módosítása. A gyorsmarás során az anyagleválasztási folyamat felgyorsul, és ennek következtében a megmunkálás ideje csökken. Ennek a technológiának a bevezetéséhez és alkalmazásához több feltételt kell kielégítenie a felhasználónak (1. ábra). A legfontosabb feltétel olyan CAM szoftver alkalmazása, amellyel előállított CNC programot a vezérlés a gyártás során fel tud használni.

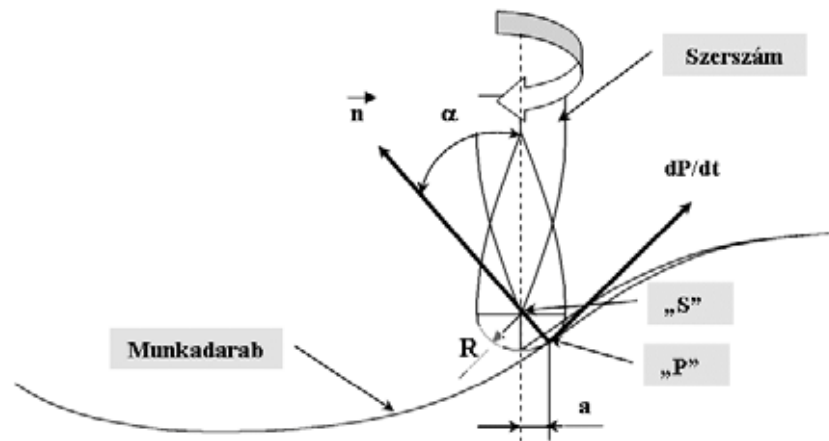


1. ábra

Technológiai hatások a megmunkálásra, a szerszámra és a munkadarabra

A nagysebességű marás egyik jellegzetes szerszáma a gömbvégű maró. A szerszámtengely és a megmunkált felületelemhez tartozó normális által bezárt szög nagysága, fontos technológiai paraméter, mivel jelentős mértékben befolyásolja a forgácsolási sebességet (2. ábra).

Gyorsmarással történő megmunkálás esetén a kisebb forgácskeresztmetszet miatt az alkatrész gyártásához szükséges CNC program nagyobb terjedelmű, mint hagyományos marási technológia esetén. Ebből következik, hogy az itt alkalmazott CAM rendszerek pályaszámítási sebességének nagyobbak kell lennie. A CAM rendszernek ugyanakkor képesnek kell lennie arra is, hogy gyorsan tudjon alternatív pályákat kiszámítani, módosítani és összehasonlítani annak érdekében, hogy biztosítható legyen az adott feladat számára szükséges legoptimálisabb megoldás.



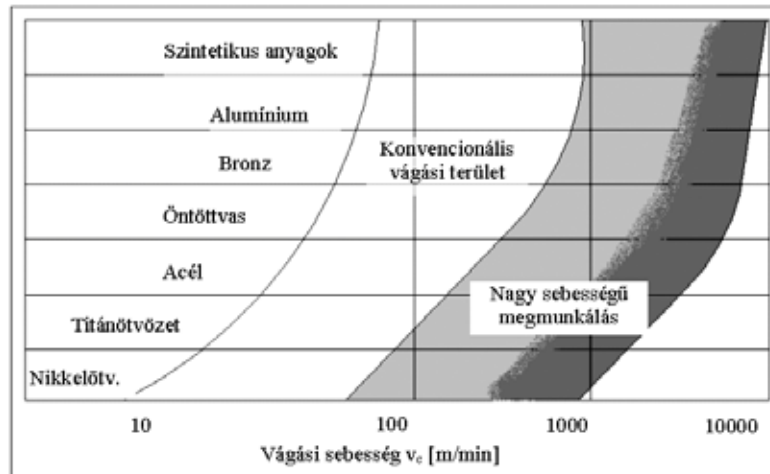
2. ábra

A felületi normális „n” vektor és az „α” szög értelmezése

A gyorsmarás fogalma egyetlen számmal meghatározható. Ez a szám attól függ, hogy milyen anyagot forgácsolunk, és természetesen attól, hogy milyen szerszámgépen és milyen forgácsoló szerszámmal végezzük. Az egyik legfontosabb befolyásoló tényező a forgácsolási sebesség, amely a fordulatszámtól és a szerszám átmérőjétől függ. A vágósebesség növelésével elérhetünk egy maximális (nagy részt súrlódásból származó) hőmérsékletet. Amennyiben a vágósebességet ehhez a maximális hőmérséklethez tartozó vágósebességi értéknél tovább növeljük, akkor a keletkező hő is, és a vágósebesség fenntartásához szükséges forgatónyomaték is csökken (3. ábra). Kísérleti úton bizonyítható, hogy a hőmérséklet-maximum és a hozzá tartozó forgácsoló sebesség minden anyagra más és más. A gyorsmarás ezek alapján nem más, mint az a forgácsoló megmunkálás, amelynél a vágási sebesség nagyobb, mint az adott anyag hőmérséklet-maximumához tartozó vágósebesség. Alumínium esetében a hőmérséklet-maximum magasabb, mint az alumínium olvadási pontja. Ez azt jelenti, hogy e hőmérsékleti ponthoz tartozó vágósebességet tovább növelve, a hőmérséklet nem csökken, viszont a vágósebesség fenntartásához szükséges nyomaték igen. Az alumíniumnál elméletileg nincs felső határa az alkalmazható maximális vágósebességnek, mivel olvadási pontja jóval alacsonyabb, mint az a hőmérséklet, amelyen a forgácsoláshoz használt szerszám már kilágyulna, illetve a szokásosnál gyorsabban elhasználódna.

2. A kísérlet megtervezése, a modell legyártása

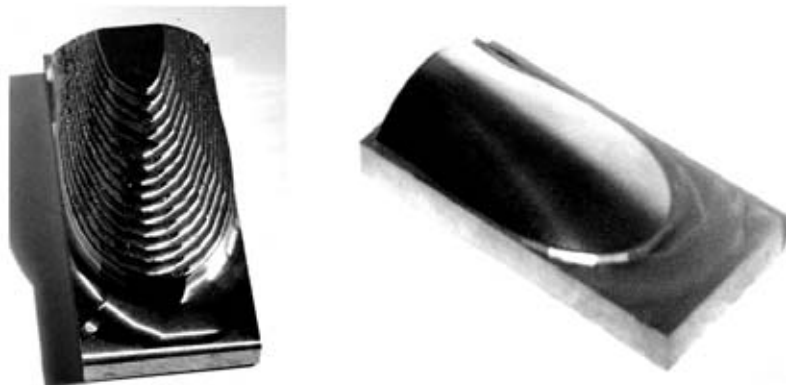
A gyártáshoz kiválasztott modell szabad formátumú térbeli felület volt, amely nem írható le geometriai primitívekkel, ezért a simítási megmunkálása a legösszetettebb mozgáviszonyokat követeli meg a szerszámgéptől és a vezérléstől.



3. ábra

A vágási sebesség az anyag és a megmunkálási technológia függvényében

A gyártáshoz szükséges CNC programot a SURFCAM szoftver segítségével generáltuk. A modell nagyoló megmunkálásához a „Z irányú” stratégiát választottuk. Ez azért kedvező, mert az alapgép főorsója függőleges helyzetű volt, és ennek következtében Z irányban lépcsőzetesen, teraszosan tudtuk megmunkálni a darabot. Az egyes lépcsők közötti szintkülönbség nagyságát célszerű optimálisan megválasztani, mivel ez is hatással lehet a simított felületi minőségre. A kedvező simítási eljárás kiválasztásához próbaforgácsolások elvégzése után az XY simítási stratégiát találtuk optimálisnak. Ez a módszer több felület feletti szerszámpályák létrehozására alkalmas, amely a kedvező felületi érdesség megvalósulását biztosítja. A legyártott modellek nagyolás és simítás utáni képei a 4. ábrán láthatók.



4. ábra

A nagyolás és a simítás utáni felvétel a próbatestekről

A munkadarab anyaga K100-as típusú acél volt, amely 57-58 HRC keménységgel rendelkezett. A gyártáshoz $\varnothing$ 8-mm-es FETTE gyártmányú gömbvégű tömör keménycsőből készült marószerszámot használtunk. A szerszámgép típusa: CICCINNATI ARROW 750-es függőleges háromtengelyes CNC - marógép volt.

A próbaforgácsolás során optimálisnak tartott és alkalmazott technológiai paraméterek a következők voltak: $a_e = 0,06$ mm $a_p = 0,14$ mm

Forgácsoló sebesség: $v_1 = 75,36$ m/min $v_2 = 251,2$ m/min $v_3 = 502,4$ m/min $v_4 = 753,6$ m/min (az első két érték hagyományos sebességi tartományba esik). Hűtés: Olaj ködhűtés (az olaj típusa: MYE 614).

3. A gyártott modell értékelése

Az általunk alkalmazott CNC marógép egyidejűleg 3 tengelyt vezérelt, ezért külön vizsgáltuk a felületi érdesség alakulását a leggyártott darab felszínén. Az „A” zónát a munkadarab legmagasabb pontján, míg a „B₁” és a „B₂” helyeket a próbatest két ellentétes oldalán vettük fel (5. ábra).

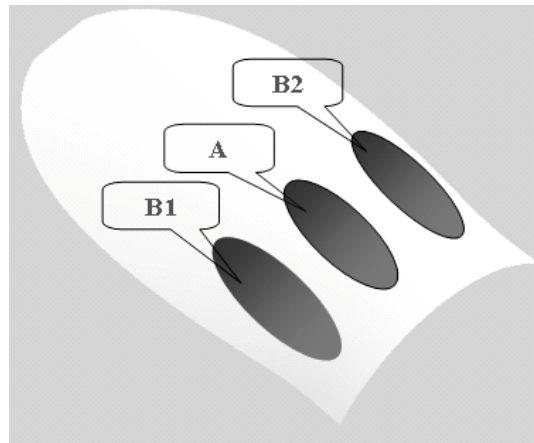
A felületi érdesség mérést a Perthometer S6P típusú géppel végeztük. A mért eredmények a 6. ábrán láthatók, ahol két különböző sebességen ($v_1 = 75,36$ m/min és $v_2 = 753,6$ m/min) három különböző zónában mutatjuk be a felületi érdesség változását.

A $v_1 = 75,36$ m/min forgácsolási sebesség hagyományos technológiai paraméternek felel meg. Érdekes megfigyelni, hogy ebben az esetben a felületi érdesség az „A” zónában

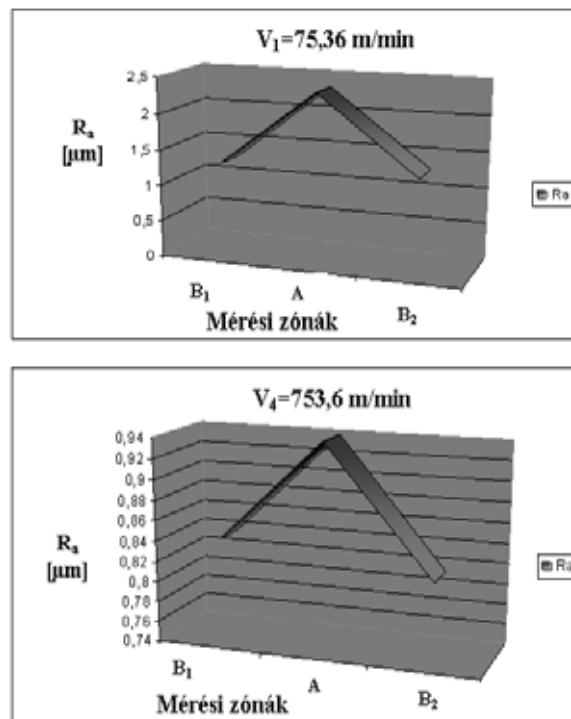
$R_a = 2,4$ μm is elér, de a B₁ és a B₂ zónákban csak $R_a = 1$ μm körüli értéket mutat. A $v_2 = 753,6$ m/min forgácsolási sebesség során a különböző zónákban mért felületi érdességek alig térnek el egymástól ($R_a = 0,84 - 0,94$ μm). A kedvező eredmény véleményünk szerint annak is köszönhető, hogy a SURFCAM által felkínált simítási stratégiát helyesen választottuk meg. Illetve a nagysebességű marás során a felületi minőség kedvezően alakul, még abban az esetben is, ha a szerszám tengelyvonala gyakorlatilag egybeesik a felületi normálissal a „A” zónában (lásd 2. és 5. ábrák).

Természetesen a kapott felületi érdesség tovább finomítható, ha az elméleti és a valós szerszámpálya közötti értéket csökkentjük, illetve a szerszám lépésközét sűrítjük.

A nagy sebességű marással gyártott szabad térbeli felület homogén, egységes felületet mutatott.



5. ábra
Mérési helyek a modellen



6. ábra
A v_1 és a v_4 vágási sebességeken mért R_a értékek

Szükség szerint a felületi érdesség kézi polírozással vagy kémiai megmunkálással tovább javítható, amely különböző szerszámok gyártása (főleg műanyag fröccsöntő szerszámok esetében) során elkerülhetetlen.

4. Tapasztalatok összegzése

Minden gyártónak alapvető célja, hogy minél kisebb költséggel, a lehető legrövidebb időn belül megtervezze és legyártsa termékét. A SURFCAM által biztosított simítási stratégiák helyes megválasztása és összekapcsolása gyorsmarással, még edzett állapotú szabad térbeli felületek gyártása esetében is kedvező eredményt nyújt. A megmunkált modellen mért felületi érdesség, az egész felszínen közel azonos értéket mutat, minősége hasonló egy köszörült felületével. A kapott eredmény jó alapot biztosít arra, hogy lerövidítsük a további finomfelületi megmunkálások idejét. Ennek kapcsán megállapítható, hogy a gépipari üzemek korszerű CAM - szoftverek és a gyorsmarás alkalmazásával, képesek lehetnek rövid idő alatt nagy bonyolultságú háromdimenziós felületek gyártására, még abban az esetben is, ha csak három tengelyt mozgatunk egy időben.

Felhasznált irodalom

- [1] Dr. Boza Pál: Technológiai tervezés CNC gépekre, Kecskemét, 1999.
- [2] Dr. Boza Pál, Pósa Márk: Edzett állapotú szabadterbeli felület megmunkálása gyorsmarással, micro-CAD 2003. International Scientific Conference 6-7 March 2003. Miskolc, pp.:23-27.
- [3] Kunwoo Lee: Principles of CAD/CAM/CAE Systems by Addison Wesley Longman, Inc. 1999.
- [4] Michael Kaufeld, Serge Torbaty: Rationalisation de l'Usinage Très Grande Vitesse, SOFETEC, Boulogne 1999.

Minőség – hatékonyság – biztonság és az európai képesség

QUALITY – EFFICIENCY – SAFETY AND THE EUROPEAN CAPACITY

Dr. Nagy Vince¹, Alf Martienssen², Gál Péter¹

¹Széchenyi István Egyetem, Közúti és Vasúti Járművek Tanszék

²Merten és Martienssen Kft.

Abstract

Joining the EU raises high demands not only on political but also on business executive level.

Success is not automatically ensured through joining the EU but it can only be achieved by consistently pursuing our clear and explicit business goals.

How can we find our business goals, how can we pursue them, and what methods and tools can help the enterprises to succeed in achieving these goals in reality?

The answers to these questions can be demonstrated through the preparation measures – corresponding the EU requirements – of the enterprises.

A Széchenyi István Egyetem Közúti és Vasúti Járművek Tanszéke a közúti és vasúti járművek egyes szakterületeihez

- járműszerkezetek
- belsőégésű motorok és hajtások
- járművizsgálat és diagnosztika
- járművillamosság és elektronika
- jármű informatika
- járművek közlekedésbiztonsága és minősítése
- járművek fenntartása, karbantartása és javítása
- járműrendszerek

kapcsolódóan funkcionális és üzemeltetői – fenntartási témakörű oktatási és tudományos kutatási feladatok több évtizedes megoldására alapozva célul tűzte ki a jármű üzemeltetői környezet minőség – hatékonyság – biztonság rendszer európai képesség szerinti értékelésének rendszer-szemléletű kezelését, különös tekintettel az elméleti és a gyakorlati (laboratóriumi és üzemi) elemzésekre. A széleskörű hazai és nemzetközi – intézményi, ipari és közlekedési - együttműködések kölcsönös előnyökkel segítik az ezirányú tevékenységünket.

A megrendelőink számára nyújtott, korábban elsősorban innovatív fejlesztésekre fókuszáló szolgáltatásaink az elmúlt években kibővültek vállalati minőségirányítás és hatékonyság-javítás területén kínált szolgáltatásainkkal. Ezen területeken neves külföldi partnerekkel való együttműködés biztosítja a valóban hatékony fellépésünket. Napjainkban a kis- és közepes vállalkozások európai uniós követelményekhez történő felkészítése jelent számunkra nagy kihívást, aminek megfelelő vállalkozási keretek között igyekszünk megfelelni.

A háttérben az áll, hogy a csatlakozást követő időszakban a magyarországi vállalkozások mintegy egyharmadát fenyegeti a felszámolás veszélye, amennyiben azok nem tudnak megfelelni a megváltozott jogi háttér követelményeinek (környezetvédelmi előírások, munkajogi változások, a termékfelelősségi törvény, minőségirányítási audit, EU-s szabványoknak való megfelelés biztosítása, stb.), az egységes piacon fellépő versenyhelyzet kihívásainak, az innovatív, a kizárólag minőségi termékek vagy szolgáltatások iránt megmutatkozó valós keresletnek vagy akár a ha nem képesek a bel-földi bérszínvonal-növekedésből származó piaci hátrányokat kompenzálni.

Hogy ez hogyan nézhet ki, megmutatható az EU követelményei szerint történő vállalati előkészítések intézkedésein:

- Célfelhatárolás és telephely-meghatározás
- Erőforrás meghatározása
- A folyamatok meghatározása a célok elérésére
- Független értékelés az irányvonal helyességének meghatározására
- A rész cél elérés folyamatos értékelése

Ferdefogú kúpkerekek fogazása metszőkerékkel

TOOTHING WITH WHEEL-CUTTER OF THE HELICAL BEVEL GEARS

Dr. Antal Béla, Dr. Antal Tibor Sándor

Kolozsvári Műszaki Egyetem

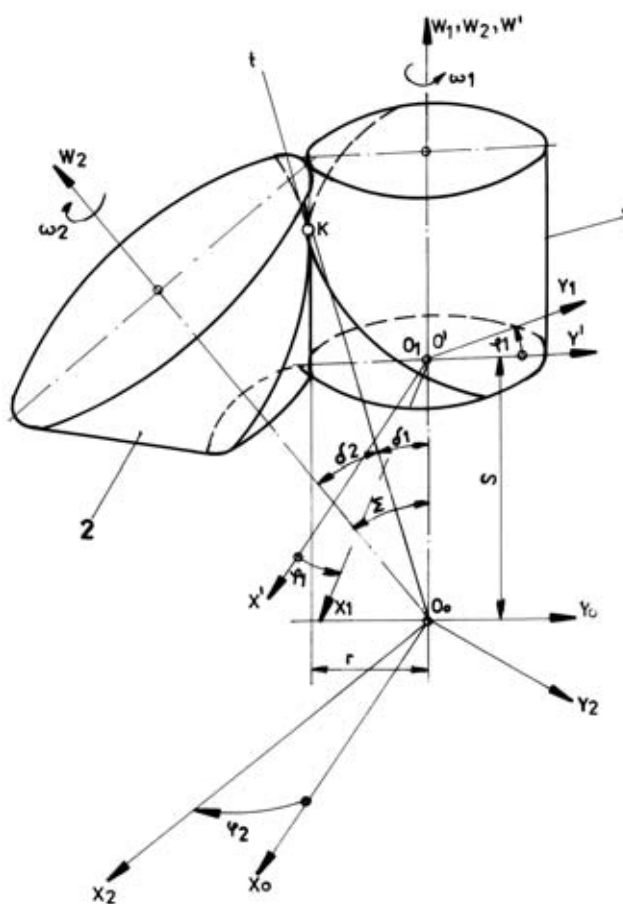
Abstract

The paper presents the working of the helical bevel gears with the wheel-cutter.

The obtain the surface of the tooth flank the specific gearing kinematic method is used. The established formulae are based on the tools generator surface and the right angle condition between the surface normal and the relative velocity.

Azok a ferdefogú kúpkerekek amelyek a fogszélesség mentén állandó fogmagassággal rendelkeznek metszőkerékkel is elkészíthetők. A jobbhajlású fogakhoz balhajlású metszőkereket kell használni és fordítva. Ismeretes az is, a megmunkálási feltételekből, hogy a fogferdeségi szögek azonosak kell legyenek míg az emelkedések lehetnek ugyanazok vagy eltérőek.

Az 1-es ábrán egy jobbhajlású kúpkerek megmunkálása látható egy balhajlású metszőkerékkel.



1. ábra

Ferdefogú kúpkerek megmunkálása metszőkerékkel

1 - metszőkerék; 2 - kúpkerek

A matematikai összefüggések meghatározása céljából, a metszőkerék és a kúpkerék között, felvesszük a következő koordináta rendszereket (1. ábra):

- $O_0x_0y_0w_0$ fix rendszer ahol az O_0w_0 tengely egybe esik a metszőkerék tengelyével;
- $O_1x_1y_1w_1$ a metszőkerékhez kötött rendszer, ahol az O_1w_1 tengely egybe esik ennek tengelyével;
- $O_2x_2y_2w_2$ a kúpkerékhez kötött rendszer, ahol az O_2w_2 tengely egybe esik ennek tengelyével.

Figyelembe véve az 1-es ábrát a koordináta rendszerek között felírhatók a következő összefüggések:

$$\begin{Bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ w_1 \\ 1 \end{Bmatrix} = M_{12} \begin{Bmatrix} x_2 \\ y_2 \\ w_2 \\ 1 \end{Bmatrix} \quad (1) \quad \text{és} \quad \begin{Bmatrix} x_2 \\ y_2 \\ w_2 \\ 1 \end{Bmatrix} = M_{21} \begin{Bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ w_1 \\ 1 \end{Bmatrix} \quad (2)$$

ahol M_{12} és M_{21} a koordináta rendszerek között lévő összekötő matrixok

$$M_{12} = \begin{pmatrix} \cos\varphi_1 \cos\varphi_2 - & \cos\varphi_1 \sin\varphi_2 + & -\sin\Sigma \sin\varphi_1 & 0 \\ -\cos\Sigma \sin\varphi_1 \sin\varphi_2 & +\cos\Sigma \sin\varphi_1 \cos\varphi_2 & & \\ -\sin\varphi_1 \cos\varphi_2 - & -\sin\varphi_1 \sin\varphi_2 + & -\sin\Sigma \cos\varphi_1 & 0 \\ -\cos\Sigma \cos\varphi_1 \sin\varphi_2 & +\cos\Sigma \cos\varphi_1 \cos\varphi_2 & & \\ -\sin\Sigma \sin\varphi_2 & \sin\Sigma \cos\varphi_2 & \cos\Sigma & -s \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (3)$$

és

$$M_{21} = \begin{pmatrix} \cos\varphi_1 \cos\varphi_2 - & -\sin\varphi_1 \cos\varphi_2 - & -\sin\Sigma \sin\varphi_2 & -s\sin\Sigma \sin\varphi_2 \\ -\cos\Sigma \sin\varphi_1 \sin\varphi_2 & -\cos\Sigma \cos\varphi_1 \sin\varphi_2 & & \\ \cos\varphi_1 \sin\varphi_2 + & -\sin\varphi_1 \sin\varphi_2 + & \sin\Sigma \cos\varphi_2 & s\sin\Sigma \cos\varphi_2 \\ +\cos\Sigma \sin\varphi_1 \cos\varphi_2 & +\cos\Sigma \cos\varphi_1 \cos\varphi_2 & & \\ -\sin\Sigma \sin\varphi_1 & -\sin\Sigma \cos\varphi_1 & \cos\Sigma & s\cos\Sigma \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (4)$$

A metszőkerék által burkoltfogfelület meghatározására az [1], [2] és [3]-ban használt kinematikai módszert alkalmazzuk. Ezek alapján a metszőkerék burkolófelülete és a ferdefogú kúpkerék kapcsolódási feltétele a következő:

$$\left. \begin{aligned} \vec{\rho}_1 &= \vec{\rho}_1(\theta, \psi) ; \\ \vec{n}_1 \cdot \vec{v}_1^{(12)} &= 0 . \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

ahol $\vec{\rho}_1$ – metszőkerék burkoló felületén lévő valamilyen pont, helyzet vektora;

$\vec{n}_1$ – a metszőkerék normálisa egy valamilyen pontban;

$\vec{v}_1^{(12)}$ – a metszőkerék relatív sebessége a kúpkerekhez viszonyítva.

A metszőkerék fogfelületén lévő valamilyen pont helyzet vektora a következő képpen írható fel:

$$\begin{aligned} \vec{\rho}_1 = & x_1 \vec{i} + y_1 \vec{j} + w_1 \vec{k} = r_{b1} (\cos \theta + \psi \sin \theta) \vec{i} + \\ & + r_{b1} (\sin \theta - \psi \cos \theta) \vec{j} + h(\theta - \psi) \vec{k} \end{aligned} \quad (6)$$

A felületen lévő valamilyen pont egységnyi normál vektor egyenlete:

$$\vec{n}_1 = \frac{\frac{\partial \vec{\rho}_1}{\partial \theta} \times \frac{\partial \vec{\rho}_1}{\partial \psi}}{\left| \frac{\partial \vec{\rho}_1}{\partial \theta} \times \frac{\partial \vec{\rho}_1}{\partial \psi} \right|}. \quad (7)$$

Figyelembe véve a (6) és (7) képleteket az egységnyi vektor vetületei az $O_1 x_1 y_1 w_1$ rendszerben a következők:

$$\left. \begin{aligned} n_{x1} &= -h \sin \theta ; \\ n_{y1} &= h \cos \theta ; \\ n_{w1} &= -r_{b1} . \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

A kinematikai módszer alapján a relatív sebességet, a forgási paraméter függvényében, az alábbi képlettel határozzuk meg:

$$\vec{v}_1^{(12)} = M_{12} \frac{dM_{21}}{d\varphi_1} \frac{d\varphi_1}{dt} \vec{\rho}_1 \quad (9)$$

Elvégezve a megfelelő műveleteket, a (9) egyenlet alapján, kapjuk a relatív sebesség vetületeit:

$$\left. \begin{aligned} V_{x1}^{(12)} &= \left[-y_1(u_{12} + \cos \Sigma) - w_1 \sin \Sigma \cos \varphi_1 - s \sin \Sigma \cos \varphi_1 \right] \frac{d\varphi_2}{dt} ; \\ V_{y1}^{(12)} &= \left[x_1(u_{12} + \cos \Sigma) + w_1 \sin \Sigma \sin \varphi_1 + s \sin \Sigma \sin \varphi_1 \right] \frac{d\varphi_2}{dt} ; \\ V_{w1}^{(12)} &= \left[\sin \Sigma (x_1 \cos \varphi_1 - y_1 \sin \varphi_1) \right] \frac{d\varphi_2}{dt} . \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

A felvett paraméterek között lévő összefüggés az (5), (8) és (10) képletek alapján a következő:

$$\psi = \frac{h r_{b1} (u_{12} + \cos \Sigma) + h(h\theta + s) \sin \Sigma \sin(\theta + \varphi_1) - r_{b1}^2 \sin \Sigma \cos(\theta + \varphi_1)}{(h^2 + r_{b1}^2) \sin \Sigma \sin(\theta + \varphi_1)}. \quad (11)$$

A metszőkerékkel fogazott ferdefogú kúpkerek fogfelülete a következő képlettel határozható meg:

$$\vec{\rho}_2 = M_{21} \vec{\rho}_1, \quad (12)$$

vagyis

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= A \sin \varphi_2 + B \cos \varphi_2 ; \\ y_2 &= -A \cos \varphi_2 + B \sin \varphi_2 ; \\ w_2 &= C ; \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

ahol

$$\begin{aligned} A &= r_{b1} \cos \Sigma [\psi \cos(\theta + \varphi_1) - \sin(\theta + \varphi_1)] - \sin \Sigma [h(\theta - \psi) + s]; \\ B &= r_{b1} [\cos(\theta + \varphi_1) + \psi \sin(\theta + \varphi_1)]; \\ C &= r_{b1} \sin \Sigma [\sin(\theta + \varphi_1) + \psi \cos(\theta + \varphi_1)] + \cos \Sigma [h(\theta - \psi) + s]. \end{aligned} \quad (14)$$

A paraméterek között lévő összefüggések a (11) képlet alapján számíthatók.

Ha a relatív sebesség vetületeit (10) nullával tesszük egyenlővé, akkor meghatározható a gördülőfelület egyenlete:

$$x_1^2 + y_1^2 = (w_1 + s)^2 \left(\frac{\sin \Sigma}{u_{12} + \cos \Sigma} \right)^2 \quad (15)$$

A fenti egyenletből megállapítható, hogy a metszőkerék csavarfelülete és a kúpkerek kapcsolódása esetében a gördülőfelületek kúp alakúak.

A gördülőfelületek kúpszögei (1. ábra) a következők:

$$\delta_1 = \arctan \left(\frac{\sin \Sigma}{u_{12} + \cos \Sigma} \right);$$

és

$$\delta_2 = \arctan \left(\frac{u_{12} \sin \Sigma}{1 + u_{12} \cos \Sigma} \right) \quad (16)$$

Irodalom

- [1] Dudas, I., The Theory and Practice of Worm Gear Drives Penton Press, London, 2000.
- [2] Litvin, F.L., Gear Geometry on Applied Theory. Prentice Hall, Englewood Cliffs, NJ, 1994.
- [3] Maros, D., Mecanisme. Atelierul de multiplicare al Institutului Politehnic din Cluj-Napoca, 1980.

A differenciálművek lehetséges energiafolyamának tartományai, önzárási tartományai és hatásfoka

Dr. Apró Ferenc, Czégé Levente
Miskolci Egyetem, Gépelemek Tanszék

Abstract

The $s=2$ degrees of freedom, three base elements type planetary gears (differential gears) are produced in diverse variations, and these variations have different properties. We determined – analysing the kinematic relations – general connections between the kinematic- and inner ratios, and on the base of analysis of dynamic- and power relations, we divided the kinematic field into areas according to the powerflow. Using the method of Krejnesz, M.A. – Rozovszkij, M. Sz. we set up a relation system, which can be used in case of any type of differential gears for determining the possible powerflows and the efficiencies. The self-locking area is also shown in this paper.

A dolgozatban az $s=2$ szabadságfokú, három alapelemes differenciálművek kinematikai- és dinamikai viszonyait vizsgáljuk meg részletesen. Az $s=2$ esetben két kihajtó, vagy két behajtó tag is lehetséges. Legyen egy tetszőleges három alapelemes differenciálmű (lehet segédbolygókerekes is) fogazott alapeleme a p és q alapelem, hídja pedig az r alapelem.

$$u_{pq} = \frac{\omega_p - \omega_r}{\omega_q - \omega_r}, \quad (1)$$

ahonnan az:

$$\omega_p - u_{pq} * \omega_q + (u_{pq} - 1) * \omega_r = 0 \quad (2)$$

szögsebességkapcsolat adódik. (2)-ből bármelyik két alapelem kinematikai áttétele kifejezhető. Így például

$$i_{qr} = \frac{i_{pr} - 1}{u_{pq}} + 1 \quad (3) \quad , \text{ vagy } i_{pq} = \frac{i_{pr} * u_{pq}}{i_{pr} + u_{pq}^{-1}}. \quad (4)$$

A kinematikai áttételek függvénykapcsolatai koordináta rendszerben ábrázolhatók. Ábrázolás céljára az (u_{pq}, i_{pr}) koordináta rendszert választottuk ki, ahol az $i_{pr}=f(u_{pq}, i_{qr})$ függvény $i_{qr}=\text{konst.}$ paraméterek mellett ábrázolható.

A nyomatékviszonyokat, illetve a nyomatékokat az

$$M_p + M_q + M_r = 0 \quad (5)$$

nyomatékegyensúlyi és az

$$M_p * (\omega_p - \omega_r) * \eta_f^d + M_q * (\omega_q - \omega_r) = 0 \quad (6)$$

relatív teljesítményegyensúlyi egyenletekből határozhatjuk meg, ahol η_f a differenciálmű hatásfoka $\omega_r=0$ -nál. Így (5), (6)-ból (1) figyelembevételével:

$$\frac{M_p}{M_q} = -\frac{1}{u_{pq} * \eta_f^d}; \quad (7) \quad \frac{M_p}{M_r} = \frac{1}{u_{pq} * \eta_f^d - 1}; \quad (8) \quad \frac{M_q}{M_r} = \frac{u_{pq} * \eta_f^d}{1 - u_{pq} * \eta_f^d}; \quad (9)$$

A tényleges teljesítményfolyam: $p \leftrightarrow q, r$, $q \leftrightarrow p, r$, és $r \leftrightarrow p, q$ lehet.

A $p \rightarrow q, r$ teljesítményfolyamnál a differenciálmű hatásfoka (4) és (7)-(9) felhasználásával:

$$\eta_{p \rightarrow q, r} = \frac{-(M_q \omega_q + M_r \omega_r)}{M_p \omega_p} = \frac{u_{pq} \eta_f^d}{i_{pr} u_{pq}} (i_{pr} + u_{pq} - 1) - (u_{pq} \eta_f^d - 1) \frac{1}{i_{pr}} = \frac{1 - (1 - i_{pr}) \eta_f^d}{i_{pr}} \quad (10)$$

ahol [1] szerint (2) és (4) felhasználásával:

$$d = \operatorname{sgn} M_p \omega_p \frac{u_{pq}}{\omega_p} \frac{\partial \omega_p}{\partial u_{pq}} = \operatorname{sgn} \frac{u_{pq}}{\omega_p} (\omega_q - \omega_r) = \operatorname{sgn} u_{pq} \left(\frac{i_{pr} + u_{pq} - 1}{i_{pr} u_{pq}} - \frac{1}{i_{pr}} \right) = \operatorname{sgn} \frac{i_{pr} - 1}{i_{pr}} \quad (11)$$

A $q, r \rightarrow p$ teljesítményfolyamnál a differenciálmű hatásfoka (10) reciprokértékével egyenlő, vagyis:

$$\eta_{q, r \rightarrow p} = \frac{i_{pr}}{1 - (1 - i_{pr}) \eta_f^d} \quad (12)$$

A d hatványkitevő a $q, r \rightarrow p$ teljesítményfolyamnál:

$$d = \operatorname{sgn} M_p \omega_p \frac{u_{pq}}{\omega_p} \frac{\partial \omega_p}{\partial u_{pq}} = \frac{1 - i_{pr}}{i_{pr}}. \quad (13)$$

A fenti számítás a többi teljesítményfolyam esetében is hasonlóan elvégezhető. A kapott eredményeket az 1. táblázatban foglaltuk össze, amelyek összhangban vannak a különböző szakirodalmakban található eredményekkel. Az összefoglalás inkább azért készült, mert a táblázatbeli eredmények bármely háromalapelemes hajtóműre érvényesek, legyenek azok bármilyen típusúak (kb, k+k, b+b, k+b), vagy tetszőleges konstrukciójú segédhajtóműkeres szerkezetek. A d hatványkitevő összefüggései ugyanakkor új összefüggések, melyeket Krejnesz, M.A. – Rozovszkij, M. Sz. [1] módszerének kétszabadságfokú hajtóműre való alkalmazásával határoztunk meg.

1. táblázat

Teljesítményfoly.	Y	D	Hatásfok
$p \rightarrow q, r$	-1	$d = \operatorname{sgn} \frac{i_{pr} - 1}{i_{pr}}$	$\eta^y = \frac{i_{pr}}{1 - (1 - i_{pr}) \eta_f^d}$
$q, r \rightarrow p$	+1	$d = \operatorname{sgn} \frac{1 - i_{pr}}{i_{pr}}$	
$q \rightarrow p, r$	-1	$d = \operatorname{sgn} \frac{1 - i_{pr}}{i_{pr}}$	$\eta^y = \frac{(i_{pr} - 1 + u_{pq}) \eta_f^d}{i_{pr} - 1 + u_{pq} \eta_f^d}$
$p, r \rightarrow q$	+1	$d = \operatorname{sgn} \frac{i_{pr} - 1}{i_{pr}}$	
$r \rightarrow p, q$	+1	$d = \operatorname{sgn} \frac{1 - i_{pr}}{i_{pr}}$	$\eta^y = \frac{i_{pr} (1 - \eta_f^d) + (1 - u_{pq}) \eta_f^d}{1 - u_{pq} \eta_f^d}$
$p, q \rightarrow r$	-1	$d = \operatorname{sgn} \frac{i_{pr} - 1}{i_{pr}}$	

A továbbiakban azt vizsgáljuk meg, hogy a különböző áttételi tartományokban a d hatványkitevő milyen értékeket vehet fel és d ismeretében meghatározható az egyes áttételi tartományokban lehetséges teljesítményfolyam irány és az önzárás tartománya.

Mivel d értékét csupán i_{pr} értéke határozza meg, az (u_{pq}, i_{pr}) koordináta rendszerben a lehetséges teljesítményfolyamokhoz az 1. táblázat szerint számított d értékek megadhatók.

A $p \rightarrow q, r$, $p, r \rightarrow q$, és $p, q \rightarrow r$ teljesítményfolyamnál, az $i_{pr} > 1$ mezőhöz (u_{pq} tetszőleges) $d=+1$, az $0 < i_{pr} < 1$ mezőhöz $d=-1$, az $i_{pr} < 0$ mezőhöz pedig $d=+1$ tartozik.

A $q, r \rightarrow p$, $q \rightarrow p, r$, és $r \rightarrow q, p$ teljesítményfolyamnál ugyanakkor, az $i_{pr} > 1$ értékeknél $d=-1$, az $0 < i_{pr} < 1$ tartományban $d=+1$, $i_{pr} < 0$ pedig $d=-1$.

Vizsgáljuk meg ezek után, hogy az egyes tartományokban milyen teljesítményfolyam alakulhat ki.

A vizsgálatot példaképpen az $i_{pr} > 1$, $0 < u_{pq} < 1$ tartományra mutatjuk be. Ebben a tartományban $i_{pr} > 1$ - u_{pq} , tehát

$$i_{qr} = \frac{i_{pr} - 1}{u_{pq}} + 1 > 0, \quad (14)$$

azaz p, q és r alapelem forgásértelme azonos lehet. Vagyis mindhárom alapelem szögsebessége pozitív, vagy negatív előjelű.

Az alapelemekre ható külső nyomatékok előjele a (7)-(9) összefüggésekből határozható meg.

Ha M_p pozitív előjelű, (7) szerint $u_{pq} > 0$ -nál M_q előjele negatív. A (8) összefüggésből M_r pozitív előjelű, ha $u_{pq} \cdot \eta_f - 1 > 0$, vagyis $u_{pq} > 1/\eta_f$, azaz $d=-1$ -nél $u_{pq} > \eta_f$, $d=+1$ -nél pedig $u_{pq} > 1/\eta_f$. Ugyanakkor M_r negatív előjelű, ha $u_{pq} \cdot \eta_f - 1 < 0$, vagyis $u_{pq} < 1/\eta_f$, azaz $d=-1$ -nél $u_{pq} < \eta_f$, $d=+1$ -nél pedig $u_{pq} < 1/\eta_f$.

Ha M_p negatív előjelű értelemszerűen M_q előjele pozitív, M_r előjele pedig $u_{pq} < \eta_f$, ill. $u_{pq} < 1/\eta_f$ értékeknél pozitív, míg $u_{pq} > \eta_f$, ill. $u_{pq} > 1/\eta_f$ értékeknél negatív.

Az egyes alapelemeken megjelenő P teljesítmények előjelét ω és M előjelének szorzata adja, melyeket a 2.táblázatban foglaltunk össze. A táblázatban az áttételi mezőhöz tartozó teljesítményfolyamokat, d értékeit és u_{pq} lehetséges tartományait is feltüntettük.

2. táblázat

P_p	P_q	P_r	D	u_{pq}	Telj.foly.
+	-	+	+	$u > 1/\eta_f$	$p, r \rightarrow q$
+	-	-	+	$u < 1/\eta_f$	$p \rightarrow q, r$
-	+	+	-	$u < \eta_f$	$q, r \rightarrow p$
-	+	-	-	$u > \eta_f$	$q \rightarrow p, r$

A $p, r \rightarrow q$ teljesítményfolyam nem lehetséges, mivel a vizsgált tartományon ($1 > u_{pq} > 0$) kívül esik. Az $\eta_f > u_{pq} > 0$ tartományban tehát $p \rightarrow q, r$ és $q, r \rightarrow p$, az $1 > u_{pq} > \eta_f$ tartományban pedig $p \rightarrow q, r$ és $q \rightarrow p, r$ teljesítményfolyam lehetséges.

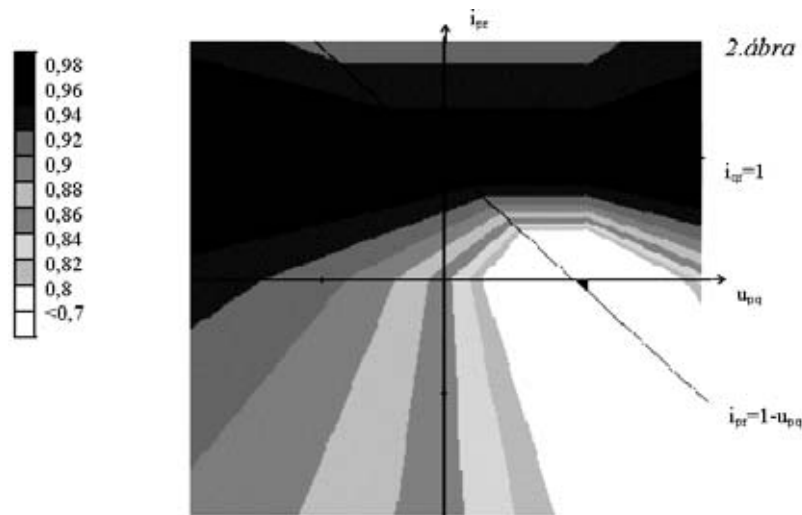
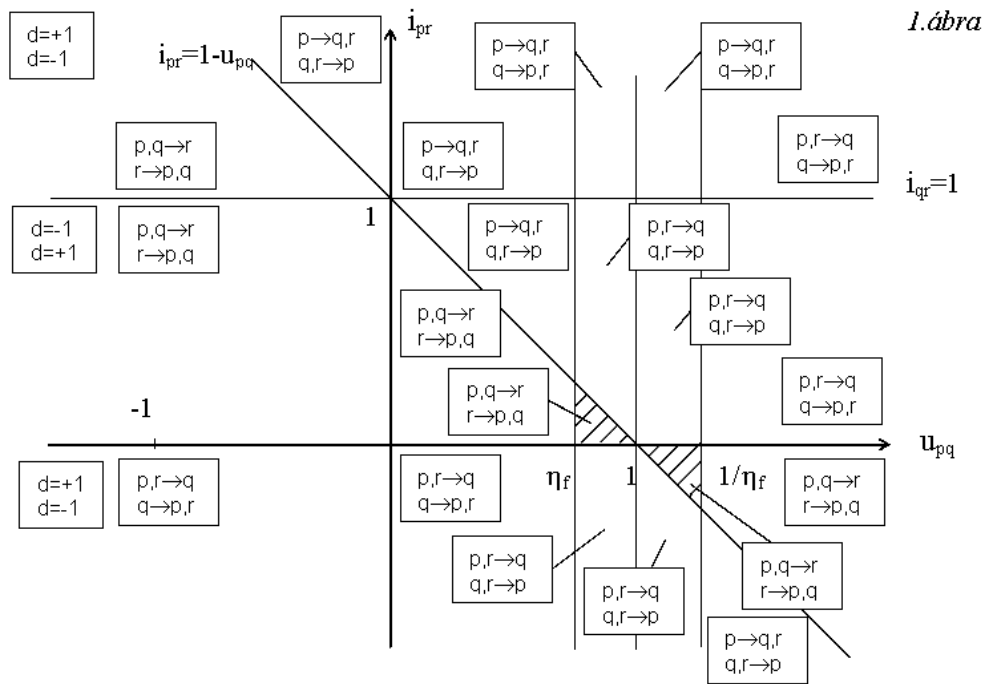
A vizsgálat valamennyi áttételi mezőre hasonló módon elvégezhető. A vizsgálati eredményeket az 1.ábrán foglaltuk össze, ahol az egyes áttételi mezőkhöz tartozó lehetséges teljesítményfolyamokat és az önzárási mezőt (srafozott mező) tüntettük fel.

Az önzárási mezőkben az $r \rightarrow p, q$ teljesítményfolyam mindig lehetséges, a $p, q \rightarrow r$ teljesítményfolyam azonban nem, mivel önzáró a rendszer. Nem önzáró a rendszer $p, q, r \rightarrow$ teljesítményfolyamnál, ami azt jelenti, hogy mindhárom alapelemen teljesítményt kell bevezetni ahhoz, hogy a surlódási veszteség legyőzéséhez elegendő energia álljon rendelkezésre.

Az 1.ábrán $i_{qr} = \text{konst.}$ paraméterek mellett a $(0;1)$ ponton átmenő sugársort kapunk.

A 2. ábra – $d=+1$ és $\eta_f=0,9$ mellett – a hatásfok változását mutatja $-2 < i_{pr} < 2$ és $-2 < u_{pq} < 2$ tartományban, ahol az egyes tónusok a különböző hatásfokokat jelölik. Az 1. és 2. ábra alapján könnyen meghatározhatók az egyes teljesítményfolyamokra vonatkozó hatásfokok. A legsötétebb sávban $i_{pr}=1$ környezetében a legjobb a hatásfok, $i_{pr}=1$ esetén pedig $\eta=1$. Az ábrán az önzárási mezőt is feltüntettük ($1 < u_{pq} < \eta_f$ fekete háromszöggel jelölve), itt a hajtómű működésképtelen. Az 1.ábra tehát jól felhasználható, ha adott belső áttétel, és teljesítményfolyam esetén a kinematikai áttétel értékére vagyunk

kíváncsiak, vagy ha adott áttételhez keressük a megvalósítható teljesítményfolyamot. A 2.ábra megmutatja milyen hatásokon működik az adott rendszer.



Irodalom

- [1] KREJNESZ M.A. – ROZOVSKIJ M.SZ.: (1972). *Zubcsatú mehanizmi*. Izdatel'szt "Nauka". Moszkva. 427.
- [2] APRÓ F. : *Három alapelemes differenciálművek kinematikai és dinamikai viszonyai* Géptervezés-Termékfejlesztés '96. Szeminárium, Miskolc 1996, máj.24-25. p.13-18. Gép 48. (1996)5.
- [3] MÜLLER H.W.: *Die Umlangetriebe*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York. Zweite neubearbeitete und erweiterbe Auflage: 1998.p. 260

A színtévesztés korrigálása és mérése

CORRECTION AND DIAGNOSIS OF COLOUR DEFICIENCY

Dr. Ábrahám György, Nagy Balázs Vince

Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem,
Finommechanikai, Optikai Tanszék

Abstract

Purpose: To devise an effective method for correcting color-deficiency that is based on applying filter glasses with transmission curves matched to the characteristics of the patient's color vision.

Methods: Review of existing publications combined with the authors' measurements of 650 color deficient and color blind patients has resulted in a new classification of color deficiency and new concepts regarding photoreceptor behavior. The concept that the respective sensitivity curves of the three photoreceptors may shift along the wavelength axis was tested with an instrument developed by the authors. The results were compared to measurements made with an anomaloscope. Filter glasses developed in accordance with the new concept were used to verify the results.

Results: Tests carried out on 650 subjects affected by color-deficiency or color-blindness show that the new theory adequately explains the cause of color deficiency. The instrument developed by the authors proved to be a useful aid in diagnosing color-deficiency on a quantitative basis. A method for designing corrective filters for persons with variant color vision was developed. A set of corrective filters was manufactured and used with a high degree of success.

Conclusions: The results of the research enable us to have a better understanding of variant color vision through a model that includes a simple but effective classification scheme of color-deficiency. Color-blindness is treated as an inherent part of the system as opposed to treating it separately. The tests with corrective filters show that the effective correction of color-deficiency is possible in most cases.

A színlátás a különböző színekre érzékeny retinális csapok mint fotodetektorok ingerlésével kezdődik és bonyolult neurális folyamatok után a megfelelő színfogalom azonosításával az agyban végződik.

A színtévesztés oka a színérzékeny csapok spektrális érzékenységi függvényeinek megváltozása. A korrigálás optikai úton lehetséges megfelelően tervezett színszűrők segítségével. A jó korrigáláshoz ismerni kell a csapok érzékenységi függvényeit, amelyet erre a célra szerkesztett mérőműszerekkel mérünk meg.



1. ábra

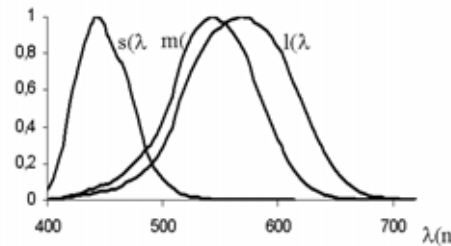
A színtévesztés gyakorisága a férfi népesség körében

Az 1. ábra a szintévesztés gyakoriságát mutatja a világ különböző térségeiben. Látható, hogy a legfejlettebb térségekben a férfiak több mint 8%-a szintévesztő. [1]

Azért a legfejlettebb területeken dúsul fel, mert a szintévesztés genetikai elváltozásként az X kromoszómán recesszív módon öröklődik és kevésbé érvényesül a fejletlenebb régiókban még erősen működő természetes kiválasztódás hatása. (A bennszülött szintévesztő gyermek nem éri meg az ivarérettség korát, ha nem vesz észre egy mérges kígyót és rálép.)

A színlátás modelljei

A 2. ábra a retinán található három színérzékelő csap-receptor spektrális érzékenységi függvényét mutatja.



2. ábra

A színérzékelő csapok spektrális érzékenységi függvényei

A szintévesztés korrigálásának elve

Egyetlen receptor spektrális érzékenységi függvényeit láthatjuk a 3. ábrán, $l(\lambda)$ a normál, $l^*(\lambda)$ pedig egy anomális „vörös” receptort mutat.

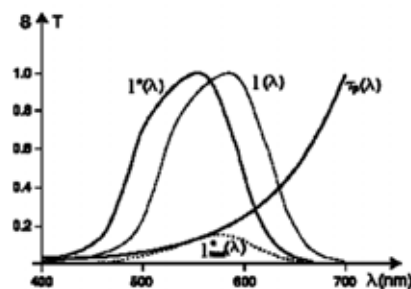
Matematikailag keressük azt a $\tau(\lambda)$ függvényt, amelyre

$$\tau(\lambda) = \frac{l(\lambda)}{l^*(\lambda)}$$

E $\tau(\lambda)$ függvény lehetne a korrekciós színszűrő spektrális transzmissziós függvénye, amellyel

$$\tau(\lambda) \cdot l^*(\lambda) = l(\lambda)$$

vagyis ha a szűrőt a receptor elé tesszük, akkor az eredmény a normális receptor érzékenységi függvény lesz.



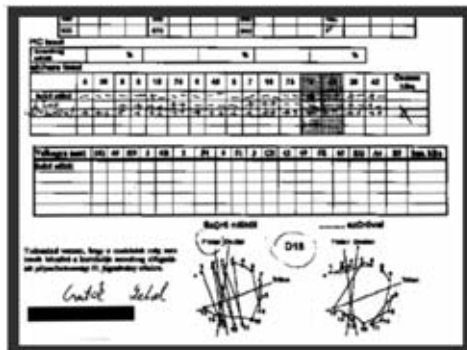
3. ábra

A szintévesztés korrigálásának elve

Mivel azonban a $\tau(\lambda)$ matematikailag felvehet 1-nél nagyobb értéket is, ami színszűrő esetén nem lehetséges, ezért az osztásként kapott $\tau(\lambda)$ értéket normálni kell 1-re. Viszont az így normált színszűrőt alkalmazva az $l^*(\lambda)$ -ra, kisebb értékeket kapunk, mint $l(\lambda)$, bár a korrekció hatása a csúcspont eltolódásában már látható. Ezt mutatja a 3. ábrán az $l^*_{\text{mod}}(\lambda)$ görbe. A lecsökkent receptor érzékenység

ezután a színi adaptáció segítségével egy bizonyos idő után kompenzálódik, vagyis $I^*_{\text{mod}}(\lambda)$ értéke megnő $I(\lambda)$ értékűre és így jön létre a szintévesztő receptor korrigálása.

A valóságban a dolog csak annyival bonyolultabb, hogy a rossz receptor megjavítása közben vigyázni kell, hogy ne nagyon rontsuk el a spektrálisan közelében lévő másik receptorokat.[5]



4. ábra
Mérési jegyzőkönyv részlet

A szintévesztés mérése

A szintévesztés különféle eseteiben az egyes receptorok spektrális érzékenységei a hullámhossz tengely mentén eltolódnak.

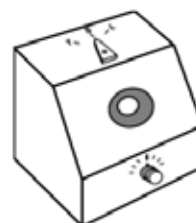
Ahhoz, hogy a megfelelő korrekciós szűrőt alkalmazhassuk, meg kell mérni ezen eltolódásokat és utána fel kell állítani a diagnózist.

Műszerként rendelkezésre állnak ugyan az anomaloszkópok, de ezek igen drága és nem túl egyszerűen kezelhető berendezések, továbbá nem arra valók, hogy megadják a receptor függvények eltolódásait. [6]

Szerkesztettünk egy viszonylag egyszerű LED-es anomal tester nevű műszert, ami 3 LED (egy vörös, egy zöld és egy kék) fényének páronkénti színkeverését végzi el a LED-ek intenzitásának egyetlen gombbal történő változtatásával, referencia szín alkalmazása nélkül. [7]

A páciens feladata az, hogy vörösből és zöldből keverjen ki sárgát, zöldből és kékből türkízt, valamint vörösből és kékből lilát. Számítógépes kapcsolattal leolvassuk, hogy az egyes esetekben mennyit használt fel az egyes színekből és ezekből az adatokból felállítjuk a diagnózist.

A műszer 3 mérésének eredményeként nagy biztonsággal és redundanciával diagnosztizálhatók a szintévesztés különféle esetei. A műszer megépítésre került és jelenleg folynak a hitelesítő mérések.



5. ábra
Az anomal tester műszer

Irodalom

- [1] Cruz-Coke R. Colour Blindness – an evolutionary approach. Springfield, Illinois: Thomas; 1964
- [2] Young T.: On the theory of light and colors. Phil. Trans. Roy. Soc. London 1802; 92; 20-71
- [3] Hering, E.: Zur Lehre vom Lichtsinne Wien: Carl Gerdd's Sohn 1878.
- [4] Dr.Ábrahám, Nagy: Color identification of CVDs based on opponent color signals. ICVS 2001 Symp. Cambridge, UK 2001.
- [5] Dr.Ábrahám, Dr.Wenzel: Eljárás színlátás javítására. Magyar Szabadalom. Lajstromszám: 217 735. Budapest 2000. 01. 28.
- [6] Dr.Ábrahám, Szabó: Anomaloszkópok modellezése. LabView környezetben. Kolorisztikai Szimpózium Tata 2001.
- [7] Dr.Ábrahám, Dr.Schanda: Anomal Tester. Szabadalmi bejelentés. Budapest OTH 2002.

Iterációs technikák érintkezési optimalizálási feladatok megoldásához

ITERATION TECHNIQUES FOR THE SOLUTION OF CONTACT OPTIMIZATION PROBLEMS

Baksa Atilla, Páczelt István

Miskolci Egyetem, Mechanikai Tanszéke, Miskolc, Hungary

Abstract

The stress-state of machine parts is strongly influenced by their geometrical shapes and forms. The optimal design of elements of different bearings, tool machine guides, bars etc. needs special considerations to avoid singularities and to improve the strength endurance. In optimization problems the design parameters are usually concerned with material parameters, shape, characteristic dimensions, supports, loads, inner links, reinforcement and topology. In engineering practice, connections between machine elements are frequently modeled as unilateral contact problems. In this paper the optimization problem for punch problem will be discussed. The minimum of maximum pressure and other mechanical values (torque, frictional power loss) are sought by controlling the distribution of pressure. For the solution of the optimization problems special iterative algorithms have been developed. Finally, numerical examples will be presented.

1. Bevezetés

A kölcsönhatásban lévő testek geometriai formái jelentős mértékben befolyásolják a közöttük kialakuló feszültségállapotot. Viszonylag nagyon kevés munka található az érintkezési feladatok optimalizálására [1], illetve ezen feladat p -verziójú végelem-módszerrel történő kezelésére. Az optimalizációs feladatok matematikai vizsgálatával a [2], míg a p -verziójú számítással [3] foglalkozik.

A nyomás vezérlési technika alkalmazásával találkozunk [3-6] munkákban tengely-szimmetrikus testeknél súrlódásos ill. súrlódás nélküli esetben. Gördülő testeknél a kopás jelenségének nyomon követésére is lehetőség kínálkozik száraz súrlódáskor [7, 8].

A jelen munkában különféle optimalizálási feladat rövid leírását adjuk meg számítási eredmények bemutatásával együtt. Az előadásban kitérünk a párhuzamos technika alkalmazhatóságára is az algebrai egyenletrendszer felépítésénél és annak megoldásakor.

2. Érintkezési feltételek

Két test között létrejövő érintkezést fogunk vizsgálni kis elmozdulások és alakváltozások esetén. A V^α ($\alpha = 1, 2$) térfogatú test S^α felületének S_p^α részén ismert a $\tilde{\mathbf{p}}$ terhelés, az S_u^α felületén adott $\tilde{\mathbf{u}}_0$ elmozdulás hat, míg $S_c^\alpha = \Omega$ altartományon a testek között érintkezés jöhet létre. Ezen a felület részen a test alakjának a megváltoztatása is lehetséges optimalizációs kérdések vizsgálatakor. Az S_c^α szoba jöhető érintkezési tartományon a normális feszültség $\sigma_N^\alpha = \mathbf{n}^\alpha \cdot \boldsymbol{\sigma}^\alpha \cdot \mathbf{n}^\alpha$, az érintőirányú feszültség $\mathbf{p}^\alpha_\tau = (\boldsymbol{\sigma}^\alpha \cdot \mathbf{n}^\alpha - \sigma_N^\alpha \mathbf{n}^\alpha)$. Itt $\boldsymbol{\sigma}^\alpha$ a feszültségi tenzor. Az alakváltozás után kialakuló hézagot jelölje $d = u_N^2 - u_N^1 + h$, ahol $u_N^\alpha = \mathbf{u}^\alpha \cdot \mathbf{n}^1$ a normálirányú elmozdulás, míg h a kezdeti hézag. A $p = -\sigma_N^1 = -\sigma_N^2$ nyomás bevezetésével a Signorini-féle érintkezési feltételek az alábbiak. Érintkezés van, ha $d = 0$, $p \geq 0$, $x \in \Omega_p$ és rés van jelen ha $d > 0$, $p = 0$, $x \in \Omega_0$, vagyis $p \cdot d = 0$ $x \in \Omega = \Omega_p \cup \Omega_0$. Száraz súrlódást a Coulomb-féle súrlódási törvény szerint vesszük figyelembe.

A testek közötti relatív sebesség $\dot{\mathbf{u}}_\tau = \dot{\mathbf{u}}_\tau^2 - \dot{\mathbf{u}}_\tau^1$, ahol $\dot{\mathbf{u}}_\tau^\alpha$ az α -dik test érintkezési tartományán lévő pont érintősíkba eső sebessége. Adhézió ott van ahol $\|\mathbf{p}^\alpha_\tau\| \leq \mu p$, $\dot{\mathbf{u}}_\tau = 0$, míg csúszáskor

$$\mathbf{p}^1_\tau = -p^2_\tau = \mu p \frac{\dot{\mathbf{u}}_\tau}{\|\dot{\mathbf{u}}_\tau\|}.$$

Az érintkezési feladatok megoldására súrlódásnélküli esetben a teljes potenciális energia minimum elvet, a Hellinger-Reissner féle variációs elvet, ill. a modifikált kiegészítő energia minimum elvet használjuk fel [4]. Súrlódás esetén a virtuális munka elvére alapozzuk a számítást [5]. Az érintkezési egyenlőtlenségi feltételek betartására a büntetőparaméteres és a Lagrange-féle multiplikátoros technika kombinációja nyer alkalmazást [9].

3. Az érintkezési nyomás vezérlése, optimalizációs problémák

Az érintkezési optimalizációs feladatnál a nyomás vezérlését az alábbi egyenlőtlenség biztosítja: $\chi(x) = v(x)p_m - p(x) \geq 0$, $x \in \Omega$, ahol $v(x)$ az általunk felvett vezérlő függvény, amely kielégíti a $0 \leq v(x) \leq 1$, egyenlőtlenséget, továbbá $p_m = \max p(x)$, $x=[s,t]$ s és t felületi koordináták az Ω tartományon. Az Ω_c vezérlési altartományon $\chi(x) = 0$, míg a megmaradó Ω_{nc} részen $\chi(x) > 0$, $(\Omega = \Omega_c \cup \Omega_{nc})$.

Bevezetve a

$$V(s) = 0 \quad 0 \leq s \leq L_1, \quad V(s) = 0 \quad L_4 \leq s \leq L,$$

$$V(s) = V'(s) \{ 3 [(s - L_1)/(L_2 - L_1)]^2 - 2 [(s - L_1)/(L_2 - L_1)]^3 \} \quad L_1 \leq s \leq L_2,$$

$$V'(s) = f_2 + (f_3 - f_2)(s - L_2)/(L_3 - L_2) \quad L_2 \leq s \leq L_3,$$

$$V(s) = V'(s) \{ 1 - 3[(s - L_1)/(L_2 - L_1)]^2 + 2[(s - L_3)/(L_4 - L_3)]^3 \} \quad L_3 \leq s \leq L_4,$$

ahol $f_2, f_3, L_j, j=1, \dots, 4$ paraméterek rögzítettek, vagy némely feladatnál értékük változik az optimalizálási feladattól függően. 2D feladatnál (forgástestek tengelyszimmetrikus feladatai)

$v(s) = V(s)$ az Ω tartományon. 3D feladatoknál lásd [4, 7, 8].

4. p-verziójú végelemek használata érintkezési feladat megoldására

Magasfokú approximációt használva a szinguláris helyek környezetében a numerikus megoldás oszcillációt mutat. Ennek elkerülésére u.n pozicionálást és újra hálózást végzünk el, természetesen a számítóprogrammal automatikusan. Az elmondott két technika alkalmazásával az érintkezési tartományra kifutó elemek teljes hosszukban érintkezéssel, vagy hézaggal „csatlakoznak”. Súrlódás esetén adhézió, vagy csúszás lép fel az illető elem mentén [5].

5. Optimalizációs érintkezési feladatok

A bélyeg típusú érintkezési feladatok közül az alábbi optimalizálási feladatokat vizsgáljuk:

1. A maximális érintkezési nyomás minimumának megkeresése az érintkezési nyomás megoszlásának vezérlésével.
2. A merevtestszerű elmozdulás w_{rigid} vagy az érintkezési erő F_p , illetve az átvíendő nyomaték M_T maximalizálása.
3. A súrlódásból származó veszteség D minimalizálása.
4. A kopási sebesség $\dot{W}$ minimalizálása.

A fentiekhez tartozó feladatok matematikai megfogalmazása az alábbi:

$$P1: \quad \min \{ p_{\max} \mid p(x) \geq 0, \chi(x) \geq 0, d \geq 0, p \cdot d = 0, x \in \Omega_{opt}, \text{egyéb korlátok} \}$$

$$P2: \quad \max \{ O_i \mid p(x) \geq 0, \chi(x) \geq 0, d \geq 0, p \cdot d = 0, x \in \Omega_{opt}, \text{egyéb korlátok} \},$$

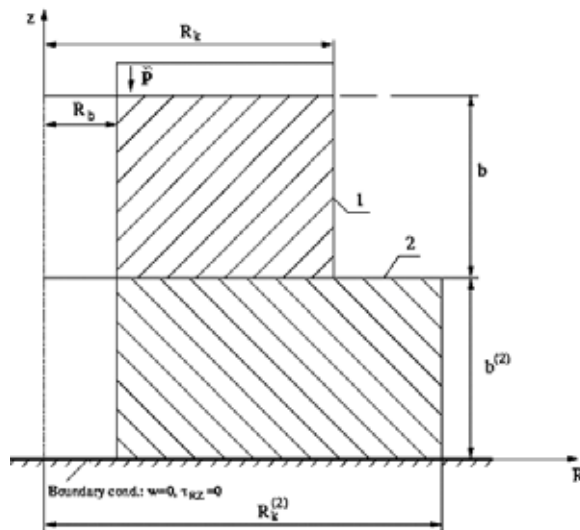
ahol $O_1 = w_{rigid}$, $O_2 = F_p$, $O_3 = M_T$, egyéb korlátok: $\sigma_{eq} = \sigma_U$, or $F_p = F_o =$ előírt. Itt σ_{eq} a von Mises szerinti redukált feszültség, σ_U a megengedett feszültség.

$$P3: \min \{K_i \mid p(x) \geq 0, \chi(x) \geq 0, d \geq 0, p \cdot d = 0, x \in \Omega_{opt}, \text{egyéb korlátok}\},$$

ahol $K_1 = D$ $K_2 = \dot{W}$. A diszkretizálás után egy nem lineáris problémát kapunk, melyet speciális iterációs technikával oldunk meg. Az iteráció az egyes feladatokhoz rendelt kilépési feltétel teljesüléséig folytatódik.

6. Numerikus példa

A bemutatandó példák során a 1. ábra szerinti geometriai elrendezést vettük alapul, továbbá az ábra melletti anyagjellemzőket és geometriai adatokat alkalmaztuk.



Anyagjellemzők:

$$E = 2 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

$$\nu = 0.3$$

Geometriai adatok:

$$R_b = 20 \text{ mm}$$

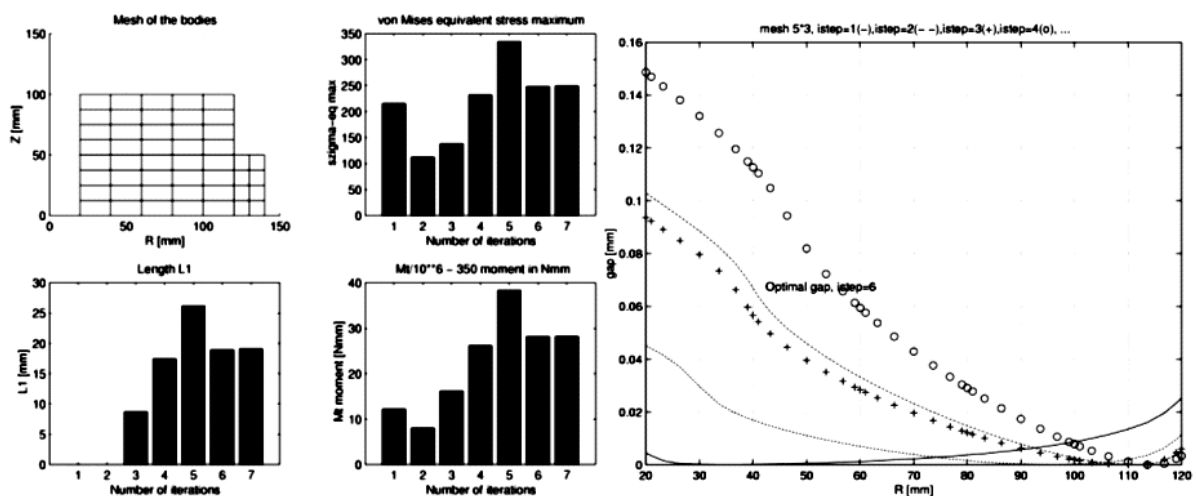
$$R_k = 120 \text{ mm}$$

$$R_k^{(2)} = 240 \text{ mm}$$

$$b = b^{(2)} = 100 \text{ mm}$$

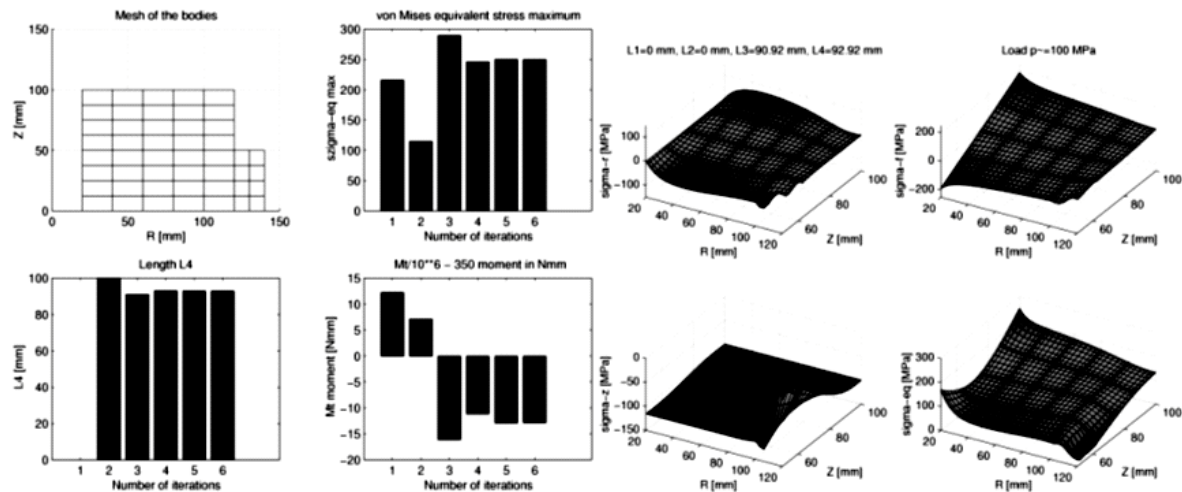
1. ábra

Az érintkezésben lévő testek geometriai elrendezése



2. ábra

Átviendő nyomaték maximalizálása, a hézag változás



3. ábra

A súrlódási veszteség minimalizálása, a kialakuló feszültségkép

7. Hivatkozások

- [1] D. Hilding, A. Klarbring, J. Petterson (1999). Optimization of structures in unilateral contact, *ASME Appl. Mech. Rev.*, **52**, No 4, 139-160.
- [2] J. Haslinger and P. Neittaanmaki (1996). *Finite element approximation for optimal shape design*, John Wiley & Sons Ltd., London.
- [3] I. Páczelt and T. Szabó (1995). Application of the augmented lagrangian technique for solution of contact optimization problems. In M. Aliabadi and C. Alessandri, editors, *Second International Conference Contact Mechanics: Contact Mechanics II*, pages 249-256, Computational Mechanics Publications, London.
- [4] I. Páczelt (2000). Iterative methods for solution of contact optimization problems, *Arch. Mech.* **52**, No. 4-5, 685-711.
- [5] I. Páczelt and T. Szabó (2002). Solution of contact optimization problems of cylindrical bodies using the hp-FEM. *Int. J. Num. Meth. Eng.*, **53**, No 1, 123-146.
- [6] I. Páczelt and T. Szabó (1994). Optimal shape design for contact problems, *Structural Optimization* **7** (1/2), 66-75.
- [7] A. Baksa and I. Páczelt (2001). Solution of Contact Optimization Problems with Iteration, *CD Proceedings of 2nd European Conference on Computational Mechanics*, Cracow, Poland, June 26 – 29, 20001, Mini-symposium 11: Optimization and Sensitivity.
- [8] I. Páczelt and A. Baksa (2002). Examination of contact optimization and wearing problems, *J. of Computational and Applied Mechanics*, **3**, No1, 61-84.
- [9] I. Páczelt, B.A. Szabó and T. Szabó (1999). Solution of contact problem using the hp version of the finite element method. *Computers and Mathematics with Application*, **38**, 49-69.

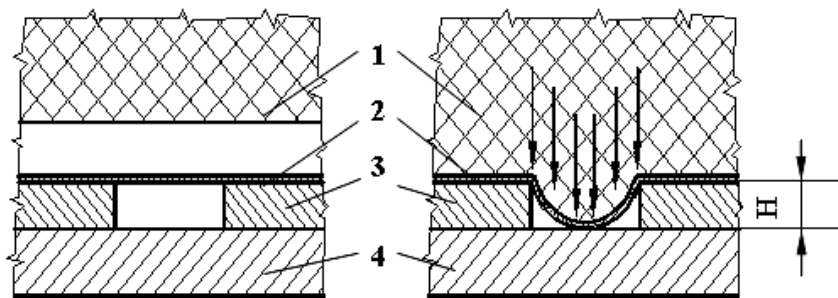
Négyzetes lyukasztás poliuretán párnával

Dr. Bernáth Mihály, Dr. Végvári Ferenc

Kecskeméti Főiskola,
Gépipari és Automatizálási Műszaki Főiskolai Kar

Poliuretán párnával történő lyukasztás a kissorozatú lemezalkatrész gyártás esetén bír nagyobb létjogosultságot, mert a szerszámozás költségeit jelentősen lecsökkenti. Alkalmazásának egyik előnye a vékony lemezek megmunkálásában rejlik. Vékony lemezek (0,5 mm alatti vastagságú) kivágásához, lyukasztásához nagyon pontosan kell elkészíteni a kivágó-lyukasztó szerszámot az alkalmazható kis-méretű vágórés miatt. A vágórés egyenlőtlen elhelyezkedése, esetleges nagyobb mérete sorját okoz a munkadarabon, amit rendkívül nehéz a sérülékeny alkatrészekről eltávolítani. A pontos megmunkálás megnöveli a szerszám költségeit. Jelentősen növekszik a szerszámozás költsége akkor, ha ezt a vékony lemezből megmunkált alkatrészt nem nagy sorozatban, hanem csak pár ezer, esetleg pár tízezer darabszámban kell elkészíteni. Munkánkban 0,2 mm vastag vörösréz lemez poliuretán párnával történő négyzetes lyukasztásával foglalkoztunk.

A lyukasztást az alábbi megoldásban alkalmaztuk (1. ábra) [1].



1. ábra

Poliuretán párnával való lyukasztás elve

1 – poliuretán párna, 2 – lyukasztandó lemez, 3 – vágólap, 4 – alaplap

Kivágásnál, lyukasztásnál nagyon lényeges a kivágó- illetve a lyukasztósablon magassága „H” (1. ábra). Irodalmi adatok alapján a lyukasztósablon optimális magassága a minimális sorjaképződés szempontjából az alábbi összefüggéssel számítható [2, 3, 4,]:

$$H = 3(1 + 0,01 \cdot A_{11,3})\sqrt{s} \quad [\text{mm}]$$

Az összefüggésben: s – lemezvastagság [mm],

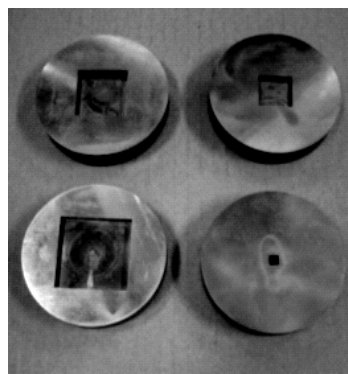
$A_{11,3}$ – a $L_0=10 \times d_0$ mérési alaphosszhoz tartozó százalékos nyúlás.

1. A kísérlet leírása

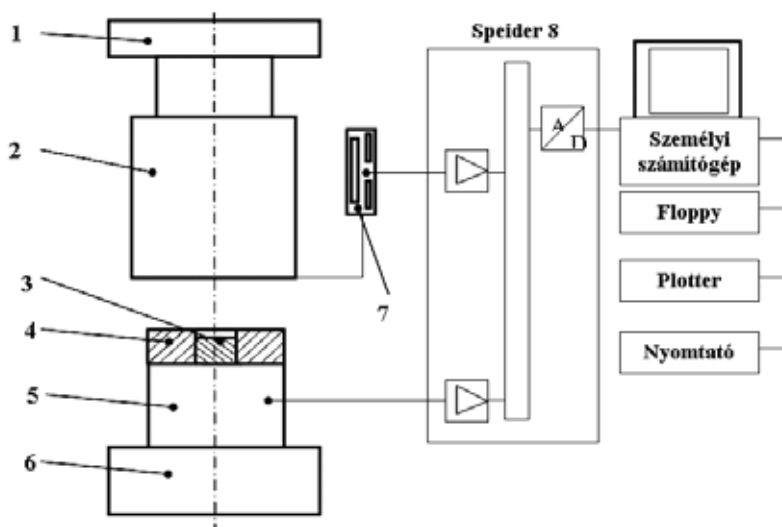
Kísérleteink során 0,2 mm vastag vörösréz lemezt lyukasztottunk. A lyuk mérete 5*5 mm-től 5 mm-es lépcsőkben 40*40 mm-ig növekedett. Lyukasztás során mértük azt az erőt, amelyenél a lyukasztás megtörtént. A mért erőből határoztuk meg a lyukasztáshoz szükséges párnanyomás mértékét. A szerszámokban a vágólap magassága állítható volt. A kísérleti szerszámot a 2. ábrán mutatjuk be. A 3. ábrán pár darab szerszámelemet mutatunk be. Ezek a szerszámok cserélhetők. A 4. ábrán az erő- és útmérés sematikus vázlatát ismertetjük.



2. ábra
Kísérleti szerszám



3. ábra
Lyukasztó szerszámbetétek

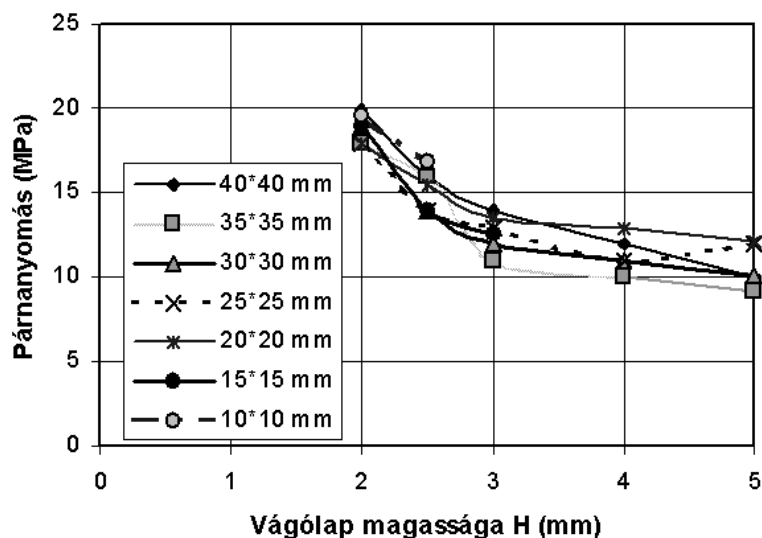


4. ábra
A mérés elvi vázlata
1-gépnymólap, 2- poliuretán párnát tartó köpeny, 3-vágólap magasságot állító alátét,
4-vágólap, 5-mérőcella, 6-gépasztal, 7-útjeladó

2. Mérési eredmények

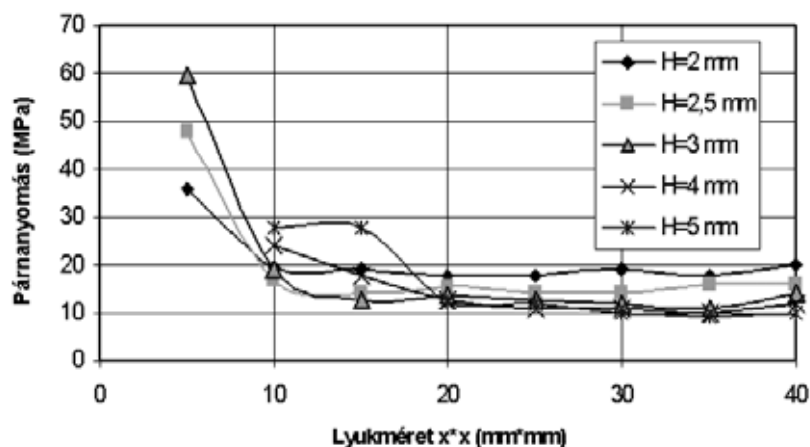
Komarov ajánlását figyelembe véve meghatároztuk a lyukasztáshoz szükséges vágólap magasságát. A lágú vörösréz százalékos nyúlása $A_{11,3}=35\%$ figyelembe vételével a vágólap magassága a 0,2 mm vastag lemezre $H=1,8$ mm-re adódott.

Kísérleteinkben 2 mm-től változtattuk a vágólap magasságát 5 mm-ig. A mérési eredményeket az 5. és 6. ábrán egy-egy közös diagramban foglaltuk össze.



5. ábra

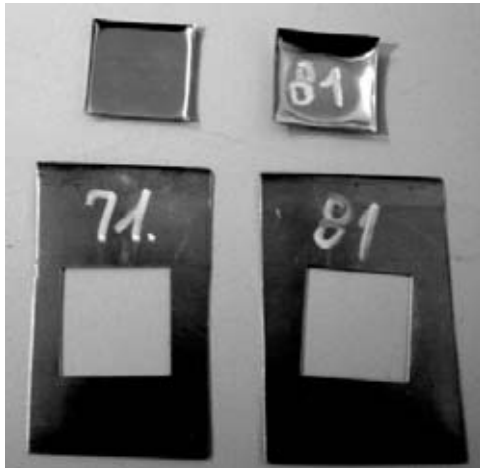
Lyukasztáshoz szükséges párnanyomás a vágólap magasságának függvényében



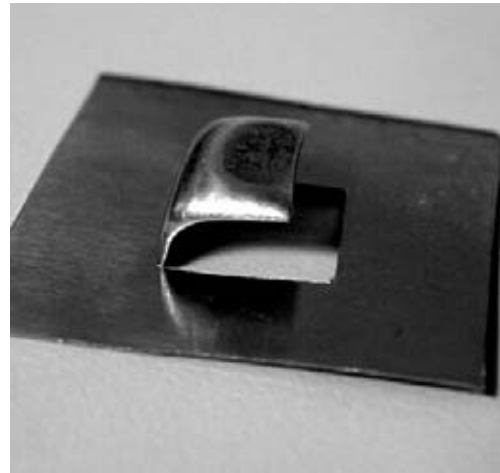
6. ábra

Lyukasztáshoz szükséges párnanyomás a lyukméret függvényében

A kísérleteink során a kis méretű lyukakat (5*5 és 10*10 mm) csak nagyobb párnanyomásokkal és kisebb vágólap magasságokkal tudtuk lyukasztani. A lyukasztás 15*15 mm méret felett kisebb párnanyomásokkal biztonságosan elvégezhető volt (7. ábra). A nagyobb vágólap magasság alkalmazása esetén a hulladék a lyukban elcsúszott –a súrlódó erő nem tudta megtartani- és a kerület mentén nem egyszerre bekövetkező vágás következtében megüti a lyukasztást (8. ábra).



7. ábra



8. ábra

3. Összefoglalás

Kísérleteink alapján vékony lemez lyukasztása során az alábbiakat tapasztaltuk:

- Vékony lemezek lekerekítés nélküli szerszámokkal lyukaszthatók.
- Komarov által javasolt vágólap magasság nagy párnanyomások alkalmazása esetén biztosítja a kivágást.
- A vágólap magasságának növelése csökkenti a lyukasztáshoz szükséges párnanyomást.
- A lyukasztáshoz szükséges párnanyomás nagyobb lyukméretek (15*15 mm felett) nem függ a lyuk méreteitől (6. ábra). A párnanyomás értéke 10-20 MPa -a vágólap vastagságától függetlenül, ami megegyezik a korábban kör alakú lyukasztásra meghatározott értékekkel [5].
- A munkadarabon alig érzékelhető sorja keletkezik.
- A párnanyomás (lyukasztóerő) csökkentésére célszerű Komarov által javasolt vágólapnál magasabbat (közel kétszeres) alkalmazni.

Irodalomjegyzék

- [1] Gummi in Werkzeugen für die Blechbearbeitung. Blech Rohre Profile 7. 1960/7. 341-347.
- [2] A.D.Komarov, A.A.Rjabüh, O.M.Szitkin, T.A.Goliuszov: Vürezka detalej poliuretanom.
- [3] Kuznyecsno-stampovocsnoe proizvodstvo 1972/6. 28-30. A.D.Komarov, V.I.Szkobljakov, E.V.Dzjadel: Vüreznuje sablonü dlja vürezki-probivki detalej iz liszta poliuretanom. Kuznecsno-stampovocsnoje proizvodstvo 1978/6. 22-26.
- [3] A.D.Komarov, V.K.Moisseejew: Jó kilátások kivágási technológiai folyamatokra munkadarabokon poliuretán alkalmazásával. IV.Képlékenyalakítási Szeminárium Győr, 1988.
- [1] Dr. Bernáth M.-dr. Végvári F.: A szükséges párnanyomás meghatározása poliuretán párnával történő lyukasztásnál OGÉT 2002 április 25-28, Székelyudvarhely

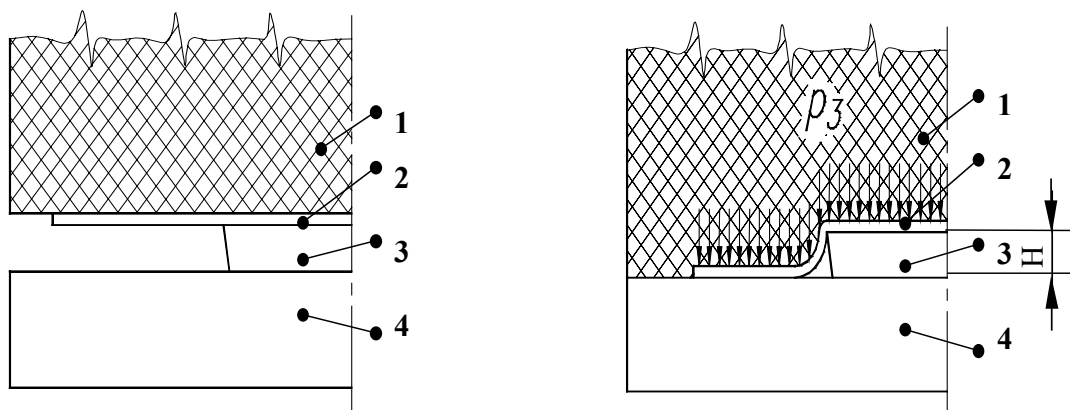
Négyzetes munkadarabok kivágása poliuretán párnával

Dr. Bernáth Mihály, Dr. Végvári Ferenc

Kecskeméti Főiskola,
Gépipari és Automatizálási Műszaki Főiskolai Kar

Kissorozatú lemezalkatrész gyártás esetén jelentős hányadot alkot az alkatrész önköltségében a szerszámköltség. A szerszámozási költségek csökkentése érdekében alkalmazható a rugalmas közeggel történő alakítás. Ebben az esetben a merev szerszámfelek közül az egyiket rugalmas közeggel, poliuretánnal vagy gumival helyettesítik. Ezáltal szerszámtípustól függően a szerszámköltség ötödére, tizedére, huszadára csökkenhet. A rugalmas közeggel történő kivágás jelentős felhasználási területe a kissorozatban történő vékony lemezek (0,5 mm alatt) megmunkálása. A kisebb lemezvastagsághoz tartozó kis vágórés elkészítése igen pontos megmunkálást igényel, amely jelentősen megemeli a szerszám gyártási önköltségét a hagyományos szerszámokkal szemben. Jelen munkánkban vékony lemezből készült, szögletes munkadarabok rugalmas közeggel történő kivágásával foglalkozunk. Célunk volt, hogy kísérletek során megvizsgáljuk, kivágható-e lekerekítés nélkül szögletes munkadarab. Ha kivágható, milyen paraméterek mellett lehetséges.

A kivágást az 1. ábrán bemutatott elrendezésben végeztük [1].



1. ábra

Poliuretán párnával történő kivágás

1 – poliuretán párna, 2 – kivágandó lemez, 3 – vágólap, 4 – alaplapp

Kivágásnál, lyukasztásnál nagyon lényeges a kivágó- illetve a lyukasztósablon magassága „H” (1. ábra). Irodalmi adatok alapján a lyukasztósablon optimális magassága a minimális sorjaképződés szempontjából az alábbi összefüggéssel számítható [2, 3, 4,]:

$$H = 3(1 + 0,01 \cdot A_{11,3})\sqrt{s} \quad [\text{mm}]$$

Az összefüggésben:

s – lemezvastagság [mm],

$A_{11,3}$ – a $L_0=10x d_0$ mérési alaphosszhoz tartozó százalékos nyúlás.

1. A kísérlet leírása

A kísérleteket 5*5 mm mérettől 5 mm-es lépcsőkben felfelé 40*40 mm méretű négyzet alakú munkadarabok kivágására végeztük el. Az általunk tervezett és kivitelezett szerszámot 400 kN-os hidraulikus működésű sajtológépen működtettük (2. ábra). A kivágás erőszükségletét és a szükséges párnanyomást az elmozdulás függvényében erőmérő cellával mértük. A mért jeleket Hottinger gyártmányú Speider 8 mérőerősítővel gyűjtöttük és számítógépes program segítségével tároltuk, ill. feldolgoztuk (3. ábra).



2. ábra

Kivágószerszám a hidraulikus sajton



3. ábra

Mérési paramétereket feldolgozó rendszer

Kísérleti paraméterek:

– Poliuretán párna átmérője	80 mm
– Párnanyomás	10-50 N/mm ²
– Poliuretán párna keménysége	80 Shore A
– Kivágott lemez anyaga	vörösréz (lágy)
– Kivágott lemez vastagsága	0,2 mm

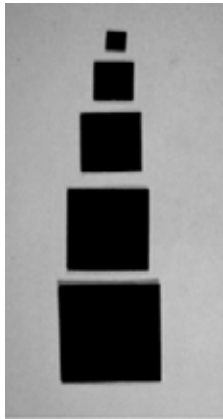
A kísérleteink során a vágólap magasságát tudtuk állítani, így a méréseket különböző vágólap magasságok mellett is elvégeztük. Komarov ajánlását figyelembe véve meghatároztuk a kivágáshoz szükséges vágólap magasságát. A lágy vörösréz százalékos nyúlása $A_{11,3}=35\%$ figyelembe vételével a vágólap magassága a 0,2 mm vastag lemezre $H=1,8$ mm-re adódott.

Kísérleteinkben 1 mm-től változtattuk a vágólap magasságát 3 mm-ig.

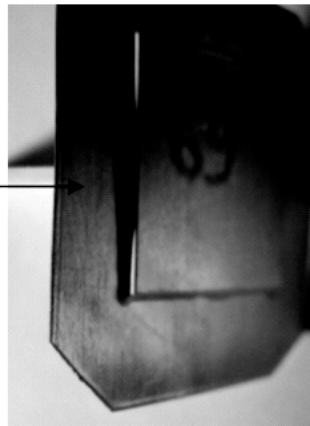
2. Mérési eredmények

a. A vágólap magasságának hatása a poliuretán párna nyomására

A vágólap magasságának hatását a fent említett tartományban vizsgáltuk 0,5 mm-enként növelve. Azt tapasztaltuk, hogy már kis vágólap magasság esetén (1 mm) elvégezhető a kivágás (4. ábra). Ebben az esetben jelentős párnanyomásokat kell alkalmazni, de minimális a hulladék elmozdulása, behúzódnása. Magasabb vágólap esetén a párnanyomás lényegesen csökken, de megnő a szélhulladék mérete. Ha nem biztosítunk elegendő mértékű szélhulladékot, akkor olyan mértékű a hulladék elmozdulása, behúzódnása, hogy megghiúsítja a vágást. Az 5. ábrán a nyíllal jelzett helyen 7 mm hosszön nem történt meg a vágás a 30*30 mm méretű munkadarabnál 2 mm magas vágólap alkalmazásánál.



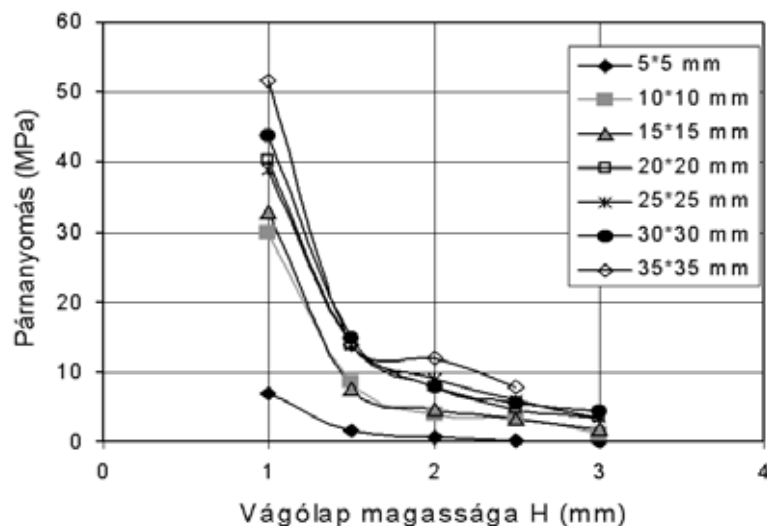
4. ábra
Kivágott munkadarabok



5. ábra
Kis szélhulladék miatt
nem teljesen körbevágott munkadarab



A vágólap magasságának hatását a párnanyomásra a különböző méretű munkadarabok kivágásánál a 6. ábrán mutatjuk be.

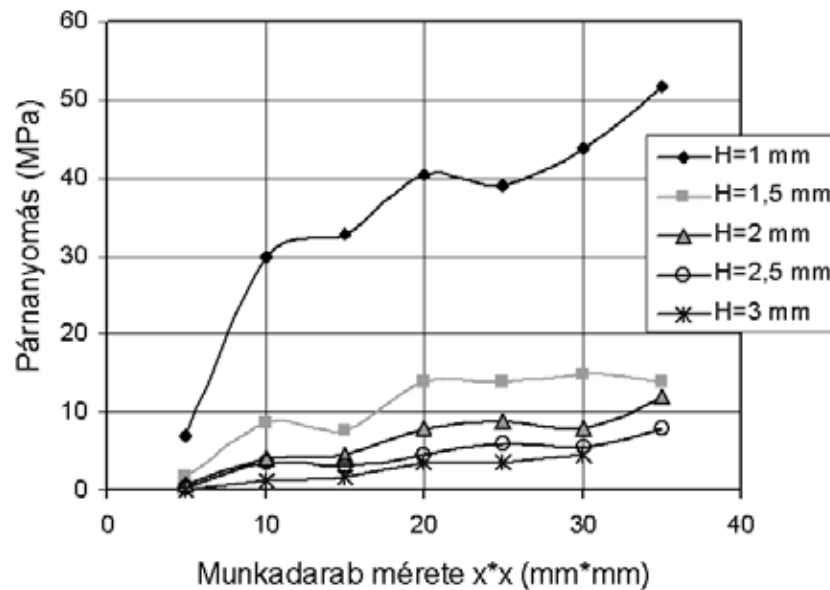


6. ábra
Vágólap magasságának hatása
a kivágáshoz szükséges párnanyomásra

b. A kivágott munkadarab méretének hatása a párnanyomásra

A kivágott munkadarab méretének növelésével a kivágáshoz szükséges párnanyomás minden vágólap magasság esetén növekedett. Különösen nagy párnanyomásokat kellett alkalmazni az 1 mm-es vágólap magasság alkalmazása esetén. Ez természetesnek is tűnik, mert a kivágás folyamata szakítással megy végbe. A szétválasztást egy nagymértékű nyúlás előzi meg, amelyet a vágólap és az alaplappal közt kialakuló lekerekítési sugárnak kell felvennie. A vágólap magasságának növelésével a kivágáshoz szükséges párnanyomás lényegesen csökkent. Komarov által ajánlott vágólap vastagságot (1,8 mm) jól megközelíti a 2 mm vastag vágólap alkalmazása. Ebben az esetben a kivágáshoz szükséges

párnanyomás csak 10 N/mm^2 körül változik. Természetesen a munkadarab méreteinek növekedésével növekszik. A mérési eredményeket a 7. ábrában foglaltuk össze.



7. ábra

*A kivágáshoz szükséges párnanyomás
a munkadarab méretének függvényében*

3. Összefoglalás

A kísérleteink során mért eredmények alapján az alábbiakat állapíthatjuk meg:

- Komarov által javasolt vágólap magasság kivágásra jól alkalmazható.
- Sarkos munkadarabok vékony lemezből lekerekítés nélkül is kivághatók poliuretán párnával.
- Kis vágólap magasság esetén kevés szélhulladékkal végezhető a vágás, bár lényegesen nagyobb párnanyomás mellett.
- Magasabb vágólap alkalmazása megnöveli a szélhulladékot, de a kivágáshoz szükséges párnanyomást lényegesen lecsökkenti.
- A kivágott munkadarabok szinte sorja nélküliek.

Irodalomjegyzék

- [1] Gummi in Werkzeugen für die Blechbearbeitung. Blech Rohre Profile 7. 1960/7. 341-347.
- [2] A.D.Komarov, A.A.Rjabüh, O.M.Szitkin, T.A.Goliuszov: Vürezka detalej poliuretanom. Kuznyecsno-stampovocsnoe proizvodstvo 1972/6. 28-30.
- [3] A.D.Komarov, V.I.Szkobljakov, E.V.Dzjadel: Vüreznüje sablonü dlja vürezki-probivki detalej iz liszta poliuretanom. Kuznecsno-stampovocsnoje proizvodstvo 1978/6. 22-26.
- [4] A.D.Komarov, V.K.Moiszejew: Jó kilátások kivágási technológiai folyamatokra munkadarabokon poliuretán alkalmazásával. IV. Képlékenyalakítási Szeminárium Győr, 1988.

Hidraulika dugattyú és dugattyúrúd tömítések tribológiai tulajdonságai és fejlődése

DEVELOPMENT AND TRIBOLOGY OF RECIPROCATING HYDRAULIC SEALS

Dr. Bisztray Balku Sándor

Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem,
Gépszerkezettani Intézet

Abstract

The revealing process of reciprocating seals tribological characteristics was started by the long lasting tests of friction force and leakage and by the friction characteristic tests. Deeper analysis of tribological feature was continued by studying the processes going on in the lubricating film, such as: the distribution of sealing pressure, sealing edge temperature and sealing film thickness.

As a result, the development of reciprocating hydraulic seals radically decreased the losses, increased the efficiency and immensely reduced the seal housing volumes which lead to an overall economic improvement regarding both the operation and design of high pressure hydraulic drives and equipments.

1. Bevezetés

A súrlódó tömítések fejlődését áttekintve, a tömszelence tömítés volt az első szerkezet, amelyet nagynyomású közeg tömítésére alkalmaztak elmozduló felületeken általában, az elmozdulás fajtájától és irányától függetlenül. Kezdetben a tömszelence tömítés jellegzetes alkalmazási területei voltak: a szivattyú tengely tömítések (forgó mozgásra), a dugattyú és dugattyúrúd tömítések (axiális alternáló mozgásra) és a szelepszár tömítések (kombinált mozgásra).

A tömítéstechnika fejlesztése az ötvenes, de főleg a hatvanas évekkel kezdődően számos új, kiváló tulajdonságú – kis veszteséggel megbízhatóan üzemelő- tömítő szerkezetet eredményezett mind forgó, mind axiális alternáló mozgásra és ezzel a tömszelence tömítések alkalmazási területe jelentősen visszaszorult.

A tömítések jelentős fejlődésen mentek keresztül mind az alkalmazott anyagok, technológiák és szerkezeti kialakítás (alak, tömítő felület és tömítőél), mind a méretpontosság és az üzembiztosság tekintetében. A fejlesztési folyamat fő célkitűzéseit a gazdaságosság, az üzembiztonság és a környezetvédelmi szempontok képezték és képezik a továbbiakban is. A gazdaságossági célkitűzések a veszteségek (súrlódási- és résveszteség) csökkentésében, illetve a hatásfok növelésében és a tömítőtér csökkenésében valósulnak meg, oly módon, hogy a működés üzembiztos legyen és egyúttal az élettartam, feleljen meg a kívánalmaknak

A súrlódó tömítések fejlődésének áttekintésekor azonban ki kell emelni a súrlódási veszteség-mechanikai hatásfok és a résveszteség-környezetszennyezés problémaköreit.

A súrlódási veszteséget tekintve, az axiális alternáló mozgás tömítései lényegesen kedvezőtlenebb kenési körülmények között működnek, mint a forgó tengely tömítései, mivel a kenési viszonyok nem állandósulnak üzemelés közben. Ugyanis a kenőfilm újra épül a löketek kezdetén és végén. Ez a tranziens jelenség bizonytalan, nem folytonos kenőfilmet és ennek következtében nagyobb súrlódási veszteséget eredményez. A tribológiai jellemzők feltárása szolgál támpontul a jelenségek megismerésében, a kedvező súrlódási (és résveszteségi) tulajdonságok kialakításában.

2. Tribológiai jellemzők és összefüggések

Az axiális alternáló mozgást végző súrlódó tömítések fő működési jellemzőit –súrlódási veszteség és résveszteség- alapvetően befolyásolják a súrlódó felületek között kialakuló kenőfilm tulajdonságai. A kenőfilmre vonatkozó kutatások időről időre kísérletet tettek arra, hogy feltárják a

tömítő szerkezet kialakítása, az üzemi körülmények és paraméterek, valamint a tribológiai jellemzők és a fő működési jellemzői között fennálló összefüggéseket és kölcsönhatásokat.

A tribológiai jellemzőket, a jellemzőket befolyásoló tényezőket és ezek egymásra gyakorolt hatását az alábbiak szerint lehet összegezni:

– *Szerkezeti kialakítás és működési jellemzők:*

A kialakítás jellemzői: tömítés alakja, tömítő él formája, tömítő rész és a kapcsolódó felületek illesztése.

A tömítő szerkezet anyagi és a súrlódó felület tulajdonságai: kémiai ellenálló képesség, a tömítés keménysége, a súrlódó felület érdessége és keménysége, stb.

Működési jellemzők és paraméterek: az üzemi közeg nyomása, hőmérséklete és az elmozduló felület sebessége, környezeti hatások stb.

– *Tribológiai tulajdonságok:*

A tömítő erő és tömítő nyomás eloszlása (tömítő nyomás profil).

Kenőfilm vastagság és a kenőfilm alakja (kenőfilm profil), a kenést befolyásoló tényezők.

A tömítő él hőmérséklete és a tömítő felületen kialakult hőmérséklet eloszlás (hőmérséklet profil).

– *Fő működési jellemzők:*

A súrlódási erő változása a ciklusszám, valamint az üzemi közeg nyomásának és az elmozdulási sebességének függvényében (súrlódási karakterisztikák).

Résvesztesség, az üzemi közeg vesztése a ciklusszám függvényében.

Kopás és élettartam.

3. Tribológiai jellemzők feltárása

A súrlódó tömítések tribológiai jellemzőinek feltárásával kapcsolatban kezdetben a súrlódási erő és a résvesztesség tartós üzemi viselkedését vizsgálták, majd az üzemi paraméterek hatását -az üzemi nyomás, az üzemi hőmérséklet és az elmozdulási sebesség függvényében- a súrlódási karakterisztika vizsgálatokkal tárták fel [1], [3].

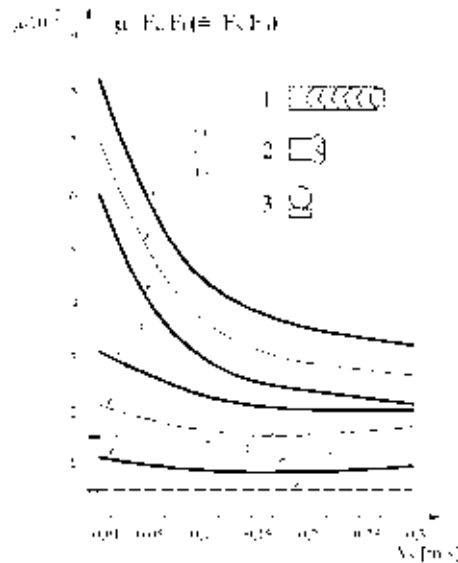
A kutatások sorát a tömítő részben végbemenő fizikai, tribológiai jelenségek vizsgálatával folytatták. Áttörést jelentett a tömítések fejlesztésében a kenő filmben kialakuló statikus tömítő nyomás mérése, a tömítő nyomás tengely menti eloszlásának (tömítő nyomás profil) meghatározása és az elasztó hidrodinamikus kenélmélet megalkotása (a résvesztesség meghatározására) [1], [2].

A későbbiekben, a mérés technikai fejlődés eredményeinek felhasználásával meghatározták a kenőfilm különböző pontjainak hőmérsékletét és vastagságát, a hőmérséklet profilt és a kenőfilm (vastagság) profilt [4], [5].

4. Súrlódási tulajdonságok

A súrlódási karakterisztika vizsgálatok az üzemi paraméterek változásának hatását tárják fel. A súrlódási erő- elmozdulási sebesség görbék bemutatják a vizsgált tömítés kenési viszonyait az elmozdulási sebesség függvényében. A dugattyú és dugattyú rúd tömítések - jellegzetes fejlődési periódusait is képviselő- példáin végzett vizsgálati eredmények megmutatják a súrlódási tényező (vesztesség) alakulását a sebesség változásának függvényében (1. ábra). A görbék szerint a V-gyűrűs tömítések (1) súrlódási vesztése a legjelentősebb a mérés teljes tartományában. Az elasztomer U - gyűrűs tömítések (2) súrlódási vesztesség görbéje jóval kedvezőbb, itt jobban érvényesül a hidrodinamikus kenés hatása az elmozduló felületek között. A kompakt tömítés (3, elasztomer O- gyűrűvel befedített üvegszál erősítéses teflon dugattyú, vagy dugattyú rúd tömítés) súrlódási vesztességét a teflon súrlódó felület kedvező súrlódási tulajdonsága jellemzi, kis értékű, közel állandó súrlódási tényezőt eredményezve.

A görbék lefutása egyúttal útmutatást is nyújt a tömítések célszerű megválasztásához. A kompakt tömítés (3) kiváló súrlódási tulajdonsága már nagyon kis elmozdulási sebességnél jelentkezik és nem folyamatos működésre nagyon jól alkalmazható. Az U- gyűrűs tömítés (2) súrlódási tulajdonságai is kiválóak, különösen 0,05 m/s sebesség felett. Ebben az összehasonlításban a V- gyűrűs tömítések (1) súrlódási tulajdonsága kifejezetten kedvezőtlen, de poros, fokozottan koptató üzemi körülmények között a nagyobb számú tömítő él jelentősen növeli az üzemeltetés biztonságát.



1. ábra

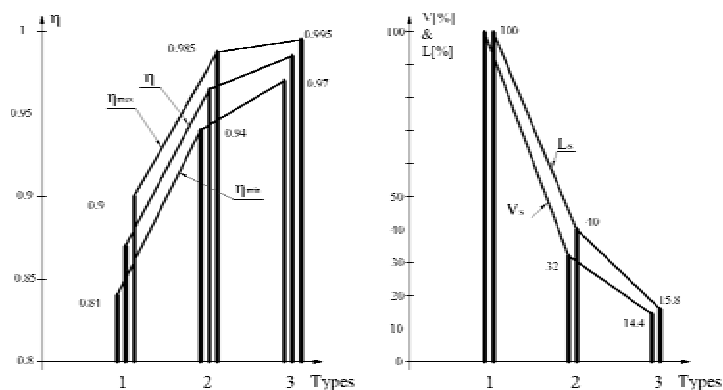
Súrlódási tényező- elmozdulási sebesség görbék

(A vizsgálat hozzávetőleges paraméterei: kb. $p_w = 160$ bar nyomás, $20C^0 < t_w < 30C^0$, Hidro-20-as olajban, illetve emulzióban)

5. Mechanikai hatások és tömítőtér, gazdaságosság

Korszerű szerkezetekbe beépített (és előbbieken megválasztott) hidraulika dugattyú és dugattyú rúd tömítések összehasonlító vizsgálatánál jól kimutatható a mechanikai hatások és a tömítő tér méretek változásának kedvező tendenciája [7],[9].

A vizsgálat eredményeit összefoglaló diagram a mechanikai hatások (η) gyors javulását mutatja miközben a tömítő tér (V_s) és a tömítés hossza (L_s) jelentős mértékben csökken és ezzel a tömítés gazdaságossága jelentősen javult mind üzemelési, mind szerkezetépítési szempontból.



2. ábra

A mechanikus hatások és a tömítő tér szükséglet alakulása axiális alternáló hidraulika tömítéseknél.

Ez a dolgozat TO34903 számú OTKA projekttel kapcsolatban készült.

Irodalom

- [1] Muller, H.K. Schmierfilmbildungen, Reibung und Leckverlust von elastischen Dichtungsringen. (Diss), Technische Hochschule Stuttgart, 1962.
- [2] Blok, H. : Inverse Problems in Hydraulic Lubrication and Design Directives for Lubricated Flexible Surfaces Symp. Lubrication and Wear, 1963. Houston, Texas, USA.
- [3] Bisztray-Balku S. : Dugattyútömítések súrlódása és tömítetlensége hidraulika elemekben. (Doktori értekezés) Budapesti Műszaki Egyetem, 1984. Budapest.
- [4] Wernecke, W. P. : Analysis of the Reciprocating Sealing Process. 11-th Int. Conference on Fluid Sealing, 1987, Cannes, France.
- [5] Prokop, H. J - Muller, H. K. : Film Thickness, Contact Pressure of PTFE Rod Seals. 12-th. International Conference. on Fluid Sealing, 1989 Brighton, UK.
- [6] Bisztray-Balku, S. Tribology of hydraulic seals for alternating motion. Periodica Polytechnica Budapest Ser. Mech. Eng. Vol. 39. (1995), NO. 3-4.
- [7] Bisztray-Balku S. : Tribological behaviour of reciprocating seals. EGTRIB'99, Cairo, April 1999 and Periodica Politechnica Ser. Mech. Eng. Vol. 43. NO.1.
- [8] Bisztray-Balku, S.: Development of piston and piston rod seals. Proceedings of the third Conference on Mechanical Engineering. (Gépészet 2002), BME, 2002 Budapest

Szilikon egyenirányító szelep süllyesztőszerszámának fejlesztése

SILICONIC NON-RETURN VALVE MOLD DEVELOPMENT

Bíró Sándor, Dr. Csibi Vencel-József

Kolozsvári Műszaki Egyetem,
Mechanizmusok, Finommechanika és Mechatronika Tanszék

Abstract

The main content of this article is an overview of siliconic non-return valve mold development. Due to their positive mechanical, optical and biological characteristics, the silicones can be used in medicine as material for surgical instruments. Pressing is the technology what was used to obtain the non-return valve. The parts of the mold are presented. The most important part is the core. It has two parts, the upper one and the lower one, both made using computer aided manufacturing.

1. Bevezető

Pozitív tulajdonságainak köszönhetően az utóbbi évtizedekben mindinkább előtérbe került a szilikon elasztomerek orvosi felhasználása. E polimer jellegű anyagok alkalmazása feltételezi a belőlük előállított eszközök, tárgyak megvalósításához szükséges szerszámok elkészítését. A szakemberek, a hagyományos technológiák mellett, korszerű megoldásokat keresnek a szilikonból készült eszközök egyre változatosabbá váló formáinak minél optimálisabb legyártásához.

A dolgozat során az ascites hasi folyadék elvezetésére szolgáló egyenirányító szelep szerszámának megvalósítását lehet nyomon követni. Figyelemre méltó az a tény is, hogy a szerszámtermék orvosi alkalmazása szigorítja a szerszám tervezésével és gyártásával kapcsolatos intézkedéseket.

Egy szerszám tervezése a következő alapvető kritériumok meghatározását feltételezi:

- a szerszám segítségével előállított termék méreteit, geometriai formáját, anyagát, felhasználásának körülményeit és követelményeit, alak- és tűréskorlátait, műszaki, valamint technológiai megvalósításának lehetőségeit,
- a szerszám alapanyagát, méreteit, formáját, gyártástechnológiai követelményeit,
- egyéb járulékos kritériumok meghatározását, amelyek a szerszám megvalósítására közvetve, vagy közvetlenül hatással vannak, mint például a gyártási sorozat papírra vetése és az anyagi költségek kiszámítása.

2. A szilikondarabok gyártása

A szilikon-elasztomer darabokat préseléssel állítják elő. A préselés az egyik legrégebbi feldolgozási módszer. A hideg vagy kissé előmelegített anyagot meleg szerszámban nagy fajlagos nyomás alatt alakítják. Az így elkészült darabokat vulkanizálják. A vulkanizálódás az elasztomerek térhálósodásának a következménye. Egy bizonyos hőmérsékleten, az általában kovalens kötésű makromolekulák térhálós szerkezetet vesznek fel, az elasztomer rugalmassá válik, de nem szenved visszafordíthatatlan alakváltozást. A vulkanizálási folyamat elmaradhat, léteznek ugyanis olyan anyagok, amelyek hidegen is kivulkanizálódnak (RTV) és az úgynevezett meleg-gumik (HTV) is működnek kisebb hőfokon (a HTV-gumik jobb mechanikai tulajdonságokkal rendelkeznek). Ebben az esetben a szerszám olyan jól forgácsolható műanyagokból (PMMA, DANAMID, METAMID) is készülhet, amelyek hőállósága alacsonyabb.

3. A szilikon elasztomerek főbb tulajdonságai

A hajlító vizsgálatok kimutatták, hogy a szilikon gumi, amennyiben felülete sérülés-, illetve repedésmentes, a hajlításokkal szemben igen ellenálló, a fáradás első jelei 2 milliónál több ciklus után

jelennek meg. Az anyagra két fizikai állapot jellemző: az üvegszerű és a nagy viszkozitású állapot. A környezeti hatások (hőmérséklet, nyomás, nedvesség, stb.) nagyban befolyásolják a szilikonok tulajdonságait. A szerves anyagokhoz viszonyítva lényegesen jobb a termikus stabilitásuk, -120°C -tól $+180\ldots+400^{\circ}\text{C}$ -ig tartós igénybevételnek tehetők ki. A szilikonok az emberi és állati szervezetre indifferensek, így orvostechikai eszközök készítésére alkalmasak.

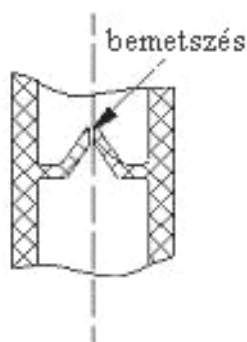
Transzparenciájuk az alkalmazási terület függvényében változik, például a szemlencsék előállításához felhasznált szilikon megkövetelt átlátszósága 90-95%-os, míg törésmutatója $n=1,3\ldots 1,4$ körül mozog.

A szilikon-elasztomerek biológiai szempontból indifferensek, szövetbarátok, beültethetők az emberi és állati szervezetekbe, ezért a hasi folyadék (ascites) elvezetésére szolgáló egyenirányító szelep készíthető belőle.

Az implantátum három nagyon fontos szerkezeti szempontnak kell megfeleljen:

- a szelep zárási biztonsága nagy kell legyen (záró irányban átszivárgás nem megengedett),
- a billentyűk közötti áteresztő rés felületei geometriailag egyértelműek és megfelelő minőségűek kell legyenek,
- szükséges a szelep tokozása.

Kezdetben az 1. ábrán látható szeleppel kísérleteztek. Mint látható, a modell egy darabból állt, az áteresztő részt bemetszéssel valósították meg. A vágás pontosságát nehéz szabályozni, mivel közvetlenül a végrehajtó kezűgyességétől függ. Emiatt a 2. ábrán látható komplex változatot tervezték.



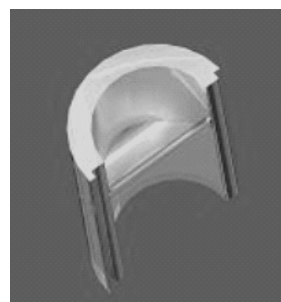
1. ábra
Szelep-kezdeti változat

Az implantátum két azonos formájú fél-szelepből áll, mindegyik egy-egy billentyűvel. A két darab pontos összeillesztése a hengeres paláston található lépcsős végződés segítségével történik ragasztással. Az osztott szelepkialakítás lehetővé teszi az egymásra fekvő felületek egyszerű kialakítását is. A billentyűk alakja nem csökkenti az áramlási sebességet, mert az ascites-ben levő fibrin-szálak lerakodhatnak és elzárhatják a szelepet. Az implantátumot merev teflongyűrűbe zárják, hogy megvédjék a testmozgásokból származó deformációs hatásoktól (felülés, felállás, stb.). Az együttest végül egy újabb, két félből álló biokompatibilis szilikon-elasztomer tokba helyezik, ennek feladata a csatlakozó vezetékek fogadása és a teljes burkolás.

4. A szerszám anyaga

A szerszámok anyagának helyes megválasztása igen fontos feladat, amely közvetlenül meghatározza a szerszámkészítés végeredményét. A legelterjedtebb alapanyag a különböző ötvözőket tartalmazó acél. A szabványok figyelembevételével az egyes szerszámrészek anyaga kiválasztható. A kiválasztással együtt jár a megkívánt hőkezelés előírása is. Lényeges, hogy az egymáshoz súrlódó, egymás mellett mozgó szerszámrészek felülete kemény legyen, különben berágódások keletkeznek. Célszerű az egymáson elmozduló szerszámrészeket különböző összetételű acélfajtákból készíteni.

Ugyancsak keménynek kell lenni mindazoknak a szerszámrészeknek, melyek közvetlenül érintkeznek az elasztomerrel.



2. ábra
Szelep-új változat

A szerszámüreget körülvevő részeket általában króm- és krómnikkel acélfajtákból készítik. Jól és könnyen megmunkálhatók, edzés után elég kemény felületet adnak. A vezetőcsapokat OLC15 anyagokból valósítják meg. A tüskéhez C120 anyagot használnak, míg az alaplapok leggyakrabban C120 lemezből készülnek.

Hidegen is kivulkanizálódó szilikonok használata esetén (RTV) a szerszám (PMMA, DANAMID, METAMID) is készülhet.

5. Alkotórészek

A prészserszám alkotórészeit a szelep gyártástechnológiája határozza meg. Értelmszerűen szükség van valamilyen formaüregre, amely a kívánt darab alakjának felel meg. Ezen kívül léteznie kell egy másik szerszámrésznek, amellyel a formadarabot tömöríteni és a formaüreg minden részébe bekényszeríteni lehet.

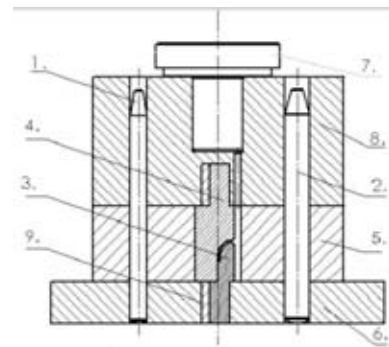
A szerszám részei a következők:

- felső egységbetét (bélyeg)
- szerszámház
- támasz
- alaplap
- vezetőcsapok
- alsó, illetve felső tüske.

A formaüreg a szerszámcsészében kell kialakítani. Ez, a lehűléskor bekövetkező zsugorodástól eltekintve, a kívánt munkadarab geometriai formájának felel meg. A szelepszerszám esetében a csészét a kis méreteknek köszönhetően, maga a támasz képviseli. Mivel a szerszámba adagolt szilikon nyersanyag lazább, mint a kész szelep lesz, a szerszámházba töltőtér van kialakítva. Ebbe a töltőtérbe jár be a bélyeg, amely a nyersanyagot és az alakításhoz szükséges nyomást a présgépről a szilikonra továbbítja. Mivel maga a szelep egy komplex geometriájú, „zseb” alakú üreget tartalmazó darab, a csészébe tüskét helyeznek. Fontos megemlíteni, hogy a szerszám segítségével tulajdonképpen egy fél szilikonszelep alakítható ki.

Végül a munkadarab szimmetriájának köszönhetően, két szeleprészből összeállítható a végleges késztermék. Az illesztés pontosságának növelése érdekében a szelepek palástfelületein hosszanti irányban hornyok vannak képezve. A csészében kialakított formaüreg geometriailag tulajdonképpen egy $\Phi 11$ mm átmérőjű és 13 mm hosszú henger. A szilikon szelep kialakításában a legfontosabb szerepük a tüskének van. Gyártástechnológiai szempontból előnyös volt a munkadarab üregét két, – egy felső és egy alsó, – tüske segítségével létrehozni.

Nagy figyelmet kellett szentelni a tüskék megfelelő elhelyezésére. Az alakító térbe beáramló szilikon fentről lefelé haladva jobban be tudja tölteni az üreges részeket. Selejtveszélyt jelent, ha az anyagnak a lefelé mozgó bélyeggel szemben, tehát felfelé kell folynia. A selejtveszély annál nagyobb, minél magasabb és vékonyabb az oldalfal. Jó minőségű késztermékek, amelyek képesek az implantátum szerkezeti szempontjainak eleget tenni, csak a tüskék precíz elhelyezése révén készíthetők. A tüskeszárak geometriája ily módon rendkívül nagy fontossággal bír. A gyártástechnológiai szempontokat figyelembe véve, végül a kör



3. ábra

Szerszám: 1,2- vezetőcsapok, 3- alsőtüske, 4- felsőtüske, 5- támasz, 6- alaplap, 7- bélyeg, 8- szerszám-ház, 9- ék.



keresztmetszetű tüskeszár valósult meg, a négyszögű, illetve félkör alakú keresztmetűekkel szemben, mivel az utóbbiak gyártási folyamatai bonyolultabbak és a költségek is magasabbak. A tüskék pontos elhelyezésének és rögzítésének feladatát a szárakba beillesztett ékek látják el.

A szerszám részeinek pontos találkozását a vezetőcsapok biztosítják. Nem közömbös a gyártás szempontjából, hogy melyik szerszámrészben vannak rögzítve a vezetőcsapok. Ennek eldöntéséhez természetes, de gyakran figyelmen kívül hagyott szempont, hogy a vezetőcsapnak nem szabad a munkadarab kiemelhetőségét nehezíteni. Technológiailag ajánlott kerek keresztmetszetű csapokat használni. Szimmetrikus szerszám esetén különböző átmérőjű vezetőcsapokat szoktak alkalmazni. Ezzel elérhető, hogy a szerszámrészek csak egyféleképpen –mégpedig csak helyesen- lesznek lezárhatók. A szilikonszelep szerszáma két vezetőcsapot foglal magában, egyik átmérője $\Phi 4$ mm, a másiké $\Phi 6$ mm. Gondoskodni kell arról, hogy a szerszám által befogott rész hossza csap átmérőjének legalább 1,5-szerese legyen:

$$L_{CS} \geq 1,5 \cdot D \quad (1).$$

A préselés során szükségszerűen keletkező sorja elvezetését sorjacsatornával lehet megvalósítani. Ezt az alaplap felső részében szimmetrikusan kialakított horony képviseli.

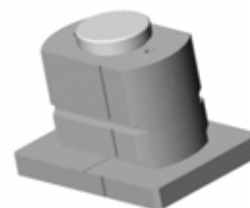
A szerszám biztonságos összeszerelését a különböző átmérőjű vezetőcsapok alkalmazása mellett egyéb óvintézkedéssel biztosítják. Az alaplap, a szerszámház, valamint a támasz oldalfelületein kialakított, s egymás folytatásában bevésített hornyok ezt a feladatot látják el.

A szerszám szétszedésének megkönnyítése érdekében a szerszámház és a támasz alsó felületén mindkét irányban 5 mm mély és 5 mm magas horony van gyalulva. Ugyanez a szerepe a fentebb említett szerszám rész fogópereméről szimmetrikusan lemart párhuzamos felületeknek, amelyek a szerszám alkotórészeinek egymáshoz viszonyított helyzetét is biztosítja.

A tüskéktől eltekintve, a szerszám alkotóelemeinek egyszerű geometriája van. Ebből következik, hogy a klasszikus gyártási folyamatokat alkalmazva, minden darab elkészíthető. A nagy pontosságú illesztés megköveteli a finommegmunkálási eljárások felhasználását is. Az egymással érintkező felületek érdessége 0,8 és 1,6 mikrométer között mozog.

Mivel komplex felületet követelnek meg, a tüskék kialakítása a hagyományos módszerekkel nehézkes, sőt valószínűtlen. Optimális megmunkálást a mindinkább előtérbe kerülő CNC megmunkológépek segítségével lehet megvalósítani.

4. ábra
Alsó- és felsőtüske illesztése



5. ábra
Szerszámmodell.

Könyvészet

- [1] Dr.Huba Antal, Molnár László, Valenta László, Szilikon-elasztomer anyagok tulajdonságai és konstrukciós célú alkalmazásai a finommechanikában és a gyógyászatban. OGÉT 1999, Félixfürdő.
- [2] Turkevi-Nagy Nándor, Dr.Huba Antal, Nagyrugalmasságú konstrukciós elem növelt pontosságú analízise. OGÉT 2001, Kolozsvár.
- [3] Dr.Huba Antal, Molnár László, Valenta László, Szilikongumi alkalmazása finommechanikai vezetékekben és csuklóokban. OGÉT 2000, Marosvásárhely.
- [4] Sors László, Bardócz László, Radnóti István, Műanyagalkító szerszámok, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1971.

Sokszögfelületek előállítására alkalmas mechanizmusok kinematikai vizsgálata

KINEMATIC EXAMINATION OF PLANTS CAPABLE OF TURNING POLYGON SURFACES

Demeter Péter

Miskolci Egyetem, Szerszámgépek Tanszéke

Abstract

In the world today, we are in a great need of such additional and auxiliary machineries that fulfil any requirements of the integrated and automatized industry; and, at the same time, comply with the high efficiency level of production. Polygon-surface tools are applied on several fields of industries. For instance, in the process of forming polygon spindles used for moment transfer; they can also be used for operating profiled polygon surfaces, as well as for aesthetical-, or practical-surface objects. For these polygon-surface objects have boundary curves that show epicyclical and hypocycloid curve shape in their cuttings square with the rotational axis, fabrication of these requires completely harmonized movement of the turning plant and the work piece. Simple methods that make the fabrication of cycloid curves mentioned above possible are going to be discussed in the presentation.

1. Bevezetés

A mai integrált automatizáltság igényeinek megfelelően szükség van az iparban olyan kiegészítő, kiegészítő berendezésekre, amelyek hozzájárulnak a termelési és hatékony gyártás magas színvonalához. A sokszögfelületű alkatrészeket az ipar számos területén alkalmazhatjuk (pl.: nyomtatékvitelre használt poligon keresztmetszetű tengelyek kialakítása, működő alakos sokszögfelületeknél, esztétikus és praktikus felületű tárgyaknál). Mivel ezeknek a sokszögfelületű alkatrészeknek a határoló görbéi a forgástengelyükre merőleges metszetükben epi – és hipociklois görbék, ezért előállításuk csak a megmunkáló szerszám és a munkadarab jól összehangolt mozgása következtében jöhet létre. Az előadás bemutatja azon egyszerű mechanizmusokat, amelyek képesek az előbb említett tengelykeresztmetszetben képzett ciklois görbék előállítására. Vizsgálja az egyes mechanizmusok kinematikai tulajdonságait, vagyis azt, hogy a mechanizmus kitüntetett pontjai milyen geometriailag meghatározott pályagörbét futnak be.

A könnyű - és nehéziparban alkalmazott gyártóeszközök mára bonyolultakká, magas fokon automatizáltakká váltak. Az automatizáltság igénye (pl.: termelési hatékonyság) esetenként megkívánja, hogy az egyes hagyományos szerkezeti elemeket átértelmezzük, újradefiniáljuk, azaz új testbe öntsük az eredeti funkciómegvalósító eszközt. Megfigyelhető ez a folyamat a hagyományos esztergák szerszámtartója illetve az NC esztergák revolverfejes szerszámtartója közötti végbement megújulásán [1]. Ennél a példánál maradván a hagyományos szerszámtartóba csak néhány szerszám volt befogható, addig a revolverfejbe ennek akár a többszöröse is elhelyezhető. A szerszámcsera a hagyományos szerszámtartó esetében a dolgozó feladata, a revolverfejet viszont automatika működteti. Ezekben is rejlik a termelési hatékonyság növekedésének egyik alapvető oka. A revolverfej további előnyeként sorolható, hogy a technológiai lépések között nem változik meg a munkadarab – koordináta rendszer és a szerszám - koordináta rendszer alappozíciójának relatív helyzete, amiből következik, hogy nő a gyártás pontossága.

Ezek tükrében a célunk olyan készülékek, szerszámok mechanizmusainak a módszeres tervezése, amely a továbbfejlesztési szakaszban (megvalósítás folyamán) revolverfejbe integrálható, epi - és hipociklois felületek előállítására alkalmas, s amelynek segítségével egy összetett feladatot tudunk egyesíteni az automatizált termelés folyamatába.

2. A poligon profilú alkatrészek előállításának alapvető sajátosságai

A sokszög profilú munkadarabok tehát epi- és hipociklois görbék által határolt felületekkel rendelkeznek. Az ilyen görbékkel határolt munkadarabok gyártása igen sokféle lehet (esztergálás, marás,

köszörülés). Jelen dolgozat az esztergálással képezhető sokszög profilú alkatrészek gyártóeszközeinek mechanizmusaival kíván foglalkozni. Ahhoz, hogy egyszerű mechanizmusokat tudjunk képezni, meg kell ismerni ezen a munkadarabok előállításai módjait cikloisok tulajdonságait és azok matematikai leírását [2]. A geometriai származtatásokból képezhetők olyan kinematikai modellek, amelyekből a felületet előállító egyszerű mechanizmusok építhetők.

A sokszögprofilok gyakorlati előállítására többféle megoldást dolgoztak ki. Mindegyik megoldás valamelyest követi az előzőekben említett geometriai és kinematikai származtatásokat. Ezek nyomán a sokszögfelületek előállítása megkívánja, hogy a munkadarab és a megmunkáló szerszám között relatív mozgássorozat valósuljon meg, amely eredményeképpen a munkadarab felületén a hengerestől eltérő, sokszögfelület keletkezik.

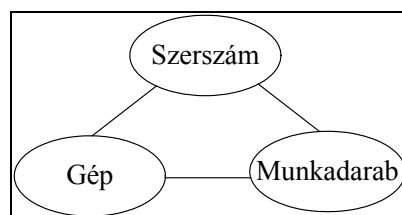
A relatív mozgássorozatok a következők lehetnek:

- a megmunkáló szerszám áll, a munkadarab forgó- és translációs körmozgást végez,
- a megmunkáló szerszám forgómozgást végez, a munkadarab translációs körmozgást végez,
- a megmunkáló szerszám translációs körmozgása mellett, a munkadarab forgómozgást végez,
- a megmunkáló szerszám forgó- és translációs körmozgása mellett, a munkadarab áll,
- a megmunkáló szerszám lineáris alternáló mozgása mellett, a munkadarab forgómozgást végez,
- a megmunkáló szerszám forgómozgást végez, a munkadarab lineáris alternáló mozgást végez,
- a megmunkáló szerszám forgó – és lineáris alternáló mozgást végez, a munkadarab áll,
- a megmunkáló szerszám áll, a munkadarab forgó – és lineáris alternáló mozgást végez.

A mechanizmusok képzése előtt meg kell vizsgálni, azokat a követelményeket, sajátosságokat, amelyek alapján egyszerű mechanizmusok építhetők. Mivel az esztergálás területén a munkadarab forgó főforgácsoló mozgása mellett a szerszám végzi a mellékmozgást, így ezt szem előtt tartva kell kialakítanunk olyan mechanizmusokat, amelyek alkalmasak a poligon profilok előállítására. A geometriai származtatás és a kinematikai származtatás során [2], megfigyelhető, hogy olyan egyszerű mechanizmusokra van szükségünk, amelyek síkmozgást végeznek. Ezért olyan síkbeli mechanizmusokat kell kialakítanunk, ahol a szerszám mozgását helyezzük előtérbe a munkadarab forgó főmozgása mellett.

3. Mechanizmusok képzése és kinematikai analízise

A forgácsoló készülékek kialakításánál a figyelembe kell venni a forgácsolásnál fellépő erőknek és azt kísérő deformációknak a hatását az adott mechanizmusra [3]. A forgácsoláskor fellépő erők poligonjának mindenkor záródnia kell az erőjátékban résztvevő elemekkel, és ezek egy magában záródó körláncot alkotnak: szerszám – munkadarab – gép – szerszám (lásd 1. ábra).



1. ábra

*Az szerszám – munkadarab – gép
magába záródó körlánca a készülék tervezés nyomán*

Esetünkben az adott körláncba a forgácsoló szerszámon és gépen kívül még egy kiegészítő készülékre van szükségünk, amely biztosítja a szerszám megfelelő mozgását ill. így a szerszám és a gép közötti feltétlen kapcsolatot. Ennek a kiegészítő készüléknek a mozgása az előzőekben már említett relatív mozgássorozatok közül az egyiket kell biztosítania, úgyhogy a gyakorlati megvalósítása a vele szemben támasztott követelményeket többnyire kielégítse.

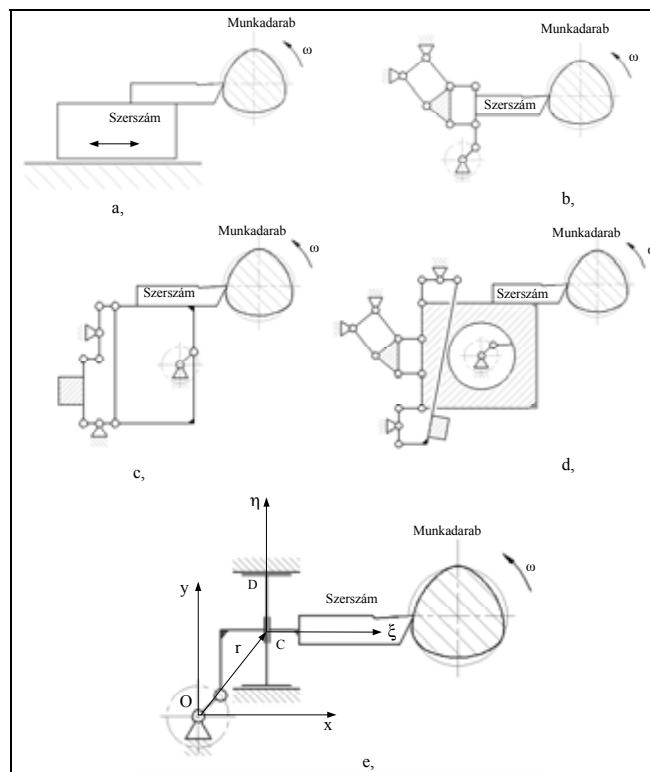
Az előzőekben tárgyalt relatív mozgássorozatok közül azt a megoldást helyeztük előtérbe, amelyiknél a megmunkáló szerszám translációs körmozgást végez a munkadarab forgómozgása mellett. Annak nyomán lett ez az önkényes választás, mivel hogy az eddig megvalósított gyártóeszközök erre a sémára épülve készültek el ill. a kialakítás szempontjából ez illeszkedik az esztergálás műveleti körébe.

Az 2. ábrán egyszerű síkbeli mechanizmusokat láthatunk, amelyek alkalmasak a forgácsoló szerszámot az általunk választott relatív mozgássorozat szerint mozgatni. A 2.a, ábrán látható mechanizmus a lineáris alternáló mozgást végző szerszám és a forgómozgást végző munkadarab relatív mozgására láthatunk példát. Ez a gyakorlatban megvalósítható kulisszás hajtóművel vagy forgattyús hajtóművel ill. lineáris motorok alkalmazásával. A 2. b, c, d, e, ábrákon a megmunkáló szerszám translációs körmozgatására alkalmas csuklós és csúszkás mechanizmusokat látunk. A translációs körmozgás esetünkben azt jelenti, hogy a mechanizmus bármely kitüntetett pontja egy körpályát fut be bizonyos középpont körül. Ez a körpálya mindenesetben leírható egy függőleges és egy vízszintes irányú elmozdulás eredményeképpen [4]. A 2. ábrán bemutatott mechanizmusok ezt az elvet próbálják követni. Ezek közül a 2.b, és 2.c, ábrák a párhuzamos kinematikájú csuklós mechanizmusok, a 2.d, ábrán pedig, az arányos karos mechanizmus segítségével próbáljuk bolyongó körmozgást biztosítani a szerszámnak. Ha megfigyeljük a 2. e, ábrát, ahol az O ponthoz kötöttünk egy álló xy koordináta rendszert a C ponthoz pedig egy mozgó koordináta rendszert, és vizsgáljuk a C pont mozgását, akkor a következő megállapításra jutunk:

$$r_x = e \cdot \cos \varphi + l \quad (3.1)$$

$$r_y = e \cdot \sin \varphi + l \quad (3.2)$$

Ahol r_x és r_y az xy koordináta rendszerben a C pont mozgását leíró mennyiségek. Az e paraméter a forgattyúkar hosszát, φ a forgattyúkar O pont körüli szögelfordulását jelöli, az l paraméter pedig a forgattyúkar csuklópontja és a C ponthoz tartozó csúszka közötti távolságot jelöli. A forgattyúkar szögelfordulását követően a mechanizmus csuklós és csúszkás kényszerein keresztül elmozdul az általuk megszabott pálya mentén. A forgattyúkar csuklója egy merev testtel van összekötve, a merev test másik vége, pedig a C csúszkához van erősítve. A 2. e, ábra alapján belátható, hogy a C csúszka mentén a merev test függőleges irányú elmozdulást végez. A C csúszka összeköttetésben áll a D csúszkával, ami a mechanizmus vízszintes irányú kényszerített mozgását tudja biztosítani. Ennek a két csúszkának (C, D) köszönhetően a C pont translációs körmozgást fog végezni.



2. ábra

*Egyszerű csuklós és csúszkás mechanizmusok
a kiegészítő készülék mozgatásához*

Az alapos vizsgálatok, és megfontolások alapján ki kell választani azt a mechanizmust, amit a gyakorlatban is meg tudunk majd valósítani. Részletesen elemezni kell az általunk kiválasztott mechanizmus kinematikai és dinamikai tulajdonságait. Vizsgáljuk, hogy a tervezett készülék fő méretei és elrendezése függvényében, a mechanizmus mozgása során hogyan változik annak a helyzete, sebesség – és gyorsulásállapota, továbbá a tömeggeometria adatok változása milyen befolyást gyakorol az erőjára.

Irodalomjegyzék

- [1] Tajnaöi, J.: Szerszámgéptervezés I – II, Budapest, Könyvkiadó 1990.
- [2] Demeter P.: Epi- és hipociklos felületeket megmunkáló gépek és szerszámok fejlesztése NC gépekre, Miskolci Egyetem, Doktoranduszok fóruma, 2001.
- [3] Gyáni K., Molnár J.: Készülékszerkesztés, Kézirat, Tankönyvkiadó, Budapest, 1965.
- [4] Sályi B., Michelberger P., Sályi I.: Kinematika és kinetika, Tankönyvkiadó, Budapest, 1991.

Járműtelepek rendszerszemléletű fejlesztése

SYSTEM BASED DEVELOPMENT OF VEHICLE BASES

Dr. Döme Béla¹, Dr. Havas Péter²,
Dr. Nagy Vince¹, Dr. Bozóky László¹

¹Széchenyi István Egyetem, Közúti és Vasúti Járművek Tanszék

²Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem

Abstract

Nowadays it is a very important aim to maximise the utilisation of vehicles in order to increase the efficiency of vehicle management, within the confines of quality control. This aim makes it necessary to increase the availability of vehicles, cut back on the time spent at vehicle bases, to develop the processes of vehicle service, furthermore to modernise the arrangement of tracks, establishments and machinery.

The principle of developing the process technologies at a vehicle base is to shorten the periods spent with the service of vehicles (intervention) and to enhance the economic exploitation of vehicles.

Napjainkban kiemelten fontos törekvés a minőségbiztosítás keretében, a járműgazdálkodás hatékonyságának fokozása. Ez szükségessé teszi a járművek üzemképességének növelését, a járműtelepi járműtartózkodási idők csökkentését, a jármű kiszolgálási folyamatok fejlesztését, továbbá az ehhez tartozó vágányelrendezések, létesítmények, gépészeti berendezések korszerűsítését. A járműtelep vágányainak, álláshelyeinek, épületeinek, technológiai gépészeti berendezéseinek egymáshoz viszonyított elrendezése meghatározza az egyes kiszolgálási folyamatok időtartamát és ezzel a járművek járműtelepi tartózkodási idejét. A beérkező járművek típusuktól, műszaki állapotuktól, km-futásuktól, két egymást követő beavatkozás közötti üzemidejüktől, járműfordulójuktól, a vonat (járat) érkezése és indulása közötti időtartamtól stb. függően más-más kiszolgálási folyamatot igényelnek.

A járműtelepi folyamattechnológiák fejlesztésének alapelve, a járművek teljes kiszolgálási (beavatkozási) időtartamának csökkentése, gazdaságos kihasználásuk fokozása. E fontos követelmény akkor teljesülhet, ha valamennyi kiszolgálási folyamat esetén biztosítjuk a megközelítően szalagszerű járműmozgást, kiküszöbölve vagy optimális értékre szorítva a járművek sorban állását.

Az 1. ábra villamos járművek műszaki ellenőrzéseit (E1, E2, E3) és vizsgálatait (V1, V2, V3) ellátó járműtelep egy lehetséges folyamattechnológiai modelljét szemlélteti.

A modell álláshelyeihez rendelt tevékenységek:

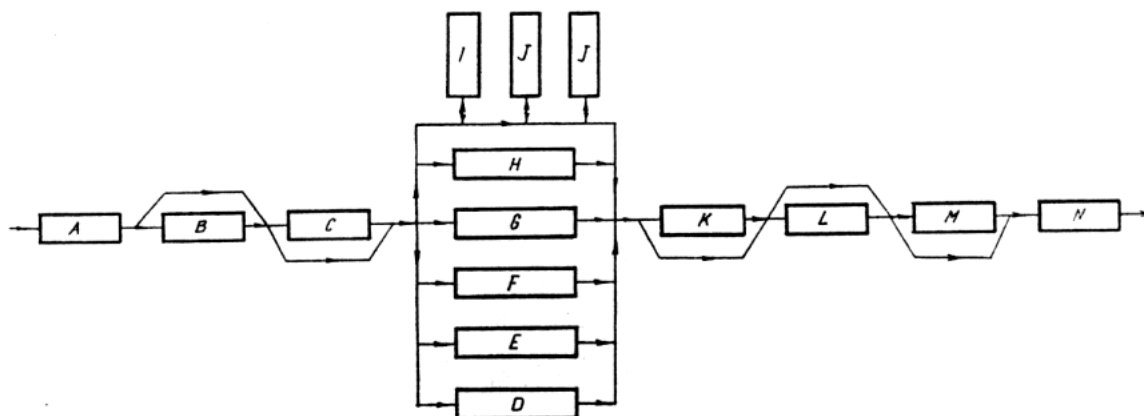
- A – azonosítás, a jármű átvétele
- B – előtárolás
- C – diagnosztikai vizsgálat
- D – E1 járműellenőrzés
- E – E2 járműellenőrzés
- F – E3 járműellenőrzés
- G – V1 járművizsgálat
- H – V2 járművizsgálat
- I – V3 járművizsgálat
- J – futójavítás (váratlan meghibásodás esetén)
- K – homokfeladás
- L – járműtisztítás, gépi mosás
- M – járműtárolás
- N – jármű kiadása

A modell biztosítja valamennyi kiszolgálási folyamat esetén a megközelítően szalagszerű járműmozgást, figyelembe veszi a villamos járművek technológiai igényét és szétválasztja a járműellenőrzési ill. járművizsgálati folyamat vágányait, álláshelyeit, technológiai gépészeti berendezéseit.

Az 1. ábra szerinti modellel összhangban, a jármű kiszolgálási folyamat lehetséges variációit (i) és a folyamatban igénybevett álláshelyeket (j) az 1. táblázat mutatja.

A folyamattechnológia variációihoz tartozó járműbeérkezési gyakoriságok alapján meghatározható annak a közelítő valószínűsége, $\hat{P}_e(i)$ hogy a beérkező jármű a folyamattechnológia i-edik variációját igényli:

$$\hat{P}_e(i) = \frac{\bar{m}_i}{m}$$



1. ábra

A járműtelep folyamattechnológiájának elemi modellje

1. táblázat

A járműkiszolgálási folyamat variációi

i/j	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N
1	+	0	0	+	0	0	0	0	0	0	+	0	0	+
2	+	0	0	+	0	0	0	0	0	0	+	0	+	+
3	+	+	0	+	0	0	0	0	0	0	+	0	+	+
4	+	+	+	+	0	0	0	0	0	0	+	0	+	+
5	+	0	+	0	+	0	0	0	0	0	0	+	0	+
6	+	+	+	0	+	0	0	0	0	0	0	+	+	+
7	+	+	+	0	+	0	0	0	0	0	0	0	0	+
8	+	0	+	0	0	+	0	0	0	0	0	+	+	+
9	+	+	+	0	0	+	0	0	0	0	0	+	+	+
10	+	0	+	0	0	0	+	0	0	0	+	+	+	+
11	+	+	+	0	0	0	+	0	0	0	0	+	+	+
12	+	+	+	0	0	0	0	+	0	0	0	+	+	+
13	+	0	+	0	0	0	0	+	0	0	0	+	+	+
14	+	+	+	0	0	0	0	0	+	0	0	+	+	+
15	+	+	+	0	0	0	0	0	0	+	0	+	+	+

ahol:

- az i -edik folyamattechnológiára történő járműbeérkezések átlagos száma
- a járműtelepre történő járműbeérkezések átlagos száma

Az $i=1,2,\dots,15$ folyamattechnológiákra történő járműbeérkezések teljes eseményrendszert alkotnak:

$$\sum_{i=1}^{15} P_i^{\wedge}(i) = I$$

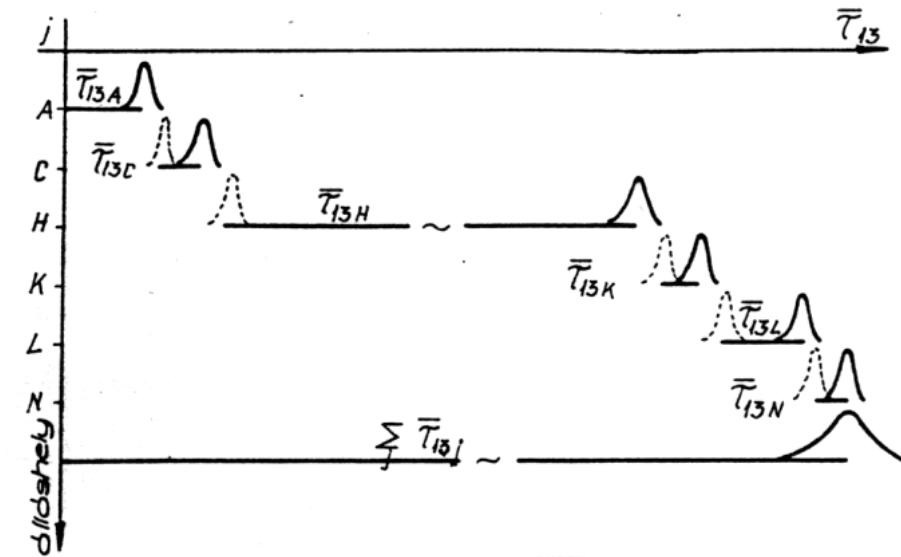
A jármű kiszolgálási folyamat célszerűen Gantt-diagramban ábrázolható a τ_j tartózkodási idők valószínűségi sűrűségfüggvényei feltüntetésével. A τ_j jármű tartózkodási idő magában foglalja az álláshely előtti várakozási időt és az álláshelyen eltöltött jármű kiszolgálási időt. Az egyes τ_j valószínűségi változók eloszlására vonatkozó vizsgálatok igazolják, hogy ezek általában Gauss-féle normális eloszlást mutatnak, melynek sűrűségfüggvénye:

$$f(\tau) = \frac{1}{s\sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(\tau - M(\tau))^2}{2s^2}}$$

Az események függetlensége és az M lineáris volta miatt, a kiszolgálási folyamat időfelhasználásának várható értéke:

$$M\left(\sum_j \tau_j\right) = \sum_j M(\tau_j)$$

A fentiek alapján az $i=13$ folyamattechnológiára megszerkesztett Gantt-diagramot a 2. ábra mutatja.



2. ábra

A járműkiszolgálási folyamat várható időtartam $i=13$ esetén

A folyamattechnológia várható időtartama:

$$M\left(\sum_j \tau_{ij}\right) = \sum_j M(\tau_{ij}) \cong \sum_j \bar{\tau}_{ij}$$

ahol τ_{ij} az i-edik folyamattechnológia j-edik álláshelyén az átlagos járműtartózkodási időt jelenti.

Ezek ismeretében annak közelítő valószínűsége, hogy a járműtelepre érkező jármű a j-edik álláshelyen tartózkodik feltéve, hogy az i-edik kiszolgálási folyamat következett be:

$$\hat{P}_t(j/i) = \frac{\bar{\tau}_{ij}}{\sum_j \tau_{ij}}$$

ahol:

j=A,B, ..., N - a járműtelep álláshelyei
i=1,2, ..., 15 - a kiszolgálási folyamat variánsai

Mivel a j álláshelyeken történő járműtartózkodások és az i folyamattechnológiákra történő járműérkezések független események, annak közelítő valószínűsége, hogy a beérkező jármű a j-edik álláshelynél található:

$$\hat{P}(j) = \hat{P}_t(j/i) \cdot \hat{P}_e(i) = \frac{\bar{\tau}_{ij}}{\sum_j \tau_{ij}} \cdot \frac{\bar{m}_i}{m}$$

Annak közelítő valószínűsége tehát, hogy a járműtelepen tartózkodó jármű (szerelvény) a D álláshelyen található, azaz a járműn (szerelvényen) E1 ellenőrzést végeznek (1. táblázat alapján):

$$\hat{P}(D) = \hat{P}_t(D/1) \cdot \hat{P}_e(1) + \hat{P}_t(D/2) \cdot \hat{P}_e(2) + \hat{P}_t(D/3) \cdot \hat{P}_e(3) + \hat{P}_t(D/4) \cdot \hat{P}_e(4)$$

A járműtartózkodások közelítő valószínűsége hasonlóan meghatározható a járműtelep valamennyi álláshelyére. Ezen értékek alapján - a lehetséges folyamattechnológiák további elemzésével információt kaphatunk a folyamattechnológiák szűk keresztmetszetéről. Ezek ismeretében dönthető el - megfelelő alapoottsággal - hogy a járműtelep mely álláshelyei, gépészeti berendezései, műveleti technológiái, létesítményei szorulnak fejlesztésre.

A fenti módszer valamennyi járműtelep szűk keresztmetszetének meghatározására alkalmazható.

PI: a BKV METRO Üzemigazgatóság és Villamos Üzemigazgatóság járműtelepein a fejlesztendő helyek meghatározása az ismertetettek alapján történt. A kapott eredményeket az adott járműtelepek szakemberei folyamatosan használják.

Természeti motiváció a műszaki gyakorlatban

NATURAL MOTIVATIONS IN ENGINEERING PRACTICE

Dömötör Csaba

Miskolci Egyetem, Gépelemek Tanszéke

Abstract

In the methodical machine designing basically there are two different ways. There are guidelines of discursive and intuitive planning. The point of discursive planning is the conscious design process. On the other hand the intuitive work is like a sudden invention, which is built on preexistent acquirements and experiences. The largest "experience-collection" is accumulated in the nature. These practical configurations which have stood the test of time represent a great knowledge. But we can transform it to practice only with complex function-analysis. Many instances illustrate the operation of this principle. This article will show some of these interesting examples.

Bevezetés

A módszeres géptervezésben az optimális megoldásig való eljutás módjának szempontjából alapvetően két elvet különböztetünk meg. A diszkurzív és az intuitív tervezés irányvonalát. A diszkurzív tervezés egy bebizonyítás elvű folyamat, egymásra épülő irányelvekkel és feltételrendszerrel. Ezzel szemben az intuitív munka inkább hasonlít a feltaláláshoz, mint a tudatos fejlesztéshez.

Az intuíció forrása

Napjainkban a mérnökök sokkal inkább választják a tervezés diszkurzív útját. Ennek előnye, hogy aránylag könnyen elsajátítható technikájával lépésről lépésre juthatnak el akár a kész konstrukcióig. Valóban eredeti ötlet viszont szinte kizárólag az intuíció keskeny ösvényén születhet. Lásuk, hogyan határozza meg az Idegen szavak szótára ezt a fogalmat! *1. Ösztönös megérzés, felismerés; 2. Képesség az igazság előzetes, közvetlen, élményszerű felismerésére, amely a felhalmozott tapasztalatokon, a korábban szerzett ismereteken alapul;* Joggal merül fel a kérdés: Hol találhatjuk a legátfogóbb „tapasztalat-gyűjteményt” felhalmozva? Azt hiszem, a válasz egyszerű: A természetben!

A hosszú évmilliók folyamán számtalan megoldásra váró probléma merült fel, melyekre - szükségszerűen - valamilyen megoldás is mindig kialakult. Ezek mindegyike gyakorlatias és legtöbbször igen frappáns, hiszen a természetben minden a „célszerűség és szépség” alaptörvényei szerint van felépítve. [2] Az élővilágban a környezettel való kölcsönhatás, mint nyílt visszacsatolási rendszer, az alkalmazkodásban látható szemléletesen, s a természetben található organizmusok funkcionálása az alkalmas formán keresztül realizálódik [1]. Persze rögtön felvetődhet bennünk az a felismerés, hogy párhuzamot vonjunk a természetben lassan kialakuló megoldások és a korábban már említett diszkurzív tervezés között. Valóban, mindkét esetben a lényeg a gyenge egyedek kizárásával, az erősek megtartása mellett eljutni az optimális megoldásig. Az evolúció elmélete is ezt támasztja alá. Sőt, egyre többen hallani ennek a genezissel való párhuzamba állításáról. Megjegyzem, már a két elmélet rövid tanulmányozása után is megmutatkozik, hogy ez a két álláspont korántsem mond egymásnak ellent. Feltéve, hogy készek vagyunk ennek elfogadására. Bár mai tudásunk szerint a genesis mikéntje, pontos körülményei ugyan nem modellezhetők, így ilyen úton nem ismerhetők meg, de az eredmény, az evolúciós folyamatban kiválogatódott élőlény annál inkább. [1]

De nem a diszkurzív tervezés, a genesis vagy éppen az evolúció párhuzama az, ami a vizsgált szempontból számunkra most fontos, hanem az, hogy az így összegyűjtött és mindannyiunk számára hozzáférhető információhalmazt miként hasznosítsuk?

Adaptáció a természetből

Egyértelmű, hogy a természetben található kész megoldások bármilyen csábítóak legyenek is, legtöbbször módosítás nélkül nem vihetők át a műszaki alkalmazások területére. Felhasználásukhoz átalakítás szükséges. Effajta adaptáció útján viszont lehetőségünk nyílik a hosszú idők óta működőképes és jól bevált hatáselvek illetve hatáshordozók széleskörű felhasználására. Minthogy a természet megannyi kihívására számos elv született, így az is kétségtelen, hogy ezek adaptálásával akár több különböző megoldást is feltárhathunk. A műszaki termékek alternatív megoldásainak leképzéséhez egyik hatékony módszer a funkcióstruktúrán végzett műveletek alkalmazása [4], mellyel feltárt hatáselvek, hatáshordozók variálása válik lehetségessé.

Nyilvánvaló, hogy műszaki elvek nem teremthetők egyszerűen a természet analógiájára. Meg kell találnunk tehát azt a módszert, amivel összekapcsolhatjuk a természeti és műszaki feladatokat illetve azok megoldásait. Ennek egyik útja lehet a módszeres géptervezésből ismert alapfunkciókra bontás, ami viszont a kiindulási feltételnek ellentmond, hiszen így könnyen elveszhet az összetett megoldások frappáns jellege. Éppen emiatt, ebben az esetben ésszerű komplexebb feladatok megfogalmazása. Ilyen általános funkció például a helyváltoztatás, ami azért még tovább szűkíthető aszerint, hogy milyen közegben történik a mozgás. Alapvetően földön, föld alatt, vízben, vízfelszínen, levegőben illetve ezek kombinációi jöhetnek szóba. De további feladatokat is találhatunk, úgymint helyzetváltoztatás, fénykibocsátás, hangképzés, hangerősítés, színváltoztatás és még sorolhatnám. Már az előbbieken említett néhány funkció kapcsán is megfigyelhető, hogy ezek a feladatok milyen széles skálán mozognak. Mégis a természetben mindegyikre tucatjával alakultak ki megoldásváltozatok.

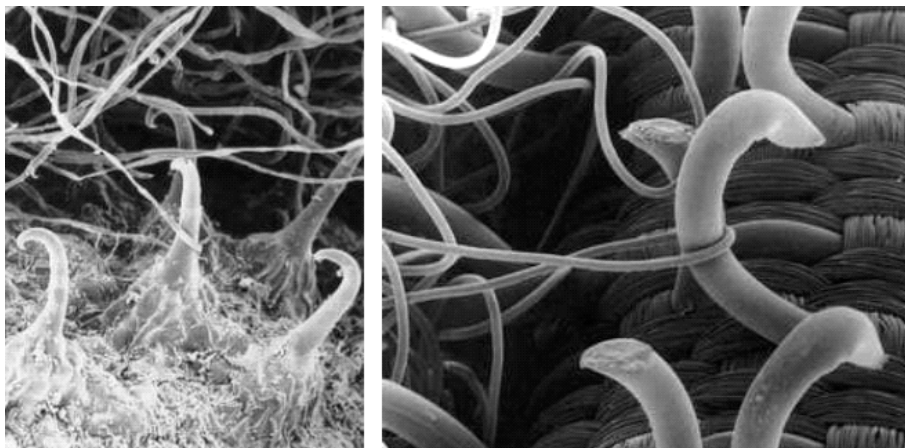
Nézzük csak meg például a föld feletti helyváltoztatást! A kúszómászóktól kezdve keresztül a két és néglábúakon eljuthatunk a hat, nyolc, tíz sőt százlábúig. És ekkor még nem említettünk a kevert megoldásokat, ami például a fókákat jellemzi. Ezek az állatok egyfajta hullámozó-ugráló mozgás segítségével birkóznak meg a helyváltoztatási feladat kihívásával, bár alapjában véve a víz alatti mozgásra lettek teremtve. Látható tehát, hogy ezek az alapfunkciók is egymást átfedő szövevényes hálót alkotnak. A feladat, ebből a gordiuszi csomóból kibogozni egy olyan gyakorlatban is alkalmazható, alapvető összefüggéseiben meghatározott rendszert, mely a matematika illetve logika nyelvezetével leírható és így bármely új problémára könnyen alkalmazható.

Természeti elvek és műszaki alkalmazásai

Vizsgáljunk meg ismert példákat, melyek jól mutatják, hogy analógiák és elvek keresésével valós műszaki feladatok oldhatók meg. A munka egyik lehetséges iránya az, amikor a figyelmes szemlélő először meglátja a természetben meglévő hatáselvet majd ezt átültetve a gyakorlatba megszületik annak műszaki alkalmazása is. A természeti rendszerek megoldási és konstrukciós elveinek műszaki területre való átvitele eredményezte például:

- a héjak, méhsejt-szerkezetek, csövek, rudak és szövött elemek felhasználásával készült könnyűszerkezetes épületeket
- repülőgépek és hajók áramvonalas alakját
- a búzaszár szerkezetén alapuló könnyű szendvics szerkezetes építési módot. [2]

De ilyen fejlesztés eredménye a mindannyiunk által jól ismert és főként a ruházati iparban alkalmazott tépőzár. A termék alap gondolata Georges de Mestral svájci mérnök agyában fogant meg 1948-ban. Egy erdei sétából hazaérve, a zoknija és a kutyája szőre tele volt bogáncssal, s ő elhatározta, megvizsgálja, miért ragad bele a bogáncs ilyen erősen a gyapjúba. Mikroszkópjába pillantva azt látta, hogy a bogáncs apró kampói beleakadnak a gyapjúsálak alkotta hurkokba (*1. ábra*). De Mestralnak hamarosan sikerült ezt a hurkos-kampós rendszert nejlonszálakkal utánoznia. [3]

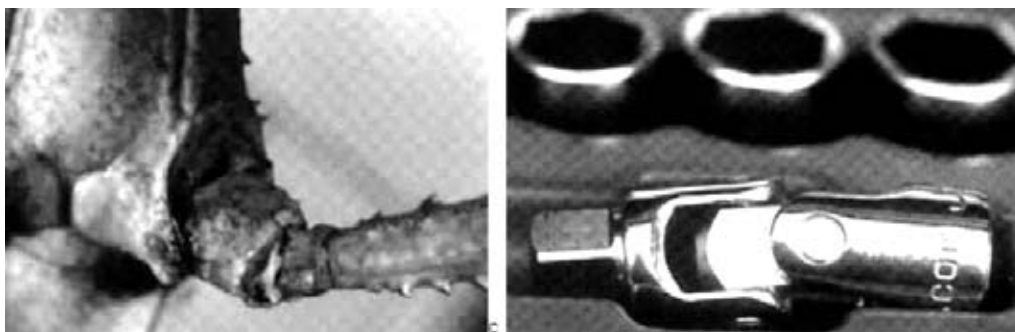


1. ábra

A bogáncs szűrős, tapadós termése és annak leutánczása

Felmerül a kérdés: Miért ne működhetne ez fordítva? Azaz, mi lenne, ha egy meglévő műszaki problémára a természetben kezdenénk el keresni a megoldást. Természetesen vannak ilyen példák is, mint a csepp alakúra formált, s így kiemelkedően jó légellenállási tulajdonságokkal rendelkező bukósisak vagy autókarosszéria. Ide sorolható az a speciális úszóruha is, melyet sebesen úszó állatok bőrének beható tanulmányozásával fejlesztettek ki. Az ilyen sikeres adaptációk ellenére ez az út mégsem vált egy általánosan használt módszerre, mely az ipari termékfejlesztésben meghonosodhatott volna, pedig számos olyan esettel találkozhatunk, amikor egy hagyományos fejlesztőmunka eredményeként kapott terméket vagy elvet később fedezünk fel a természetben.

Az alábbi példákat érdemes közelebbről szemügyre venni. A 2. ábrán látható a botsáska lábizülete, mely két irányban elfordul. Ezt talán még kevesen figyeltük meg, viszont a kardáncsukló néven ismert műszaki konstrukcióval már annál többen találkoztunk. Nem tudni, hogy a tervező találkozott-e ezzel a természeti megoldással. Lehet, hogy igen és szerkezetét innen másolta, de valószínűleg az ötletet nem egy ilyen apró rovar adta.



2. ábra

A botsáska lábizülete és a kardáncsukló, mint műszaki megoldás

Pedig a rovarvilág még napjainkban is számtalan új ötletet tartogat. Figyeljük csak meg a lőtűcsők lenyűgöző adottságait! Ugyanaz a forma, amely alkalmas az avarban, a földben mozgásra, alagút készítésére, esetenként vízben úszásra, képes a levegőbe emelkedni és meglepően jól és messzire szállni. Bár erre ritkán vállalkozik. Mégis ebben az egyébként első ránézésre nem éppen szép rovarnak számos csodálatra méltó tulajdonságában láthatjuk megvalósulni a funkció és forma összhangját. Érdemes megfigyelni a bogár fej- és torsiárányának nagy ívű pajzsformáját, amely az alagútásásban kitámaszt, tágit és védi a belső szerveket. A legjobb formatervező sem tudna kitalálni ennél szebb és

célszerűbb formát. A tor mögött a potroh mellett hatalmas erős lábak tolják előre a bogarat. Elöl és hátul hosszú csápok segítik a szűk járatokban történő tájékozódást. Első lábain sajátos olló figyelhető meg, négy fixen álló fog mellett egy V alakú vágóél fordul el biológiai ízesüléssel. A lőtücsök a földet túrva kisebb gyökereket is el tud vágni ezzel a metszőolló-szerkezettel. [1] Érdemes megfigyelni, hogy vágóéleinél ugyanolyan íveket találhatunk, mint a mezőgazdaságban használatos metszőolló esetében.



3. ábra
A lőtücsök és biológiai ollója

A fent említett esetekben nem lehet kérdéses, hogy a természetben fellelhető vagy a papíron kidolgozott megoldás létezett előbb. Habár ez nem vitatja el a tervezőmérnök sikerét és szakmai felkészültségét, de pontosan az ilyen meglepetések elkerülése végett érdemes lenne kidolgozni egy olyan módszert, mellyel tudatosabban kereshetnénk a kiváló természetes konstrukciókat egy-egy műszaki probléma megoldásához. Be kell látnunk, a teremtő természetnek sok ideje volt tökéletesíteni az alkotásait. Ésszerű lenne hát számolni ezzel a végtelen ötletforrással.

Összefoglalás

A módszeres géptervezésben alapvetően két elvet különböztetünk meg egymástól. A diszkurzív és az intuitív tervezés irányvonalát. A diszkurzív tervezés egy bebizonyítás elvű folyamat. Az intuitív munka viszont inkább a feltaláláshoz hasonlít, mely korábban megszerzett ismeretekre és tapasztalatokra épül. A legátfogóbb „tapasztalat-gyűjteményt” a természetben találhatjuk felhalmozva. De az idő próbáját kiállt célszerű megoldásokat csak komplexebb funkció analízissel ültethetjük át a gyakorlatba. Ennek több útja is lehet attól függően, hogy a műszaki probléma megfogalmazása megelőzi vagy követi a természeti példa felkutatását. Bármelyik úton haladjunk is, számtalan példa szemlélteti ennek az elvnek a működését, melyek közül néhányat ez a cikk is bemutat.

Irodalomjegyzék

- [1] Lissák Gy.: A formáról, Láng Kiadó és Holding Rt.
- [2] Kászonyi G.: Természeti formák hatása mérnöki műtárgyak tervezésére, TECHNIKA 1998. július-augusztus 24., 24-29.old
- [3] Hogy is van ez?, Reader's Digest Kiadó Kft., 1995, Budapest, 19.old.
- [4] Kamondi L.: Megoldás variációk képzésének lehetőségei a műszaki termékek fejlesztésében, OGÉT 2002. ápr. 25-28. Székelyudvarhely. p.: 136-138
- [5] G. Pahl – W. Beitz: A géptervezés elmélete és gyakorlata, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1981

Geometriai modellek alkalmazása a Gyors-prototípus eljárásoknál

APPLICATION OF GEOMETRICAL MODELS AT RP PROCEDURES

Prof. Dr.h.c. Dudás Illés, Felhő Csaba,
Nagy Mátyás Krisztián, Tóth Gábor, Szentesi Attila
Miskolci Egyetem, Gépgyártástechnológiai Tanszék

Abstract

In modern computer aided design technology, it is relatively easy to describe a 3D representation of a given design in computer code. It is less easy to visualize such 3D computer models. The computer screen has only two dimensions. Often, real "see and feel" models can be helpful, even essential, in visualizing things. Until the last ten years or so, most of these prototypes were made by laboriously removing material from a block, generally on a milling machine under computer numerical control (CNC).

In recent years, new methods have been developed in which a prototype can be built up directly from the CAD-description (instead of milled down). Most of these technologies are quick and easy. They are grouped under the general header "rapid prototyping".

In this presentation, we would like to take a look at the technologies applied in rapid-prototyping and 3D modeling, and show how this technology can be applied at our department.

A mai modern számítógéppel segített tervezés (CAD) technológiájában, relatíve egyszerű egy adott konstrukciónak 3 dimenziós megtervezése számítógépen. Kevésbé egyszerű viszont megjeleníteni az ilyen 3D-s képet, mert a számítógép képernyője csak kétdimenziós. Gyakran hasznosak lehetnek a valódi, „látni és érezni” modellek (meg tudom érinteni), még ha a megjelenítés nem is tökéletes. Az elmúlt mintegy 10 évben a legtöbb ilyen prototípus fáradságos munkával a nyersdarabból, CNC vezérelt forgácsológéppel megvalósított anyageltávolítással készült.

Az elmúlt években új módszereket fejlesztettek ki, amelyekkel egy prototípust felépíthetünk közvetlenül a CAD fájlból (a drága és időigényes forgácsolás helyett). A legtöbb ilyen technológia gyors és egyszerű. Ezeket egy összefoglaló címszó alatt csoportosíthatjuk, mint: „*Rapid-prototyping*” (gyors-prototípus gyártás) technológiák.

1. Miért használjuk a Gyors-prototípus gyártást?

Ez a termékfejlesztési terület a 80-as évek elején jelent meg az Egyesült Államokban és az elmúlt 20 évben óriási fejlődésen ment keresztül. A termék konstrukciók sokkal összetettebbé váltak mind alakjukban, mind funkcionalitásukban. Ezzel szemben a gyártási idők csökkentésének szükségessége növekedett (gazdasági és termelékenység okokból), valamint a minőségi elvárások egy termékkel szemben fokozottabbá váltak. Ezen körülmények megváltozása indukálta, a számítástechnika és a tervező rendszerek nagyarányú fejlődése pedig lehetővé tette a terület jelentős fejlesztését.

Tehát a szilárd CAD modellezés és a számítógépes technológiák fejlődése egy új utat nyitott meg, a gyors prototípusok gyártása felé. Az Rapid-prototyping előtti időkben heteket és sok pénzt vett igénybe egy konstrukció prototípusának legyártása. A Rapid-prototypingban ugyanennek a prototípusnak a gyártása manapság hétköznapivá vált. Időtartama órákra, költsége pedig töredékére csökkent. Az RP kifejlesztése lehetővé tette a cégeknek, hogy gyakrabban, valamint kevesebb költséggel, rövidebb idő alatt ellenőrizzék és változtassák meg a konstrukciókat.

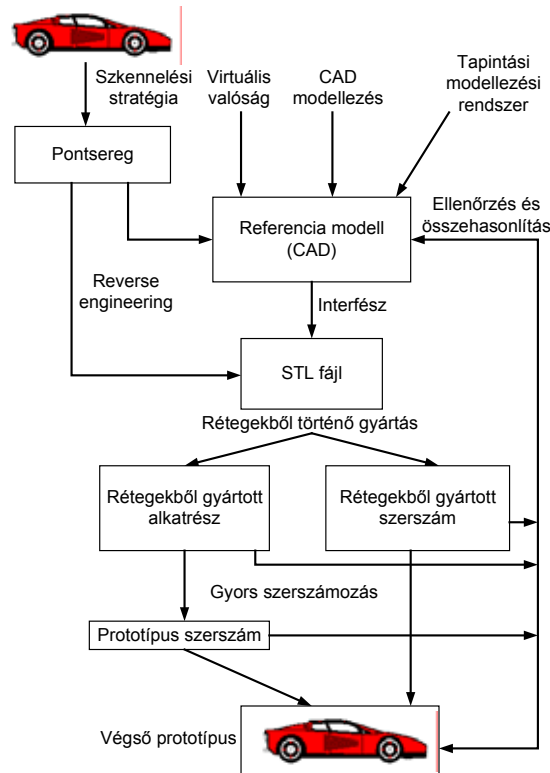
Az eredmény egy termék, amely:

- az első alaklommal már működik,
- kevesebb pénzt kell fordítani a tervezésre és gyártásra,
- kevesebb időt kell fordítani a tervezésre és gyártásra,
- kielégíti a vásárlói igényeket,
- gyorsabban piacra kerül, így rövidebb a megtérülési ideje.

2. Hogyan működnek a Gyors-prototípusgyártó technikák?

Számos RP technológia van jelen a piacon, azonban mindegyik ugyanazon az alapelven működik.

Szilárdtest modellezett CAD adatokat, melyek egy meghatározott formátumban vannak (STL), feldolgozzák, és az optimális építési pozícióba orientálják. Az adatokat azután az RP gépre küldik, ahol megtörténik a vékony rétegekre szeletelés. Az RP gép ezután elkészíti a modellt minden egyes 2D keresztmetszetét és hozzáragasztja az előző réteghez, következésképpen a teljes prototípus a rétegek egymásra rakásával épül „rétegről-rétegre”.



1. ábra

Gyorstermék tervezési folyamat

3. A Rapid-prototyping modellek használata

Az RP-n gyártott modellek messze túlmutatnak napjaink mérnöki alkalmazásain, a megfelelő és funkcionális modelleken.

Ma a modelleket használhatjuk:

- mintaként más szerszámozási és gyártási folyamatokhoz,
- eladáselemzéshez, mint csoportmodell,
- marketing modellként, brosúraként, prospektusokba és reklámkampányba,
- ármegállapító modellként, a gyártóhoz küldve azért, hogy a CAD adatoknál segítsen a költségek csökkentésében.

4. A prototípus gyártásának lépései

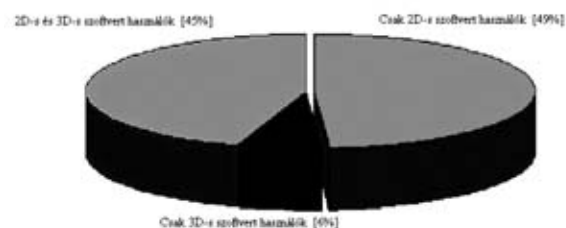
4.1. A számítógépi 3D modell elkészítése

Napjainkban számos 3D modellező szoftver létezik, amellyel megalkothatjuk a termék alapjául szolgáló modellünket. A Gépgyártástechnológiai Tanszéken különböző programcsomagok állnak rendelkezésünkre, többek között a CATIA, Autodesk Inventor, PTC Pro/Desktop. Ezek a programok számos lehetőséget biztosítanak számunkra a különféle modellek létrehozására.

Egyik lehetőség, hogy elkészítjük az alkatrész(ek) 2D-s nézeti képeit, majd ebből készítettjük el a tervező szoftverrel a 3 dimenziós modellt. Ilyen funkcióval az említett szoftverek mindegyike rendelkezik, mivel ez gyakorlatilag alapműveletnek számít a tervezés során. Egy másik lehetőség a 3D modell közvetlen megalkotása szoftvertől függően drótvázmodellből, felületmodellből, valamint volumetrikus (test) modellként, amikor is különböző testprimitívek halmazműveletek segítségével történő felépítésével hozzuk létre a testmodellt. (Boole-algebra). A mai korszerű tervező rendszerek képesek az előbb felsorolt műveletek kombinációjára is.

A 2D tárgyalapú rendszereknél a tárgyak egy rajzban ismételhetők, tükrözhetők, pozícionálhatók, megjeleníthetők és eltüntethetők stb., de ez még mindig csak egy szerkeszthető rajz marad. A 3D-s modellező rendszerek használatával egy 3D-s megjelenítést hozunk létre (számos ugyanolyan alapvetően használva, mint 2D-s tárgyalapú rajzoknál), és azután különböző 2D-s képeket generálunk a 3D-s ábrázolás különböző nézeteivel. A 3. dimenzióban számos olyan fogalom is létezik, amelyek értelmetlenek a 2D-rajzoknál többek között a rejtett vonalak, halmaz műveletek, árnyékolás, megvilágítás, külső fény, anyagminták.

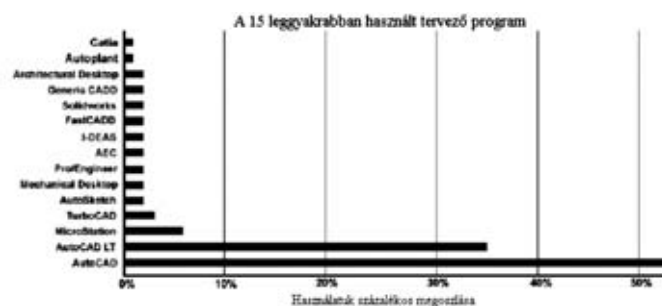
Ezek alapján nyilvánvaló lenne, hogy érdekesebb a 3D modellezést választani 2D rajzolás helyett. De ha megvizsgáljuk a 2. ábrát, amely azt mutatja, hogy a gépész szektorban a mérnökök milyen arányban használnak 2D-s, ill. 3D-s tervezést, akkor ettől eltérő eredményre jutunk.



2. ábra

2D és 3D tervezőrendszert használó mérnökök aránya

Tehát egyértelműen megállapítható, hogy napjainkban még mindig a 2D rajzolás az uralkodó, és csak kevesen vállalkoznak arra, hogy közvetlenül 3D modellt alkossanak. Ennek okát abban látjuk, hogy a mérnökök tanulmányaik során olyan szemléletet alakítanak ki, amelyben a testeket 2D rajzok alapján könnyebben le tudják írni. Itt tehát az oktatóknak, tanároknak van óriási fejlődésre szükségük, hogy a hallgatókkal megismertessék és megszoktassák a 3D modellek világát.



3. ábra

A leggyakrabban használt tervezőrendszerek aránytalan eloszlása

A 2. ábrán mutattuk be azon aránytalanságot, amely még mindig az AutoCAD különböző verzióinak használata felé billenti a mérleg nyelvét. A sokkal több lehetőséget biztosító tervező rendszerek alacsony aránya mutatja, hogy a következő években, évtizedekben további jelentős fejlődés várható a számítógépes tervezés területén.

Harmadik alternatív lehetőség egy 3D-s szkennerek alkalmazása, amely egy létező testet tapogat le, és így építi fel a modellt automatikusan, különösebb emberi beavatkozás nélkül. Fontos azonban kiemelni, hogy, ezen eljárással csak a már létező modelleket tudjuk úgymond „bedigitalizálni”.

Ha tehát új dolgot akarunk létrehozni, akkor az első lépéseket mindenképpen nekünk magunknak kell megtenni. Ha sikerült a 3D-s modellt létrehozni, akkor következhet a második lépés: az elkészített modellt olyan formátumúra kell alakítanunk, hogy a prototípusgyártó készülékünk vezérlőprogramja értelmezni tudja azt. Ezen formátum neve: sztereolitografikus fájl, röviden STL.

4.2. Az STL fájl

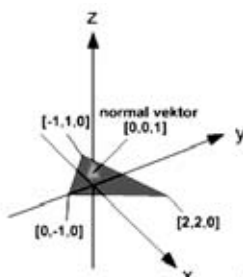
Az STL fájl a Rapid-Prototyping iparág szabványosított adatátviteli formátuma, amelytől megkívánjuk, hogy a legkülönbözőbb eljárások számára is felismerhető, feldolgozható legyen. Az STL fájl kölcsönösen megfeleltethető egy 3D nyomtatott alkatrészszel. Ez a formátum a szilárdtest modell felületét háromszögekkel közelíti. Minél bonyolultabb a felület annál több háromszöget kell létrehozni.

Az STL fájloknak két formátuma van, egy szöveges (ASCII), illetve egy bináris. Ez azt jelenti, hogy ha „kézzel” szerkeszthetőnek akarjuk a fájlt, akkor szöveges formátumban kell tárolnunk. Ilyenkor a kapott állományt akár egy egyszerű szövegszerkesztővel megnyitva módosíthatjuk a modellünket. Azonban, mint ezt a következő példában is látni fogjuk, ez meglehetősen nagy gyakorlatot és térbeli képzelőtehetséget kíván. Ugyanis magunk elé kell képzelni a modellt, és kitalálni, hogy a változtatásaink nyomán hogyan fog módosulni a 3D modell. Bináris fájl esetén az adatok kódolva kerülnek letárolásra. Ilyenkor a fájl tartalmát megvizsgálva az adatok szemre nem értelmezhetőek, szövegszerkesztővel nem módosíthatóak. Viszont nagy előnye ezen formátumnak a kisebb fájl méret.

Az ASCII fájlban a kisbetűs „solid” kulcsszóval kell kezdődnie és az „endsolid” szóval kell végződnie. Ezen kulcsszavakon belül az egyes háromszögek listája található, amelyek a szilárdtest felületét definiálják. Minden egyes független háromszög leírása egy normál egységvektort igényel, amely a szilárdtest felületéből kifelé mutat. Majd ezt követi a három csúcspont (x,y,z) koordinátáinak megadása. (3. ábra)

Példa egy szöveges módban megadott háromszögről:

```
solid
...
facet normal 0.00 0.00 1.00
  outer loop
    vertex 2.00 2.00 0.00
    vertex -1.00 1.00 0.00
    vertex 0.00 -1.00 0.00
  endloop
endfacet
...
endsolid
```



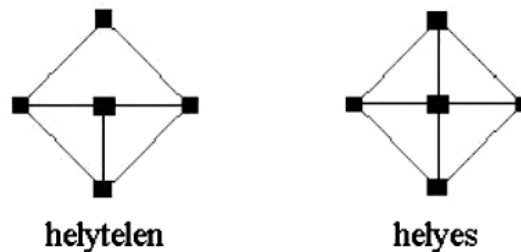
4. ábra

A példaprogramban definiált háromszög elem ábrázolása

Ezek az értékek mindegyike Descartes-koordináta rendszerben megadott lebegőpontos adatok. Ezen háromszög értékeknek mind pozitívnak kell lenniük, és az építési térfogaton belül kell lenniük. A Gépgyártástechnológiai Tanszéken található Z400 3D printer gépen ezek az értékek: $x_{\max}=203$ mm, $y_{\max}=254$ mm, $z_{\max}=203$ mm. Ez a maximális térfogat, amelyben az építést el lehet végezni. A modellt skálázhatjuk, elforgathatjuk azért, hogy optimalizáljuk a építési időt, a szilárdságot és a hulladékeltávolítást. A normálvektor egy egységvektor és az origó az alapja. Ha a normálisok nincsenek megadva, akkor a legtöbb szoftver létrehozza őket a jobbsodrású rendszer szabálya alapján. Ha a normális információi nincsenek megadva, akkor az (x,y,z) értékeket 0.0 -nak kell megadni.

4.3. A „csúcstól-csúcsig” szabály

A leggyakoribb hiba egy STL fájlban, hogy nem teljesül a „csúcstól-csúcsig” szabály. Az STL specifikációk megkívánják, hogy az összes szomszédos háromszögnek legyen két közös csúcspontja. Ezt illusztrálja a 4. ábra. A bal oldali ábrán látható a legfelső háromszög, amely összesen négy csúcspontot tartalmaz. Az alsó két háromszög mindegyike tartalmaz egyet a pontok közül, valamint egy negyedik érvénytelen csúcspontot. Hogy ezt érvényessé tegyük a „csúcstól-csúcsig” szabály alapján a felső háromszöget meg kell osztani, mint a jobboldali ábrán is látszik.



5. ábra

A helytelen és a helyes testfelépítő-háromszög megadás

Napjaink CAD rendszerei közül, majdnem mindegyik képes STL fájl generálni. A felhasználó számára a folyamat gyakran egy egyszerű „save as” művelettel elvégezhető. Az összes esetben az STL fájl bináris fájlként exportálódik. Mint korábban említettük, ez időt és fajlméretet takarít meg.

4.4. Az STL fájl szeletelése

A következő lépésben egy előfeldolgozó program előkészíti az STL fájlt az építésre. Számos program áll rendelkezésre, és a legtöbb lehetőséget ad arra, hogy a felhasználó módosítsa a modell méretét, helyzetét és orientációját. Az építés orientációja több okból kifolyólag fontos. A gyorsprototípus tulajdonságai különbözőek a különböző koordináta irányokban. A prototípusok gyakran kisebb szilárdágúak és kevésbé pontosak a „z” (függőleges) irányban, mint az „x-y” síkban.

Ezek mellett az alkatrész orientációja befolyásolja a modell építéséhez szükséges időt. A legrövidebb méretet a „z”-irányba helyezve csökken a rétegek száma ezáltal kevesebb az építési idő. Az előfeldolgozó szoftver az STL-t rétegekre szeleteli 0,01-0,7 mm vastagságban az építési technológiától függően. A program egy segédstruktúrát is generálhat a modell alátámasztása érdekében. Az alátámasztások hasznosak az olyan kényes részletekre, mint a túlnyúlások, a belső üregek és a vékony falu keresztmetszetek. Minden egyes RP gép gyártó biztosítja, a saját előfeldolgozó szoftvertét. A tanszékünkön található 3D Printer a gyártó Z-PRINT szoftverét használja.

4.5. A modell felépítése rétegről-rétegre

A következő lépés az alkatrész tényleges felépítése. A számos RP technika egyikét használva a gépek „rétegről-rétegre” építenek polimerből, papírból vagy fémporból. A legtöbb gép teljesen automatikus, kevés emberi beavatkozást igényel.

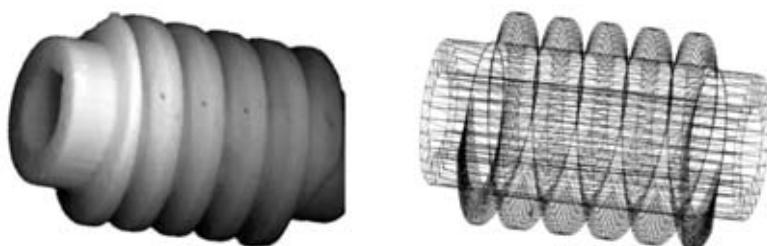
4.6. A tisztítás és utókezelés

A végső lépés az utókezelés. Ez magába foglalja a prototípus kivételét a gépből és a felesleges anyagok (por, papír), valamint az esetleges támaszok eltávolítását. Néhány fényérzékeny anyagnak szüksége van arra, hogy teljesen megkössön, mielőtt használhatnánk. A prototípusoknál szükséges lehet kisebb tisztítás és felületkezelés is. Homokszórás, tömítés és/vagy festés javítja a modell megjelenését és tartósságát.

5. Prototípusgyártás a Miskolci Egyetem Gépgyártástechnológiai Tanszékén

Tanszékünk, a Gépgyártástechnológiai Tanszék két társtanszékkel (Mechanikai-Technológiai Tanszék, Szerszámgépek Tanszéke) közösen 2002. december 6.-án vásárolta Z400 típusú 3D printer berendezését. Ezen projekt a Felsőoktatási Fejlesztési Alap támogatásával valósulhatott meg. A gép beszerzésében a budapesti székhelyű Varinex Rt. nyújtott segítséget.

A készülék meglehetősen nagy szenzációnak számít az egyetemen és a régióban, hiszen az országban ez volt a második ilyen technológiával működő berendezés. Megérkezése után két héttel már munkára is fogtuk a szerkezetet, Első modellünk egy ívelt profilú csiga volt, amelyet tanszékünk vezetője, Prof. Dudás Illés számára gyártottunk reprezentációs darabként.



6. ábra

A legyártott csiga alkatrész, és a geometriai modell

Ezután a gép beállítása céljából készítettünk egy ún. kalibráló kockát, amelyen lemérve a méreteket a készülék hibái ill. torzítása szoftveresen korrigálható volt.



7. ábra

Nyomatási beállítások a ZPRINT szoftverben

Ezután már kijelenthetjük, hogy méret és alakhelyes modelleket tudunk gyártani. Megrendelésre készítettünk még egy modellt, amely szintén reprezentációs célokat szolgál. A későbbiekben szeretnénk kamatoztatni a berendezés előnyeit mind az oktatás, mind a termelés területén. Tervezzük továbbá, hogy Prof. Dudás Illés szabadalma alapján elkészítünk egy komplett ívelt profilú csigahajtás modellt kutatási illetve oktatási célra. A csiga 3D modellje már készen van, a csigakerék végeselemes analizisét azonban még csak most végezzük, amelynek eredményei alapján meg tudjuk a modellt alkotni.

6. Konklúzió

A gyors prototípus gyártás és a geometriai modellezés egyaránt a jelen és a jövő technológiájának tekinthető, nem csak a műszaki, hanem az egyéb területek viszonylatában is. Gondoljunk az orvostudományra, ahol már napjainkban is alkalmazzák ezen módszereket anatómiai modellezésre. De tekinthetjük s művészeteket is, ahol terjedőben van az „antik” darabok modellezése, illetve a gyors 3D szobrok készítése a polaroid képek analógiájára.

Tehát mindenképpen óriási lehetőség van ezen technológiák előtt, és csak rajtunk múlik, hogy mit valósítunk meg ezek közül. És közben nem szabad elfelejtenünk, hogy noha a 3D modellezésnek van létjogosultsága az RP nélkül is, az RP technológia nem értelmezhető nélküle, tehát nincs prototípusgyártás modell nélkül. Ezért sosem szabad az RP-ről beszélni 3D modellezés nélkül.

7. Irodalomjegyzék

- [1] DUDÁS, I.: *Production Engineering I. and II. Bases of Production Engineering*, University handbook, Miskolc University Press, 2000.
- [2] DUDÁS I.: *The Theory and Practice of Worm Drives*. Penton Press, London, 2000
- [3] TÓTH G., FELHŐ CS.: *Application of Geometrical Models at RP Procedures*, microCAD 2003 International Scientific Conference, 6-7 March 2003, Section M: Production Engineering, Manufacturing Systems, University of Miskolc, Hungary, pp.:215-219
- [4] SÁNDOR T., NAGY M.K., TÓTH G., SZENTESI A., FELHŐ CS.: *Geometrical modelling techniques for rapid prototyping methods*, microCAD 2003 International Scientific Conference, 6-7 March 2003, Section M: Production Engineering, Manufacturing Systems, University of Miskolc, Hungary, pp.:179-184

Teherautó alváz végeselemes analízise, tömegcsökkentés lehetőségének vizsgálata

FINITE ELEMENT ANALYSIS OF A TRUCK CHASSIS WITH WEIGHT SAVING IN FOCUS

Dúl Róbert

University of Miskolc, Department of Materials Handling and Logistics

Abstract

The analysis of a beverage truck chassis was initiated by the need for lighter vehicles. In the finite element software the whole steel chassis structure and the aluminium body were modelled. Six different loading cases were applied on the structure. Based on the results design changes were made and 70 kg weight was saved.

Összefoglaló

Az italszállításra tervezett teherautó alvázak vizsgálatát a könnyebb járművek iránti igény indította el. A végeselemes szoftverben a teljes acél alvázat és hozzá kapcsolódó alumínium felépítményt is modelleztük. A geometriát hat különböző terhelésnek vetettük alá. Az analízis eredményeinek figyelembe vételével változtattunk a szerkezet kialakításán és a tömegét 70 kg-mal csökkentettük.

1. Introduction

The ALCOA-Kofem Truck Body production line has a very good reputation on the market when custom made full aluminum truck bodies are in question. Customers of ALCOA - mainly the big beverage companies who use trucks to distribute products like soft drinks, mineral water or beer – have the continuous need for lighter and even more reliable vehicles.

To face this challenge the company initiated a finite element analysis – concentrating on the truck with the biggest payload, a Mercedes-Benz Atego 1823 with almost 12 tons of payload – to figure out the critical points of the structure and explore the possibilities of saving weight. To give recommendations for design changes were also requirement in order to reduce the number of critical points.

2. Welded Chassis Structure

Reduced “dead” weight (own weight of the chassis and the truck body) is not the only need a truck must fulfil. Together with the payload the ease of loading is a very important issue. In the main depot trucks are loaded with forklift, but on the route the driver has to unload several heavy bottle-cases or even barrels on his own. This is why the original MB chassis must be modified. It means, that the original main frame rail - usually a C-sectioned steel girder made of high strength steel alloys– is cut and a drop frame rail is welded to it to make the loading height (the distance between the payload and the ground) smaller. The pictures below show the original and the modified chassis (Figure 1. and Figure 2.).



Figure 1.
Original main frame rail

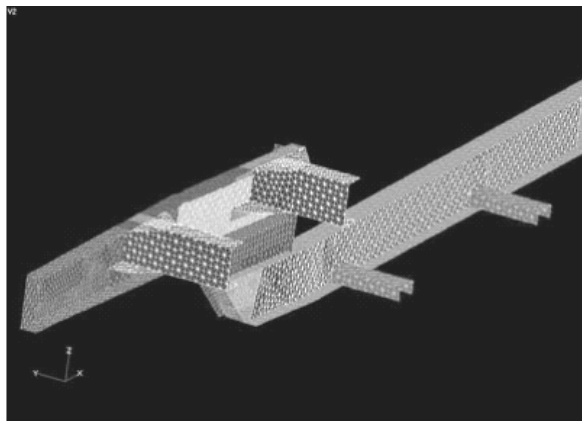


Figure 2.
Modified main frame rail

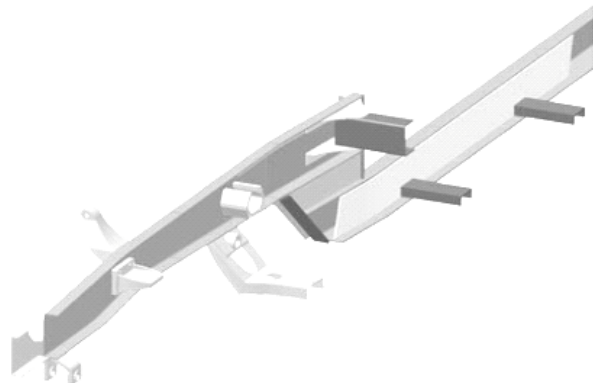
3. Finite Element Analysis

The first step in this linear static analysis was the construction of the chassis geometry with a CAD software, to create a 3D model as detailed as possible for the FEA software MSC Nastran for Windows. The 3D surfaces of the chassis were imported into the Nastran where the mesh, made of quadratic elements, was developed. To obtain an ideal finite element model, material thicknesses had to be modelled carefully because this factor determines the average element size. The well determined average size, which was set to 40 units in our case, ensures a "neat" element structure which is the key to the exact results. Since we supposed the structure will remain in the linear static state the yield strength did not play role in the material properties but its magnitude is important for the result evaluation. $E=2.1 \cdot 10^5$ MPa and Poisson's ratio was set to 0.3 for steel.

Surface elements with appropriate thickness were used for the longitudinal main frames, for the cross-members and for the leaf springs as well but the engine, gearbox and radiator holders, brackets of the suspension were modelled as solids because of their complexity. Figure 2. shows half side of the detailed chassis model.



Chassis geometry in the FEA software



Chassis geometry in the CAD system

Figure 3.

Since the aluminium body and the chassis interact under load the effect of the body geometry was also taken into account. The complete finite element structure is shown on Figure 4.

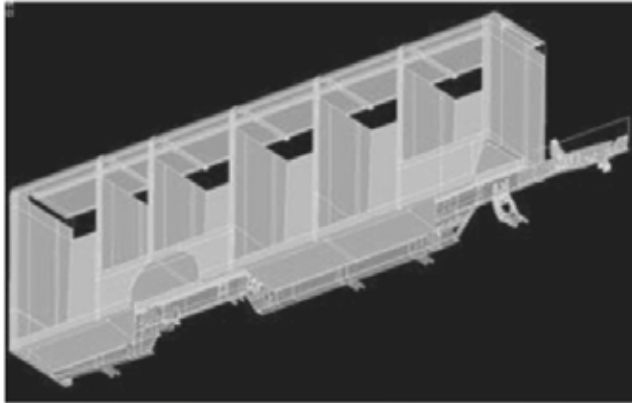


Figure 4.
The completed structure

Special care was taken when modelling the fix and flexible connection elements between the body and chassis. There are 3 pairs of fix connections, one is at the end of the chassis, one is behind and one is before the rear axle. The flexible connection at the front of the chassis has a pre-stressed helical spring to allow the front part of the steel chassis to be relatively independent from the body.

4. Loading Cases

In this analysis six different static loading cases were considered.

1. The payload is 11300 kg for a vehicle of this type. The payload, i.e. pallets with bottle cases or barrels, is a uniformly distributed load on the surface of the truck body floor which load makes the chassis and the body *bend*.

2. It happens quite often that the truck runs into a hole of the road or stands on the curb with one of its wheels. This seriously affects the structure because the asymmetric vertical position of the rear or front axle makes the fully loaded truck *twist*.

	direction x	direction y	direction z
3. <i>acceleration</i>	0.5g		1g
4. <i>braking</i>	1g		1g
5. <i>cornering</i>		0.5g	1g
6. <i>braking+cornering</i>	1g	0.5g	1g

When the driver accelerates, uses the brake in an emergency situation, drives in a corner or the combination of the last two happens, the forces acting on the truck can be described on the following manner in absolute value:

Table 1. Values of loads in different driving situations

The 1g value in *direction z* stands for the effect of gravity. The g values given in the table above are standards for a vehicle of this kind X axis is parallel with the longitudinal axis of the truck and shows towards the front.

5. Results

The maximum value of the local stress – derived from *bending* - was 156 MPa at the front in the lower flange of the original chassis main rail (see Fig. 6.). This is the place where the front of the body is. The higher stress was the result of the fact the body was much more rigid than the chassis and the front of the body pushes the chassis main frame down. According to our assumptions the flexible connection had significant effect on the chassis. Since this type of connection allows the body move independently, the sharp corner between the drop frame rail and the vertical gusset did not turn out to be a dangerous. There is one location which needs to be redesigned although the stresses do not reach the critical magnitude. Fig. 7 shows the redesigned steel structure with modified front gusset to provide a continuous and smooth transition between the two cross-sections.

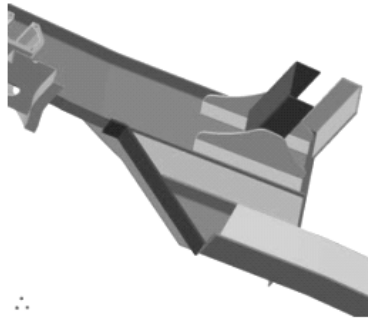


Figure 5.
Original structure

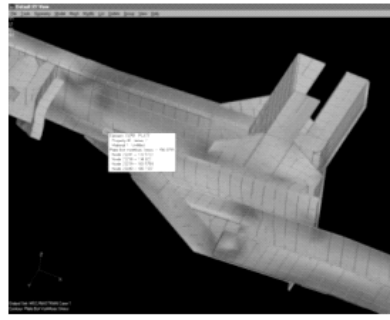


Figure 6.
Results of FEA

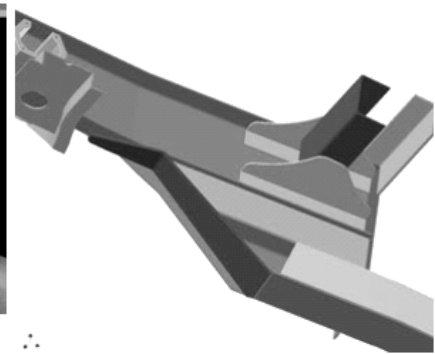


Figure 7.
Redesigned structure

In our analysis the effect of asymmetric vertical position of both the first and rear axle was examined. It was presumed that in the first *twisting* case the road side of the front axle was lifted to its highest position. The same was made with the rear axle so it was possible to compare the two kinds of twisting. In both cases the maximal stress occurred right at the front of the truck body, at the same place where the stress maximum was when the structure was in bending. The difference between the two twisting cases is that the position of stress maximum switches from one side of the chassis frame to the other. These cases also showed how important it is to allow some flexibility at the front of the chassis – body connections (Fig.10).

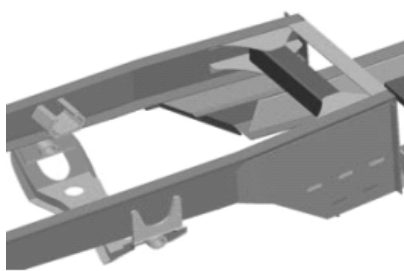


Figure 8.
Front of chassis

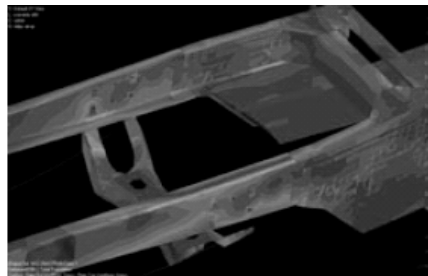


Figure 9.
Lifting of front axle

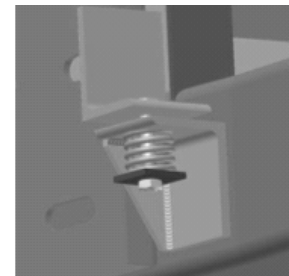


Figure 10.
Flexible connection

Stress distribution of *braking* and *accelerating* looks very similar to the one that can be seen on Fig. 9., apart from the fact that these resulted in symmetrical stresses in both frame rails. *Cornering* and *braking plus cornering* have quite different stress distributions. Large stresses occur at the places of leaf spring brackets, the stress maximum is at the front bracket of the rear spring. Brackets of stabilizer rods also convey large loads to the rear chassis frame. Braking plus cornering revealed two points of the structure to where other cases did not place much load (arrows on Fig 12.). At the C-sectioned cross-member a horizontal gusset was applied to distribute the load better and the vertical gusset was left out of the structure since the rear cross member of the chassis was close enough (see Fig 13.).

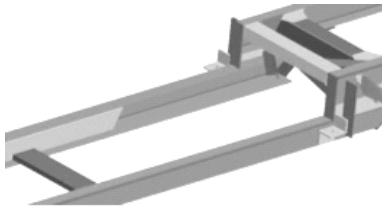


Figure 11.
Original structure

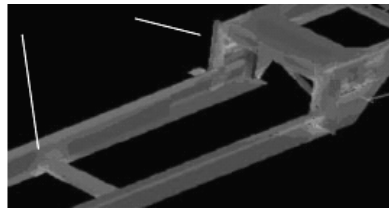


Figure 12.
Results of FEA

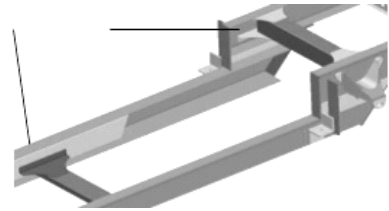


Figure 13.
Redesigned structure

6. Conclusions

Evaluating the results made clear that major stresses came from bending and twisting the chassis, the flexible connection between the body and chassis played very important role in the interaction of the two structures. Some design changes were also necessary to provide smooth cross section transitions. The analysis showed that the material thickness of main and rear drop frame rails can be reduced from 10 mm to 7 which made 70kg – approximately 16% - weight saving possible.

7. Acknowledgements

For this analysis the software and knowledge of finite element modelling was provided by Zsolt Toth (VARINEX Inc.). This project would not have been successful without his expertise.

A szálerősítő réteg vastagságának hatása hengeres görgők érintkezési és tönkremeneteli viszonyaira

THE INFLUENCE OF THE THICKNESS OF FIBRE REINFORCEMENT ON THE CONTACT AND FAILURE BEHAVIOR OF CYLINDRICAL ROLLERS

Dr. habil. Égert János¹, Dr. Égertné dr. Molnár Éva²

Széchenyi István Egyetem,

¹Általános Gépészeti Tanszék, ²Informatikai Tanszék

Abstract

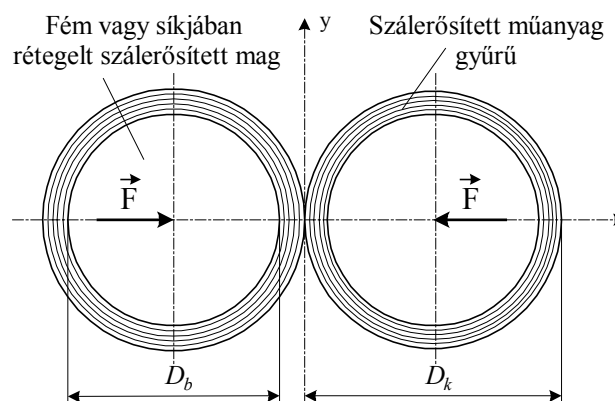
This paper deals with the frictionless contact problem of fibre reinforced cylindrical rollers. After the formulation the problem, the mechanical modelling of fibre reinforcement is shown. An iterative finite element algorithm is applied for solving the unilateral contact problem. The influence of reinforcement is investigated for several metallic and laminate core of the roller. An „optimal” layer thickness is found on the basis of the Tsai-Wu failure criterion.

1. Bevezetés

Gépalkatrészeknél elsősorban súly(tömeg)megtakarítási okból alkalmaznak a hagyományos fém szerkezeti anyagok helyett szálerősített műanyagokat. Az alkatrészek üzemszerű működése során azonban legtöbbször felületi érintkezés lép fel, amelynél jelentős feszültség koncentráció jöhet létre. Ezért fontos annak vizsgálata, hogy a szálerősített műanyagok alkalmazása hogyan befolyásolja az érintkezési tartomány szilárdságtani viszonyait. Jelen cikk előtanulmány felületükön szálerősített műanyagból készülő fogaskerek kialakításához.

2. A feladat megfogalmazása, mechanikai és végelem modellezési kérdések

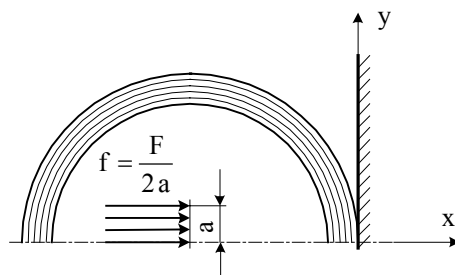
A vizsgált feladat az 1. ábrán látható. Két azonos külső átmérőjű, felülete mentén szálerősített görgőt nyomunk össze $F=100\text{ kN}$ erővel. Az érintkező felületeket simának tekintjük. A görgők vastagsága $t=16\text{ mm}$, a külső átmérőjük $D_k=240\text{ mm}$ állandó és magátmérőjük hét lépcsőben változik: $D_b=240, 220, 200, 180, 160, 140, 120\text{ mm}$. Mindkét görgő két részből áll: egy izotróp anyagi tulajdonságú magból és egy szálerősített ortotróp gyűrűből.



1. ábra

Mag anyagként három változatot, acélt, alumíniumot és síkjában rétegelt szálerősített műanyagot alkalmaztunk. A rétegelt szálerősített műanyag $[0^\circ / 90^\circ / +45^\circ / -45^\circ]_s$ elrendezésű és a gyűrű radiális vastagsága a $d_k = (D_k - D_b) / 2$ összefüggéssel értelmezhető. A gyűrű anyag minden esetben szénszál erősítésű műanyag.

Mivel a görgők t vastagsága lényegesen kisebb a külső átmérőnél, ezért a probléma mechanikai szempontból általánosított síkfeszültségi feladatnak tekinthető. A kitűzött feladat az x és y tengelyre nézve kettős tengelyszimmetriát mutat, ezért a végelem számításokhoz a 2. ábrán látható modell használható: egy fél görgő, amelyet $F/2$ erő nyom egy merev laphoz.



2. ábra

Az $F/2$ erőt az a hosszon osztottuk el annak érdekében, hogy az erő támadáspontjánál ne keletkezzen olyan feszültségcsúcs, amely megzavarja az érintkezési zóna viszonyait. Az ábrán látható számítási modellnél peremfeltételek előírásával kell biztosítani, hogy a görgő x tengelyre eső pontjai az alakváltozás során is a tengelyen maradjanak.

A mag anyaga minden esetben izotróp anyagmodellel írható le. A számításokhoz szükséges anyag és szilárdsági jellemzőket az 1. táblázat tartalmazza.

1. táblázat

Anyag	ρ [kg/m ³]	E [GPa]	ν [-]	σ_F [GPa]	σ_B [GPa]
Acél	7860	200	0,32	1180	1400
Alumínium	2800	75	0,33	260	530
Rétegelt	1600	20	0,30	-	1260

A görgő külső gyűrűje tekercseléssel szálerősített, amely jó közelítéssel egyirányú szálerősítésnek tekinthető. Az egy irányban szálerősített anyagok viselkedése az [1] és [2] szakirodalom szerint makroszkópikus értelemben ortotróp anyagtörvénnyel írható le. Az ortotróp anyagtörvény általánosított sík feszültségi állapot esetén az alábbi alakú:

$$\varepsilon_{\parallel} = \frac{I}{E_{\parallel}} \sigma_{\parallel} - \frac{\nu_{\perp\parallel}}{E_{\perp}} \sigma_{\perp}, \quad \varepsilon_{\perp} = -\frac{\nu_{\parallel\perp}}{E_{\parallel}} \sigma_{\parallel} + \frac{I}{E_{\perp}} \sigma_{\perp}, \quad \gamma_{\parallel\perp} = \frac{I}{G_{\parallel\perp}} \tau_{\parallel\perp}. \quad (1)$$

Sík feszültségi állapotnál fellép egy síkra merőleges fajlagos nyúlás is, amely a síkba eső normál-feszültségekkel, illetve a síkba eső nyúlásokkal kifejezhető:

$$\varepsilon_n = -\frac{\nu_{\parallel n}}{E_{\parallel}} \sigma_{\parallel} - \frac{\nu_{\perp n}}{E_{\perp}} \sigma_{\perp} = -\frac{\nu_{\parallel n} + \nu_{\perp n} \nu_{\perp\parallel}}{I - \nu_{\parallel\perp} \nu_{\perp\parallel}} \varepsilon_{\parallel} - \frac{\nu_{\perp\parallel} + \nu_{\parallel n} \nu_{\perp\perp}}{I - \nu_{\parallel\perp} \nu_{\perp\perp}} \varepsilon_{\perp}. \quad (2)$$

Az (1), (2) egyenletekben szereplő Poisson tényezők nem függetlenek egymástól. Energia okokból fennáll az alábbi összefüggés:

$$\frac{\nu_{\perp\parallel}}{E_{\parallel}} = \frac{\nu_{\parallel\perp}}{E_{\perp}}. \quad (3)$$

A makroszkópikus értelemben azt jelenti, hogy az (1) és (2) egyenletekben szereplő alakváltozások és feszültségek nem a szálak, vagy az őket körülvevő mátrixanyag állapotát jellemzik, hanem a kompozit anyag egy olyan meghatározott tartományát, amely elegendően sok szálat tartalmaz.

Izotróp anyagok tönkremenetelének jelzésére a *Huber- -Mises – Hencky* kritérium alkalmazása a leginkább elterjedt:

$$\frac{1}{2} \left(\frac{1}{\sigma_F} \right)^2 \left[(\sigma_I - \sigma_{II})^2 + (\sigma_{II} - \sigma_{III})^2 + (\sigma_I - \sigma_{III})^2 \right] \leq 1. \quad (4)$$

Szálerősített műanyagok tönkremenetelére nézve a *Tsai – Wu* kritériumtól várhatók megbízható eredmények:

$$\frac{\sigma_{\parallel}^2}{\sigma_{H\parallel} \sigma_{D\parallel}} + \frac{\sigma_{\perp}^2}{\sigma_{H\perp} \sigma_{D\perp}} - \frac{\sigma_{\parallel} \sigma_{\perp}}{\sqrt{\sigma_{H\parallel} \sigma_{D\parallel} \sigma_{H\perp} \sigma_{D\perp}}} + \frac{\tau_{\parallel\perp}^2}{\tau_{S\parallel\perp}} + \left(\frac{1}{\sigma_{H\parallel}} - \frac{1}{\sigma_{D\parallel}} \right) \sigma_{\parallel} + \left(\frac{1}{\sigma_{H\perp}} - \frac{1}{\sigma_{D\perp}} \right) \sigma_{\perp} \leq 1. \quad (5)$$

A 2. táblázat a szálerősített anyag ρ tömegsűrűségét, a szilárdságtani számításokhoz szükséges

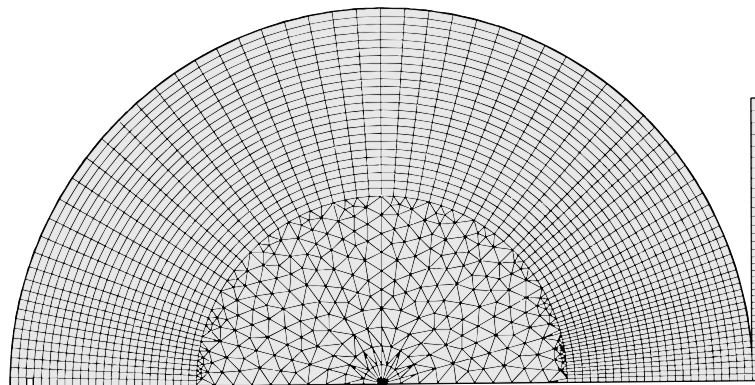
$E_{\parallel}$, $E_{\perp}$, $\nu_{\perp\parallel}$, $G_{\parallel\perp}$ anyagjellemzőket és az (5) tönkremeneteli kritériumhoz szükséges

$\sigma_{H\parallel}$, $\sigma_{D\parallel}$, $\sigma_{H\perp}$, $\sigma_{D\perp}$, $\tau_{S\parallel\perp}$ szilárdsági jellemzőket tartalmazza.

2. táblázat

ρ [kg/m ³]	$E_{\parallel}$ [GPa]	$E_{\perp}$ [GPa]	$\nu_{\perp\parallel}$ [-]	$G_{\parallel\perp}$ [GPa]	$\sigma_{H\parallel}$ [MPa]	$\sigma_{D\parallel}$ [MPa]	$\sigma_{H\perp}$ [MPa]	$\sigma_{D\perp}$ [MPa]	$\tau_{S\parallel\perp}$ [GPa]
1640	138	9	0,28	7	1600	1260	50	260	120

A feladat megoldását a SYSWORLD 2000 végeelem programrendszer felhasználásával végeztük el. A végeelem felosztást (3. ábra) úgy alakítottuk ki, hogy az tartalmazza az összes lehetséges gyűrűvastagság változatot. Ez tette lehetővé, hogy a feladatot egyetlen felosztás felhasználásával, az egyes gyűrű résztartományok anyagjellemzőinek megváltoztatásával tudjuk megoldani.



3. ábra

Az x tengely menti szimmetria peremfeltételt úgy biztosítottuk, hogy minden csomópontban $u_y = 0$ előírást adtunk meg. A merev lapot modellező végelem sáv merevségét úgy biztosítottuk, hogy a bal oldali peremének minden csomópontjában $u_x = u_y = 0$ peremfeltételt írtunk elő.

3. A vizsgált konstrukciós változatok, végelem számítási eredmények

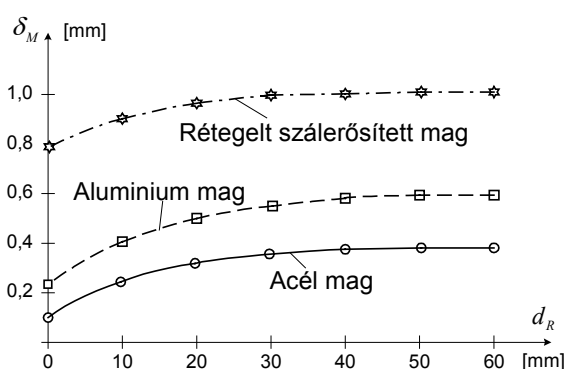
A 2. pontban kitűzött feladatot három maganyagra: acél, alumínium, síkjában rétegelt kompozit és mindhárom mag esetén hét gyűrűvastagságra, azaz összesen 21 számítási változatban oldottuk meg. A 3. táblázat a súly(tömeg)megtakarítást szemlélteti a vizsgált konstrukciós változatokra.

A táblázatból látható, hogy pl. egy alumínium magú, $D_b = 200 \text{ mm}$ -es szálerősítést tartalmazó görgőnek a súlya (tömege) az acélgörgő súlyának 31%-a. A táblázatból az is látható, hogy a szálerősített gyűrű alkalmazása csak az acél és alumínium mag esetén jelent súlymegtakarítást.

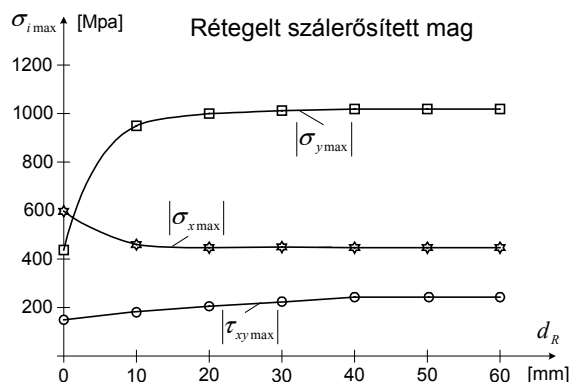
3. táblázat

Magátmérő D_b [mm]	Acélmag [-]	Alumíniummag [-]	Rétegelt kompozit mag [-]
240	1,00	0,36	0,20
220	0,87	0,33	0,20
200	0,76	0,31	0,21
180	0,65	0,29	0,21
160	0,56	0,27	0,21
140	0,48	0,26	0,21
120	0,40	0,25	0,21

A 4. és 5. ábrák a kontaktzónában kialakuló viszonyokat szemléltetik. A 4.a ábra a görgők középpontjának a közeledését mutatja a gyűrűvastagság függvényében, amely jó közelítéssel a kontaktzónában bekövetkező benyomódással egyenlő. Ebből az látható, hogy – különösen az acél és az alumínium mag esetén – jelentős radiális merevség változás következik be. A rétegelt szálerősített magú görgő radiális merevsége kezdettől fogva lényegesen kisebb, mint a másik két görgő változaté.



(a)



(b)

4. ábra

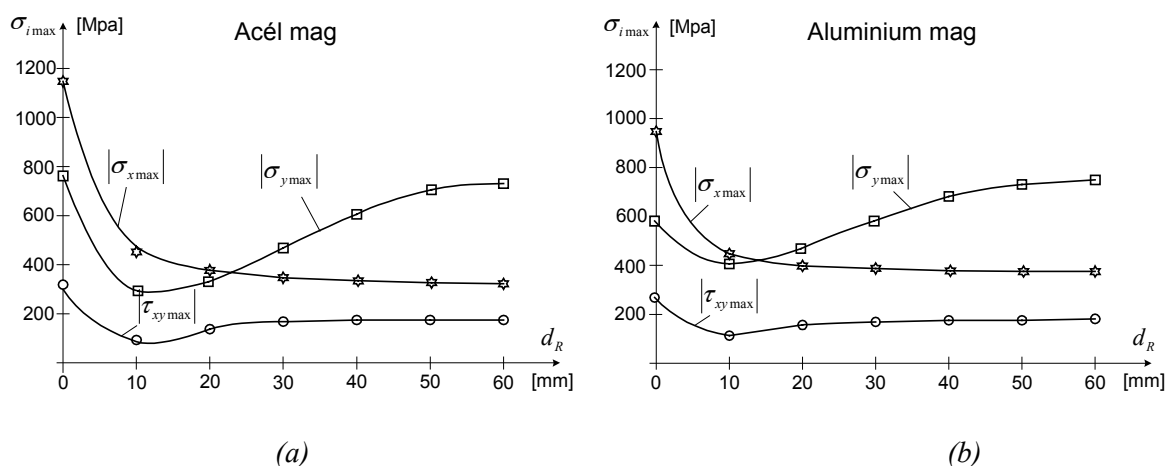
A 4.b és 5. ábrán a kontaktzónában fellépő maximális feszültség koordináták gyűrűvastagságtól történő függése látható. A kontakt tartományban valamennyi feszültség koordináta negatív, a diagramok abszolút értékeinek maximumát szemléltetik.

Síkjában rétegelt, szálerősített magú görgők esetén ezek a maximális feszültség koordináta értékek csak kis mértékben függenek az egy irányban szálerősített gyűrű vastagságától (4.a ábra). Ez alól kivételt csak a 10 mm alatti gyűrűvastagsági tartomány képez.

A feszültségi görbék lefutása a fém magú görgők esetén azonos jellegű (5. ábra). Mindkét esetben a $|\tau_{xy \max}|$ nyírófeszültség a legkisebb érték és ez nem is változik jelentősebb mértékben. A $|\sigma_{x \max}|$ a kontaktnyomás maximumának felel meg. A kontaktnyomás maximum mindkét esetben – de különösen az acél mag esetén – a kisebb rétegvastagságok esetén drasztikusan csökken, majd a nagyobb rétegvastagságoknál egy lényegesen kisebb értéken stabilizálódik.

A $|\sigma_{y \max}|$ szálirányú normál feszültség a kis rétegvastagságoknál bekövetkező csökkenés után olyan mértékben megnövekszik, hogy az alumínium magnál meghaladja a kiindulási értéket is. Az 5. ábrán az is látható, hogy izotróp anyagú kontaktzóna ($d_R = 0$) esetén a kontaktnyomás, míg nagyobb vastagságú, tangenciálisan egy irányban szálerősített kontaktzóna esetén a szálirányú normál feszültség koordináta a domináns.

A szálirányú nagy nyomófeszültségek kialakulása a kontaktzónában igen kedvezőtlen, mert a száalnak a görgő síkjára merőleges kihajlását okozhatja. A radiális irányú kihajlás azért nem lehetséges, mert ennek kialakulását a kontaktzónában ébredő nagy radiális nyomófeszültségek megakadályozzák. Ennek a kedvezőtlen jelenségnek a kialakulását segíti elő a kontaktzónában fellépő, (2) összefüggésből számítható pozitív, síkra merőleges ε_n fajlagos nyúlás is. A kihajlási veszély a körkörös futó szálerősítés előfeszítésével csökkenthető.



5. ábra

A 4. táblázat a (4) és (5) tönkremeneteli kritériumok bal oldalának kontaktzónabeli maximális értékeit foglalja össze. Az izotróp esetben ($D_b = 240$ mm) a (4) Huber-Mises-Hencky-féle kritériumot használtuk az 1. táblázat szilárdsági jellemzőivel, míg a szálerősített esetekben ($D_b = 220 - 120$ mm) a Tsai-Wu kritériumot a 2. táblázat szilárdsági jellemzőivel.

4. táblázat

Magátmérő D_b [mm]	Acélmag [-]	Alumíniummag [-]	Rétegelt kompozit mag [-]
240	0,947	3,238	0,248
220	-0,429	0,136	7,234
200	-0,116	0,339	7,351
180	0,996	0,627	7,486
160	1,926	1,735	7,603

140	2,553	2,841	7,782
120	2,880	3,682	7,831

A szálerősített esetekben a kritérium maximális értéke mindig az egy irányban szálerősített gyűrűben lép fel, tehát az érintkezés hatása a gyűrűre lokalizálódik.

A 4. táblázat eredményeiből látható, hogy az egyirányú szálerősítés a rétegelt kompozit mag esetén egyértelműen kedvezőtlen. A fémmagok alkalmazása esetén teljesen más viszonyok alakulnak ki. A acél görgő a terhelést el tudja viselni. Ez a helyzet a kisebb szálerősített gyűrűvastagságoknál ($D_b = 220 - 180 \text{ mm}$) nem változik. Nagyobb gyűrű vastagságoknál ($D_b = 160 - 120 \text{ mm}$) azonban a görgő a kritérium szerint tönkremegy. Az alumínium görgő az adott terhelés elviselésére képtelen. Kisebb gyűrűvastagságoknál ($D_b = 220 - 180 \text{ mm}$) azonban a görgő visszanyeri teherviselő képességét, amelyet az acél magú görgőhöz hasonlóan csak nagyobb gyűrűvastagságok esetén veszít el.

Megállapítható tehát, hogy a vizsgált fém magok esetén a körkörös szálerősített műanyag gyűrű alkalmazása nemcsak tömeg megtakarítást eredményez, hanem szilárdságtani szempontból is kedvező.

4. Összegzés

Az előadásban két, felületükön körkörös szálerősített gyűrűvel könnyített görgő súrlódásmentes érintkezési feladatának megoldását mutattuk be 21 gyűrűvastagság változatra. A szálerősített műanyag gyűrű alkalmazására tömeg/súly megtakarítási okból került sor. Kimutattuk, hogy ez a megoldás nemcsak jelentős tömeg megtakarításhoz vezet, hanem alapvetően megváltoztatja az érintkezési zónában kialakuló szilárdságtani állapotokat. A görgők radiális merevsége csökken és a $|\sigma_{y \max}|$ tangenciális normál feszültségek válnak dominánssá. Azt tapasztaltuk, hogy saját síkjában rétegelt mag esetén a körkörös szálerősített gyűrű alkalmazása kedvezőtlen. Acél és alumínium mag esetén van egy „optimális gyűrűvastagság”, amelynél a kontaktzónában kedvező szilárdságtani viszonyok alakulnak ki.

5. Irodalom

- [1] Altenbach, H. – Altenbach, J. – Rikards, R.: Einführung in die Mechanik der Laminat- und Sandwichtragwerke. Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Stuttgart, (1996)
- [2] Matthews, F.L. – Davies, G.A.S.O. – Hitchings, D. – Soutis, C.: Finite element modelling of composite materials and structures. Woodhead Publ. Ltd., Cambridge, (2000)
- [3] Égert J.: Comparison of some contact elements and iterative algorithms for the solution of frictionless contact problems. Journal Computational and Applied Mechanics, Vol. 1., No. 1., (2000) pp. 23-36.
- [4] User's Guide of SYSWORLD 2000 Finite Analysis System, ESI Group, France, (2000)

Fokozat nélküli hajtóművek vizsgálata és optimalizálási lehetőségei

OPTIMIZATION POSSIBILITIES AND INVESTIGATION OF CVT

Farkas Zsolt

Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem,
Gépészmérnöki Kar, Gépszerkezettani Intézet

1. Abstract

The tractor transmission system has been changed from the single sliding gear type to electro hydraulic then to power shift and finally to CVT type. The analysis of a transmission system in a tractor is a difficult, time-consuming and expensive task. Nowadays computer simulation is a really efficient tool for the analysis of a new development or an existing machine. This paper summarizes the levels and the process of simulation analysis of a transmission system. The way to enlarge a CVT analysis for the complete drive train is demonstrated, our final aim is to develop a simulation model of CVT to manage the tractor-implement matching.

2. Összefoglalás

Napjainkban, a nagyteljesítményű erőgépekben az egyszerű toló-fogaskerekes váltókon túl a bonyolultabb elektrohidraulikus vezérlésű, terhelés alatt kapcsolható hajtóművek mellett megtalálhatók már a fokozat nélküli hajtóművek is, melyek alkalmazása a mezőgazdaság számára rengeteg előnyrel járhat. Rövid történelmi áttekintés után bemutatjuk a megvalósítható lehetőségeket, majd osztályozzuk a *Fendt*, a *Claas*, a *Steyr*, a *ZF*, a *John Deere* fokozat nélküli hidrosztatikus teljesítmény elágazásos váltókat. A hajtásrendszer vizsgálati szintjeinek feltárása után bemutatjuk a szimulációs vizsgálat folyamatát, számítógépes programháttérét. A szimulációs módszer segítségével egy hidrosztatikus teljesítmény elágazásos fokozat nélküli váltó vizsgálatát kiterjesztjük a komplett hajtáslánc vizsgálati szintjére. Ezzel a módszerrel lehetőség nyílik a teljes hajtáslánc adott célfüggvény szerinti optimalizálására. Zárásként rámutatunk, milyen előnyök származhatnak ebből erőgép-munkagép kapcsolat szinten.

3. Bevezetés

A fix fokozatú hajtóművekben az egyes fokozatok – egy adott feladat elvégzésére – ritkán vannak optimálisan meghatározva, amely a munkaminőség romlása mellett gyakran gazdaságossági- és idővesztést von maga után. A fent említett problémák megoldhatók fokozat nélküli váltóművek alkalmazásával. A traktorüzemben alkalmazható fokozat nélküli váltók [1] lehetnek a teljes tartományban-, ill. sebességcsoportonként fokozat nélkül kapcsolhatók. Ezek kialakításuknak megfelelően mechanikus, hidrosztatikus, hidrodinamikus ill. ezek kombinációi. Ezek a váltók hatásfok tekintetében elmaradnak a fix fokozatú hajtóművekhez képest.

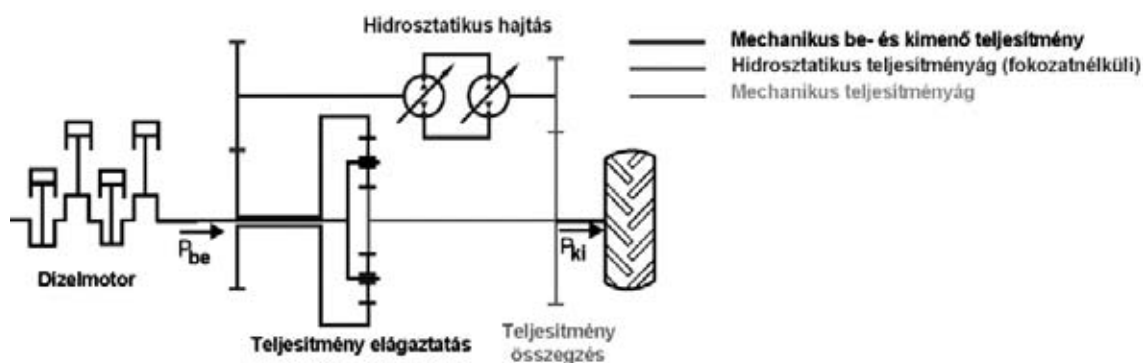
A hidrosztatikus hajtóművek hatásfokának javítása céljából dolgozta ki **Jarchow** 1989-ben a sebességcsoportonként fokozat nélkül kapcsolható, teljesítmény elágazásos váltóművét. **Jarchow** elképzelésével azonos megoldást már 1986-ban megvalósították a magyar **VARI-TRAK 4x4** traktorban. Ezekben a váltókban az alap-sebességfokozatok tisztán mechanikus erőátvitelt biztosítanak, s ezek a fokozatok hidrosztatikus ráségitéssel fokozatmentesen gyorsíthatók, vagy lassíthatók úgy, hogy a szomszédos sebességfokozatok éppen átfedik egymást.

Az 1995-ös év végén mutatta be a *Fendt* a 260 lóerős **Favorit 926**-ot a teljes sebességtartományban fokozat nélküli „Vario” hajtóművel [3]. A gyakorlat számára ez egy forradalmi áttörésnek számított. Jóllehet a *Müncheneri Műszaki Egyetem* már korábban foglalkozott mechanikus, láncos variátorral felszerelt traktorral, illetve az **IHC** is a „Hydro” –val a fokozat nélküli hajtástechnikán, mégis a gyakorlatra ezek a fejlesztések kevés hatással voltak. Ezt a szemléletet először a „Vario” változtatta

meg, a mechanikus és a hidrosztatikus erőátadás kombinálásával (teljesítmény elágazásos, „Power Split” hajtás). Amióta a gyakorlat számára is nyilvánvaló vált, hogy a fokozat nélküli hajtás elfogadható veszteségekkel is megvalósítható, nem volt visszaút. A **Fendt** után megalkotta a **Claas** a „HM8”, a **Case-Steir** az „S-Matic” és a **ZF, John Deere** pedig az „Eccom” névvel jelzett sebességsoportonként fokozat nélküli hajtóművet [3].

3. A teljesítmény elágazásos fokozat nélküli váltó működési elve

A teljesítmény elágazásos hajtás (1. ábra) középpontjában egy bolygómű áll. A bolygómű fogaskerekei állandó kapcsolatban vannak, és terhelés alatt, váltás nélkül elérhető a napkerék különböző sebessége illetve forgásiránya a bolygókerekeket tartó kar szögsebességének, vagy a gyűrűkerék szögsebességének ill. forgásirányának változtatásával. A teljesítmény a bolygómű után a fokozat nélküli hidrosztatikus- és a fokozat nélküli mechanikus ágon halad tovább, melyek a teljesítmény összegzése után jutnak a kerekhez.



1. ábra

Teljesítmény elágazásos fokozat nélküli sebességváltó felépítése

4. Hajtásrendszer vizsgálata

Egy erőgép hajtásrendszerének vizsgálatát szántóföldi-, illetve mérőpados módszerekkel hajthatjuk végre. Hagyományos módon ezek a vizsgálatok méréseken alapulnak, melyek kiterjednek a hajtásrendszer vizsgálatának minden szintjére (2. ábra). A méréseken alapuló vizsgálati módszer végrehajtása legtöbb esetben időigényes, költséges folyamat, melyhez sokszor bonyolult, drága, csak az adott vizsgálat elvégzésére használható mérőműszer szükséges. Az eredmény függ a mérőműszer pontosságától, továbbá a mérési folyamatot zavaró tényezőktől.

A szimulációs vizsgálati módszer, a számítástechnika és a szimulációs eljárások fejlődésének hatására, az egyes hajtáskomponensek vizsgálatán túlmenően már kiterjeszthető a hajtásrendszer vizsgálatának minden szintjére (2. ábra). A vizsgálat eredményeinek pontossága tervezhető, de azok nagymértékben függenek a létrehozott modell jóságától. A szimulációs vizsgálati módszer a számítógép- és a szimulációs programok univerzális használhatóságával egyéb vizsgálatokra is kiterjeszthető, így a vizsgálatok komplexitásán túlmenően jelentős költségmegtakarítást érhetünk el. Ez a vizsgálati módszer a mérési módszertől eltérően már alkalmas a vizsgált folyamat optimalizálására.



2. ábra
Hajtásrendszer vizsgálata

4. A szimuláció folyamata

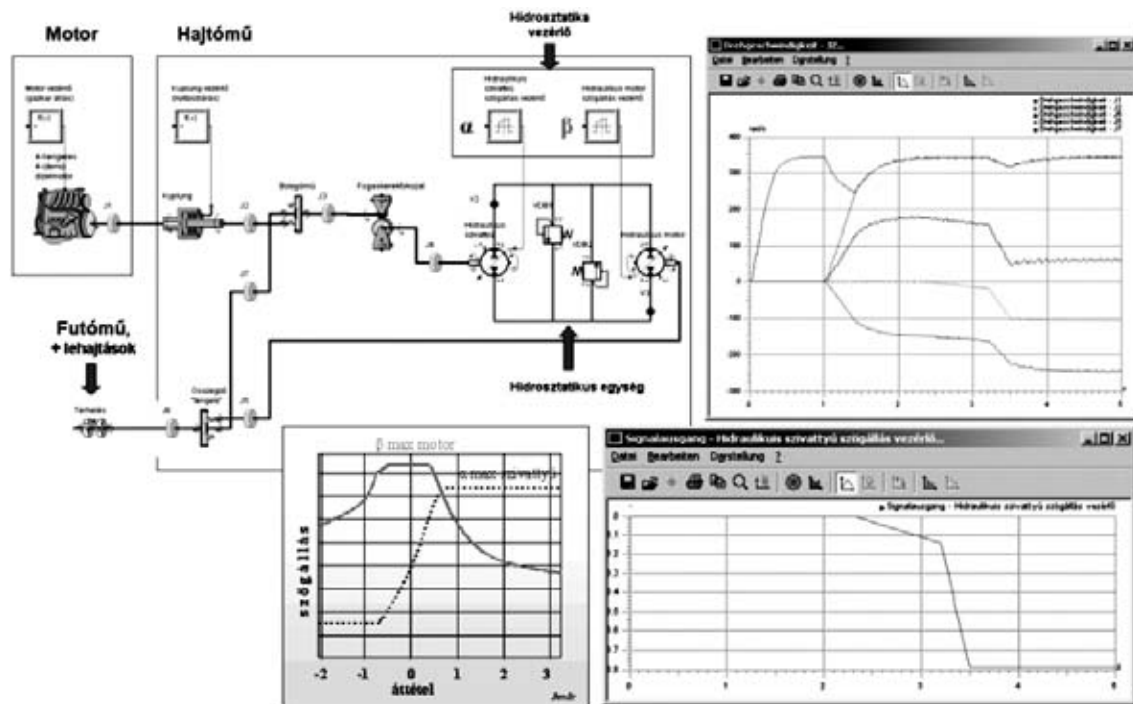
A szimulációs folyamat első lépése a rendszeranalízis, melynek segítségével a vizsgálandó rendszer egy absztrakt modelljét tudjuk felépíteni. Ez a modell nem pontos másolata a rendszernek, hanem a feladatnak megfelelően tartalmaz egyszerűsítéseket, idealizálásokat. A modellépítést követi a rendszer matematikai megfogalmazása, a paraméterek beállítása, majd a modell érvényességének, jóságának megállapítása, ami visszautal a vizsgálandó rendszerre. A szimulációs vizsgálati folyamat ezen a ponton kapcsolható a mérési vizsgálati módszerhez (2. ábra), ahol az egyszeri-, vagy korábbi mérések eredményeit fel lehet használni a szimulációs modell jóságának megállapítására. A felépített, majd ellenőrzött modell segítségével már végrehajtható a rendszer szimulációs vizsgálata.

5. Teljesítmény elágazásos fokozat nélküli váltó szimulációs vizsgálata

A fokozat nélküli váltók esetében fokozottan igaz, hogy nem csak az egyes hajtáskomponenseket, a sebességváltót, a hajtóművet, hanem az egész hajtásláncot – elemeinek egymásra gyakorolt hatását figyelembe véve – teljesen kell vizsgálni (3. ábra).

A szimulációhoz az ITI SIM programot használtuk fel (3. ábra). Azt vizsgáltuk, milyen hatással van a fokozat nélküli váltást biztosító, hidrosztatikus ág paramétereinek változása a motor, ill. a hajtómű egyes elemeire. A vizsgálatot időtartományban végeztük el, a motor beindításától a teljes rendszer állandó sebességű mozgásának beálltáig. A hajtáslánc elemekre egy egyszerű motormodellt, a hajtóműre: tengelykapcsolót és komplett sebességváltó modellt használtunk. A bemutatott modell jelen esetben 74 paramétert tartalmaz, amely még részben gyári, részben mérési adatok hiányában a valós értékektől arányosan eltér! A vizsgálataink egyik eredményét a hidrosztatikus szivattyú szögállás változásának hatását mutatjuk be a motor-, illetve az egyes tömegelemek fordulatszámára vonatkoztatva (4. ábra).

A fokozat nélküli váltóval rendelkező traktorok számos előnyét a komplex hajtásrendszer szimulációs vizsgálataival, és a vezérlő-, szabályozóegységek szimulációs folyamatba való bevonásával még jobban kiterjeszthetjük [2].

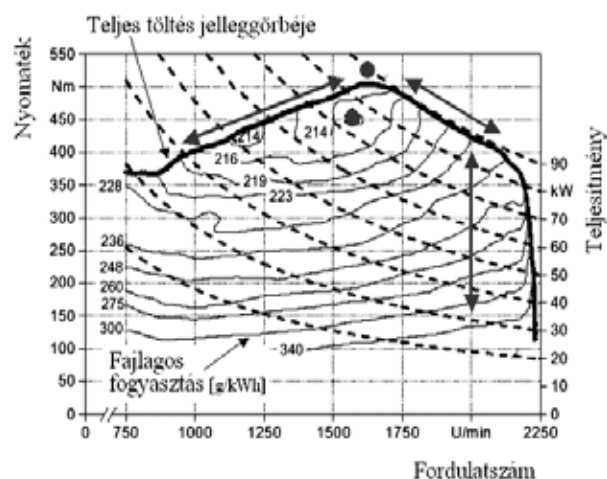


4. ábra

A szimulációs modell felépítése, vizsgálati eredmények

Ezért a szimulációs eredményeinket szándékunkban áll egy továbbfejlesztett motor- és befecskendező rendszer modellel összekötve már meglévő rendszerek vizsgálatára, optimalizálására (*John Deere: AutoPowr-Selector*), továbbá egyes munkaműveletek (pl.: szántás – terhelésszabályozás, szállítás – gazdaságos mód, TLT munkák – konstans fordulatszám, stb.) ideális menetstratégiájának (5. ábra) meghatározására felhasználni.

Így egy mérések által beállított modell, szimulációs vizsgálati eredményeinek felhasználásával – általunk választott célfüggvény szerint – már optimálisan megvalósítható egy adott erőgép–munkagép kapcsolat.



5. ábra

Motor jelleggörbe, menetstratégiák

6. Irodalom

- [1] Farkas Zs. – Sente M.: Fokozat nélküli hajtóművek alkalmazási lehetőségei traktorokon, MTA- AMB K+F, Gödöllő, 2002
- [2] H. H. Harms – J. Seeger: Energieeinsparung durch moderne Motoren- und Getriebetechnik bei Traktoren, Helmstedt 2002
- [3] Fendt, a Claas, a Steyr és a John Deere cégek által szolgáltatott adatok.

Egy 3 és egy 4 szabadságfokú párhuzamos mechanizmus munkaterének vizsgálata

WORKSPACE INVESTIGATION
BY PARALLEL MANIPULATORS WITH 3 DOF AND 4 DOF

Drd. Forgó Zoltán

SAPIENTIA – Erdélyi Magyar Tudományegyetem, Marosvásárhely,
Műszaki és Humán Tudományok Kar, Gépészmérnöki Tanszék

Abstract

This paper will investigate the shape of the workspace by parallel mechanisms with 3 dof and 4 dof (figure 1). Using some geometrical parameters regarding the manipulator, we will be able to identify those, which are more influent on the shape of the workspace. So the length of the manipulator arms is a parameter which has the most important role defining the volume of the workspace. Here are shown more cases of the workspace for different arm length, to be compared in the shape and volume. The result of this paper is that the next step of the investigation is to think out a mechanism for the arms which allows to change the length of them, and so to be able to eliminate the negative feature: the small workspace.

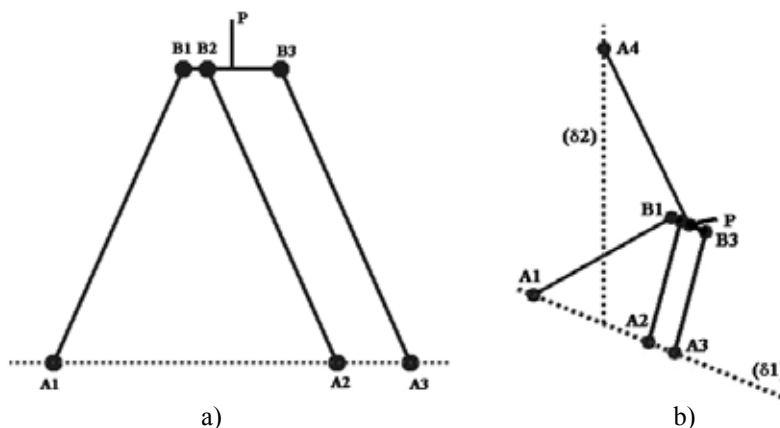
Bevezetés

Az utóbbi évtizedekben újból felbukkant párhuzamos mechanizmusok, egyre több teret hódítanak. Alkalmazásuk kiterjedt az egyszerű „pick and place” anyagmozgatástól a bonyolultabb mozgást és vezérlést igénylő megmunkológépekig is, mivel szerkezetüktől fogva jókora előnyöknek örvendhet, a „hagyományos” soros mechanizmusokkal szemben. Ilyen előny: a pontramozdítási pontosság és ismételhetőség; mivel a mozgató motorok az alapon találhatók, jóval kisebb a mozgatandó öntömeg, ezért nagyobb gyorsulásokat lehet elérni; szerkezetéből adódóan nagyobb a hasznos (mozgatott) és az öntömeg arány mint a soros megoldások esetében. Mindemellett egy fontos hátránya van ezen rendszereknek: a munkatér kis mérete. A párhuzamos mechanizmusok esetében a mozgó bázis (platform) térbeli helyzete és térbeli iránya szorosan összefügg, ezért szükséges a munkatér fogalmát jól meghatározni. Mivel munkatérnek nevezzük azon pontok mértani helyének összességét (Σ halmaz), mely a platform egyazon pontjával elérhető, bevezethetjük a konstans irányítású munkatér fogalmát is, mely nem lesz más, mint azon pontok mértani helye, mely ugyanolyan platform-irány mellett, elérhető a mozgó bázis egyazon pontjával (Σ_δ halmaz). Természetes, hogy $\Sigma_\delta \subset \Sigma$, viszont egyes esetekben a Σ_δ csak töredéke lehet a Σ -nak, így viszont rendkívülien lecsökken a mechanizmus felhasználásának lehetősége.

Megvizsgálva a párhuzamos mechanizmusok munkatérét különböző geometriai paraméterekkel, meg lehet határozni azokat, melyek nagy hatással vannak a munkatér változását illetően.

A mechanizmusok bemutatása

E dolgozatban két mechanizmus lett vizsgálva: egy 3 (1.a ábra) és egy 4 (1.b ábra) szabadságfokú. Az első esetben a $B_1B_2B_3P$ platform az xoy síkban mozdulhat el a tengelyek irányában, és a z tengely körül foroghat. Ezeket a mozgásokat az A_iB_i ($i=1,2,3$) karok teszik lehetővé, melyek a δ tengellyel az A_i pontban érintkeznek, és e pontokban van a mechanizmus meghajtva a tengely menti csúsztatási lehetőséggel. Mivel az A_i és B_i pontokban az elemek egy forgócsuklóval vannak összekötve, egy statikusan determinált szerkezetünk van. Az 1.b ábrán látható mechanizmus alapjául az előbbi áll. Hozzáadva az A_4B_4 elemet, és ezt csúsztatva a δ_2 tengelyen, a platformot kiemelhetjük az xoy síkból, megalkotva a 4 szabadságfokú mechanizmust. Megjegyzendő, hogy a forgócsuklókat



1. ábra

A két mechanizmus geometriai modellje

univerzális csuklókkal kell helyettesíteni, és az A_4B_4 elem egy paralelogramma kapcsolást kell biztosítson a δ_2 tengely és a platform között, hogy ez utóbbi mindig párhuzamos maradjon az xoy síkkal.

A párhuzamos rendszerek inverz kinematikájának egyszerűsége miatt, könnyű ezeket jellemezni vektoriális egyenletekkel. Inverz kinematikának nevezzük, ha adott az irányítandó platform helyzete és irányítása, és keressük azokat a lehetséges aktuátor pozíciókat, melyekre a platform a megfelelő helyzetbe kerül. Mindkét esetben (1. ábra), adott a P pont koordinátái, és a platform irányítása (nevezük θ szögnek). Innen könnyen meghatározható a B_i ($i = 1, 2, 3, 4$) pontok koordinátái, majd metszve a $\zeta(B_i, A_i B_i)$ kört az x tengellyel - mely tartalmazza a A_i csuszkákat -, és kiszámítható a szükséges elmozdulás a motorban:

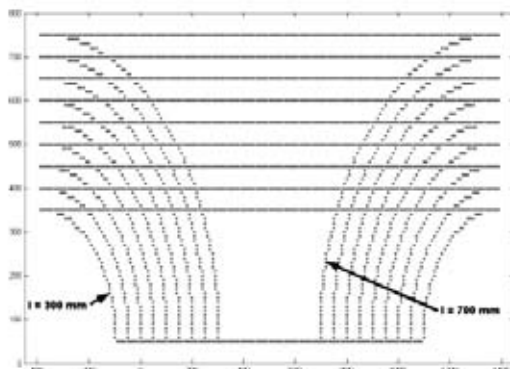
$$P = \begin{bmatrix} x_P \\ y_P \\ z_P \end{bmatrix} \quad \left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} \Rightarrow B_i = \begin{bmatrix} x_{B_i} \\ y_{B_i} \\ z_{B_i} \end{bmatrix} \Rightarrow A_i = \zeta(B_i, A_i B_i) \cap (ox)$$

$$\theta \Rightarrow R_z = \begin{bmatrix} \cos(\theta) & \sin(\theta) & 0 \\ -\sin(\theta) & \cos(\theta) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

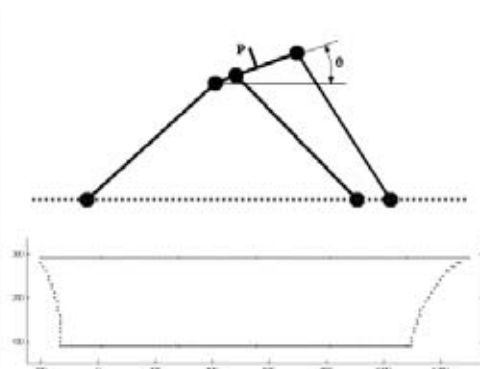
Ha a fennebi metszet üreshalmaz, vagy az A_i pont a megengedett mozgástartományon kívül esik, akkor azt jelenti, hogy az óhajtott pont nem érhető el a kívánt szöggel. Ez algoritmus alapján meghatározható a mechanizmus munkatere, végighaladva pontról pontra a térben.

Eredmények és következtetések

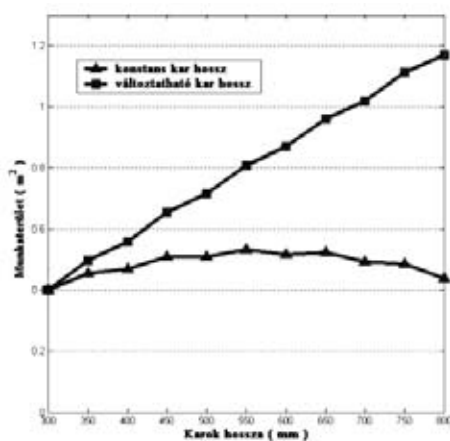
Erre épül a Matlab környezetben megvalósított program is, mely lehetővé teszi a munkaterület (3 sz.f. esetén) illetve a munkatér (4 sz.f. esetén) vizsgálatát. Így keletkeztek a 2. és a 3. ábrán látható munkaterületek. A 2. ábrán több konfiguráció munkaterülete van egyszerre ábrázolva, hogy jól érzékelhető legyen a karok változásának hatása a munkaterület formájára. A 3. ábra pedig a munkaterület aszimmetrikusságát mutatja a $\theta = 25^\circ$ esetén. Megfigyelhető, hogy ha a mechanizmusok működése közben sikerülne az $A_i B_i$ hosszakat változtatni, akkor eltűnne a párhuzamos mechanizmusok negatív tulajdonságának emlegetett kis munkatér/munkaterület. A munkaterületek változását 4 szabadságfok esetén, különböző kar hosszúságokra, egyszerűbb ábrázolni kiszámítva a hasznos tér térfogatát, majd ezeket összehasonlítani (6. ábra). Itt is jól érzékelhető a változtatható hosszúságú karok előnye: minél nagyobb a változtatási intervalum, annál nagyobb a rendelkezésére álló munkatér.



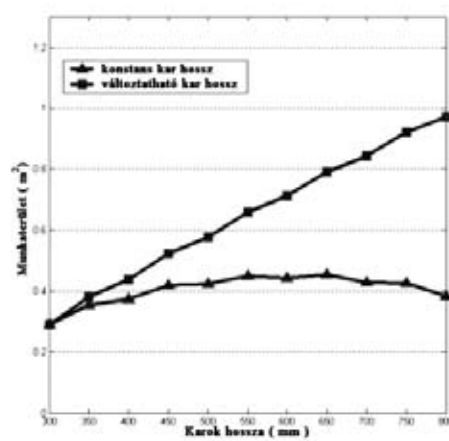
2. ábra
Munkaterület változása
a kar hosszának függvényében



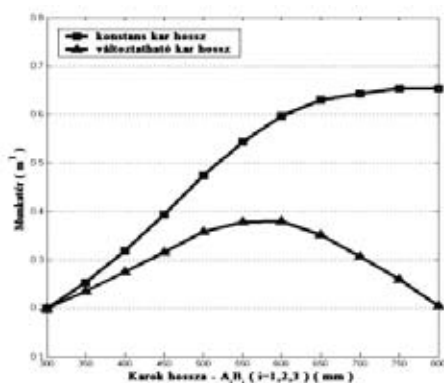
3. ábra
 $\theta \neq 0 \Rightarrow$ a munkaterület aszimmetrikus



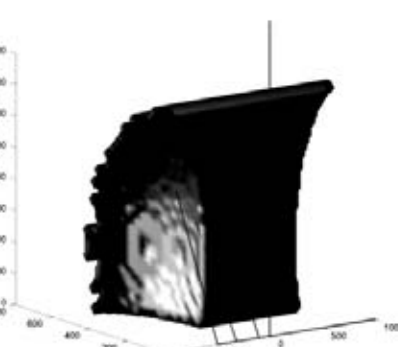
4. ábra
A 3 sz.f. munkaterület összehasonlítása
 $\theta = 0$ esetén



5. ábra
A 3 sz.f. munkaterület összehasonlítása
 $\theta \neq 0$ esetén



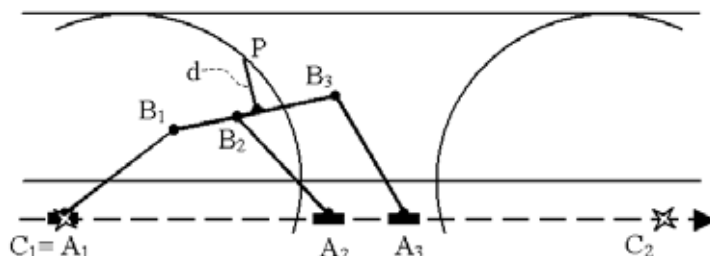
6. ábra
A 4 sz.f. munkatér fogat összehasonlítása
 $\theta = 0$ esetén



7. ábra
A 4 sz.f. munkatér fogat model 3D

Tüzetesebben megvizsgálva a 3 sz.f. mechanizmus munkatérét, megállapítható, hogy a munkaterületet két ox tengellyel párhuzamos szakasz, és két körív határozza meg. A szakaszok d il-

letve A_iB_i+d távolságra vannak az ox tengelytől. A d távolság a platform geometriai paramétere. Ha a csúszkák mozgási lehetőségét a C_1 és C_2 pontok határolják az ox tengelyen, akkor a körívek nem mások mint azok a pontok összesége, melyeket a $\overline{C_1P} = \overline{A_1P} = \overline{A_1B_1} + \overline{B_1P}$ illetve $\overline{C_2P} = \overline{A_3P} = \overline{A_3B_3} + \overline{B_3P}$ határozza meg (6. ábra).



6. ábra

A munkateret határoló mértani elemek

Az említett mértani elemek pontos meghatározása a mechanizmus vezérlésében játszanak nagy szerepet, mivel abban az esetben, ha a P pont nem tudja elérni egy adott kar hosszúsággal az új helyzetét - tehát a P pont kívül esik a munkaterületen -, el kell döntenie, hogy melyik határtba ütközik az elmozdulás. Nyilvánvaló, ha a felső egyenes fölött van az új P pont, akkor a karokat meg kell nyújtani, ha pedig az egyenes alatt van de nincs a munkaterületen, akkor csak a köríveken kívül eshet az új P pont. Ebben az esetben a karok hosszának csökkentését kell megvalósítani. Itt kiemelhető a párhuzamos mechanizmusoknak azon jó tulajdonsága, hogy csak az A_i csúszkát mozdítva (ebben az esetben szükséges még a többi A pontok forgását lefogni), a megfelelő karfelépítéssel, „önerőből” megnyújtható vagy összenyomható az i -edik kar.

Megvizsgálva a bemutatott ábrákat kitűnik, hogy a következő lépés a megfelelő kar felépítésének a kidolgozása kell legyen. E dolgozatban említett adatok engednek arra következtetni, hogy egy új felépítésű mechanizmussal megvalósítható a párhuzamos rendszerek használati rugalmasságunk növelése, ami a még nagyobb elterjedését biztosítaná az ilyen típusú berendezéseknek, mivel olyan alkalmazásokban is használni lehetne, ahonnan eddig a kis méretű munkatere szorította ki.

Könyvészet

- [1] Lung-Wen Tsai: Systematic Enumeration of Parallel Manipulators, Technical Research Report (T.R. 98-33), University of Maryland, 1998
- [2] Jean-Pierre Merlet: Parallel Robots: Open Problems, <http://www-sop.inria.fr>
- [3] Doina Pislă: Simularea Robotilor Industriali, Todesco Kiadó, Kolozsvár

Kapcsolt energiatermelés gázmotorokkal

COGENERATION IN GAS ENGINES

Dr. Gács Iván

Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem,
Energetikai Gépek és Rendszerek Tanszék

Abstract

One of most powerfull tools of energy saving and environmental protection is the cogeneration. The paper shows the evolution of cogeneration devices and parameters in the last decads. It demonstrates the main benefits of gas engines: the excellent energy economy features and small unit sizes. However, the gas engine application in small district heating area has a disadvantage: the atmospheric pollutant emission is too close to the residential area thus to the people. So an environmental friend application have to be found for each settlement.

Az energia-megtakarításnak és ennek következtében a levegőszennyező anyag kibocsátás csökkentésének egyik leghatékonyabb eszköze a kapcsolt hő- és villamosenergia-termelés, amikor egy villamosenergia-termelő berendezés termodinamikai alaptörvények következtében elkerülhetetlenül keletkező hulladékhőjét olyan hőfokszinten tudjuk előállítani, hogy az még hőigények – elsősorban fűtési igények – kielégítésére felhasználható. Az ilyen rendszerekben a felhasznált tüzelőhő 80-90%-a hasznosul villamos- vagy hőenergia formájában. E két energiaforma aránya azonban a választott körfolyamat típusától függően eltérő lehet.

A két hasznos teljesítmény arányát a fajlagos villamosenergia-termelés értékével jellemezhetjük, amely a hasznos villamos teljesítmény (P) és hőteljesítmény (Q_f) aránya: $\sigma = \frac{P}{Q_f}$

Ennek a mutatónak az adja a jelentőségét, hogy különválasztott megtermelés esetén a csak villamos-energiát termelő folyamatok hatásfoka általában 30-40%, míg fűtési hő kb. 90% hatásfokkal állítható elő. Emiatt kedvezőbb az a megoldás, amelyben több értékes villamosenergia termelhető, azaz nagyobb a fajlagos villamosenergia-termelése.

Több évtizede ismeretes és alkalmazott eljárás a nagy távhőrendszerekben alkalmazott kapcsolt energiatermelés gőzkörfolyamatokban. Ez célszerűen több tíz, vagy inkább 100 MW-ot meghaladó csúcs-hőigényű távhőrendszerekben alkalmazható. (100 MW csúcs-hőteljesítmény megfelel egy legalább 10 000 lakásos lakótelep és a hozzá tartozó kommunális és kereskedelmi intézményrendszer hőigényének.) A fajlagos villamosenergia-termelés értéke – a körfolyamat paramétereitől és a hőkiadás hőfokszintjétől függően – 0,2 és 0,4 között lehet. Egy ilyen kapcsolt energiatermelés és az azt helyettesítő külön-külön termelés energiaáramait mutatja kerekített számokkal az 1. ábra.



1. ábra

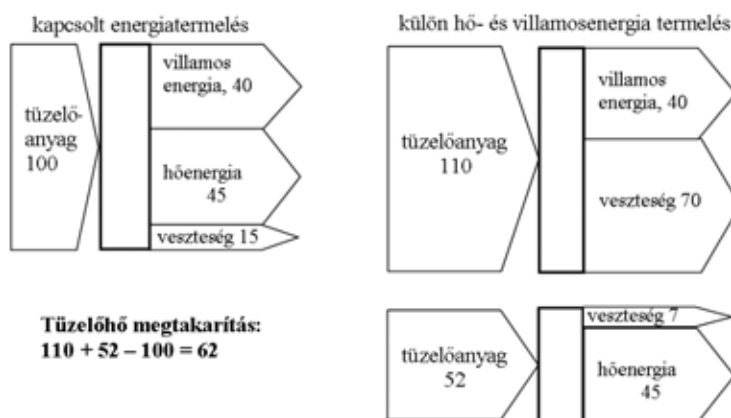
Kapcsolt energiatermelés gőzkörfolyamatban

Az ábra mutatja, hogy a kapcsolt energiatermelés 30 egységnyi hőmegtakarítást eredményez a külön hő- és villamosenergia termeléshez képest (100 egység tüzelőhő 130 helyett), ami a kiadott távhőre vonatkoztatva $30/65=0,46$ fajlagos hőmegtakarítást jelent.

A gázturbinák mintegy 10-15 évvel ezelőtti megjelenése a villamosenergia-termelésben lehetővé tette a valamivel kisebb hőigényű körzetek bekapcsolását a kapcsolt energiatermelés lehetséges körébe és a fajlagos villamosenergia-termelés értékének emelését kb. 0,6-ig. Ennek az ad jelentőséget, hogy az 1998-as nyilvántartások szerint Magyarország 103 településén 290 távhőszolgáltató rendszert tartottak nyilván, és összesen 650 ezer lakás tartozott ezekhez a távhőrendszerekhez, azaz a rendszerenkénti átlagos lakásszám alig haladja meg a kétezret.

A kisebb, akár ezer alatti lakásszámú körzetek, kisebb ipari fogyasztók és akár egy-egy nagyobb intézmény kapcsolt energiatermelésbe való bevonását a gázmotorok néhány évvel ezelőtt elindult elterjedése tette lehetővé. Ezek a földgáz tüzelésű belsőégésű motorok leggyakrabban a 300-3000 kW villamos- és 350-4000 kW hőteljesítmény tartományban épülnek. Ez már 2-4 MW csúshőigényű rendszerekben is lehetővé teszi a kapcsolt energiatermelést, a fajlagos villamosenergia-termelés értéke pedig eléri a 0,8-0,95 értéket is.

Ennek jelentőségét a 2. ábra mutatja be. Ebben látható, hogy 100 egységnyi gázmotorban felhasznált tüzelőhő már 162 egységnyi különálló termelésben felhasználandó tüzelőhőt válthat ki, szemben a gőzkörfolyamatú erőműveknél bemutatott 130 egységnyivel. Így a fajlagos hőmegtakarítás értéke ($62/45 = 1,38$) jóval 1 fölött van! Ennek persze az az oka, hogy összehasonlító villamosenergia-termelésnek a magyar villamosenergia-rendszer 35% körüli átlagos hatásfokát vettük fel, ami eleve rosszabb, mint a gázmotorok kb. 40% villamos hatásfoka.



2. ábra

Kapcsolt energiatermelés gázmotorban

E kedvező jellemzők, továbbá a kisteljesítményű villamosenergia-termelők számára a magyar villamosenergia-törvényben meghatározott átvételi kedvezmények a gázmotorok igen gyors elterjedését eredményezték. 2003 elején Magyarországon kb. 150 gázmotor működött, összesen mintegy 200 MW villamos teljesítménnyel. És ez a szám szinte napról napra nő.

Ez idáig egyértelmű sikertörténetnek látszik. Van azonban a menyasszonynak egy kevésbé szép oldala is. Ezt legjobban talán az foglalja össze, hogy a gázmotorok kapcsán néha a **távhő** helyett már a **közelhő** kifejezést is használják. Evvel azt kívánják kifejezni, hogy a hőforrás a kisebb távhőrendszerekben közel kerülhet a fogyasztókhoz. És ennek jelentős előnyei és hátrányai is lehetnek. Az előny a rövidebb forróvíz vezeték kisebb beruházási költségéből és kisebb hővesztéséből adódik.

A távhőellátás kapcsán a környezetvédelmi előny két fontos tulajdonságból származott:

- a kapcsolt energiatermelés következtében lecsökkent tüzelőanyag felhasználás, továbbá egyes szennyezők esetében a nagyteljesítményű tüzelések jobb szabályozhatósága a légszennyező kibocsátás jelentős csökkenését tette lehetővé,
- a szennyezőanyag kibocsátás távol került a hőfelhasználás helyétől, azaz azoktól a helyektől, ahol az emberek gyakran tartózkodnak.

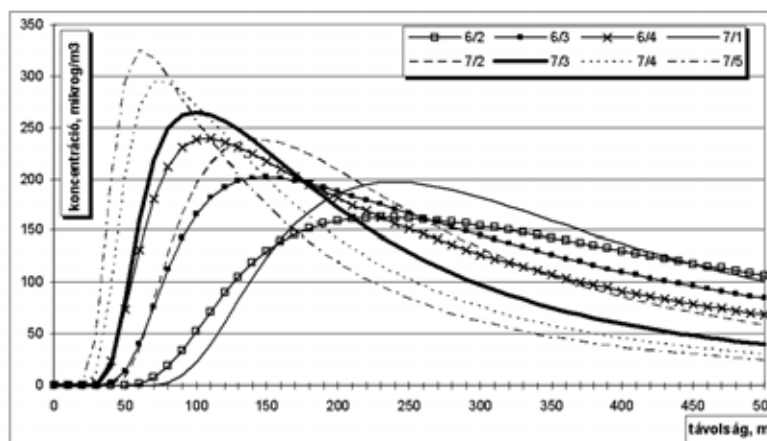
Másképp fogalmazva: mind az emissziós, mind a transzmissziós viszonyok javulnak. Evvel szemben a „közelhő” esetén – a továbbra is kedvező emissziós jellemzők mellett – a transzmisszió feltételei jelentősen romlanak. És nem csak a távhővel szemben, hanem a külön megtermelt hő- és villamos-energiával szemben is. Ez utóbbi esetben ugyanis – a 2. ábra számait használva – nem csak a hőellátáshoz feltétlenül szükséges 52 egységnyi tüzelőhő felhasználás kerül közel a fogyasztókhoz, hanem a villamosenergia-termelésre is fedezetet nyújtó teljes 100 egységnyi. A tüzelőhő felhasználással együtt egy jelentős zajforrás is a lakóközvet közelébe – sokszor a legközelebbi lakásoktól 100 méternél is kisebb távolságba – kerül.

Gázmotoros fűtőművek esetén a fő gondot az okozza, hogy környezeti hatásvizsgálat nélkül telepíthetők. A környezeti hatásvizsgálatra vonatkozó 20/2001.(II.14.) kormányrendelet szerint hőenergiát termelő létesítmény csak akkor kötelezhető hatásvizsgálatra, ha kimenő teljesítménye meghaladja az 50 MW-ot. Ez az esetek döntő többségében nem áll fenn. Ennek hiányában csak az egyéb építményekre vonatkozó szabályozásokat kell betartani, azok pedig kifejezetten nem preferálják a magas kémények létesítését. Emiatt a gázmotoros fűtőművek rendszerint az ellátandó lakótelep közvetlen közelében, az épületekkel közel azonos magasságú vagy alacsonyabb kéményekkel épülnek.

Példaként egy 12 MW-os (4db 3 MW-os gázmotor egységet tartalmazó) fűtőműre vonatkozó számítási eredményt mutat be a 3. ábra. Ez a gázmotoros fűtőművek között viszonylag nagy, de nem kirívónak számít. A fűtőműhöz motoronkénti kéményt terveztek, egyenként 15 m magassággal. A távolság a legközelebbi házaktól 120-140 m, a 4 emeletes házak esetén 15 m legfelső szint magassággal számoltunk. A motorok teljesítik az EU szigorú NO_x emissziós határértékét, a többi szennyezőanyag szerepe elhanyagolható. A 3. ábra görbéi a kéménytől szélirányba fekvő 22.5° -os szektor átlagos NO_x koncentrációit mutatják a kéménytől mért távolság függvényében. A görbék paraméterei a meteorológiai jellemzők: a számlálóban a légköri stabilitási paraméter (7 a labilis, 6 a leggyakoribb semleges állapotot jelöli), a nevező a szélesebbeséget m/s-ban. Magyarországon ebben a magasságban a 3 m/s a leggyakoribb érték.

A nitrogénoxidra vonatkozó rövididejű (1 órás) egészségügyi határérték $200 \mu\text{g}/\text{m}^3$, ezt a legközelebbi lakóház legfelső szintjén a leggyakoribb (6/3 jelű) meteorológiai állapotban is eléri a fűtőmű okozta koncentráció, számos más esetben meg is haladja. Pedig azt sem szabad figyelmen kívül hagyni, hogy ehhez hozzáadódik a – főleg közlekedési eredetű – alapterhelés, ami lakótelepeinken általában 30 és $100 \mu\text{g}/\text{m}^3$ között van. Ezek eredőjeként keletkező levegőszennyezés lényegesen meghaladja az eltűrhető mértéket.

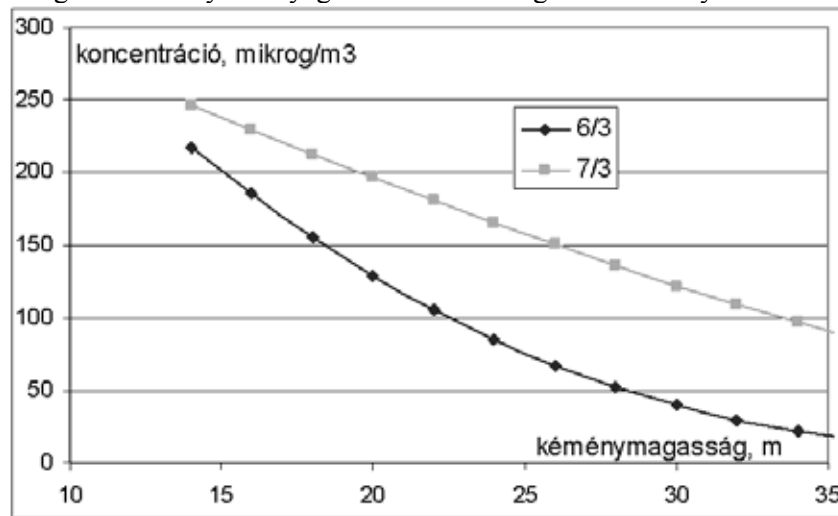
Mit lehet tenni annak érdekében, hogy az energetikai szempontból rendkívül kedvező megoldás ne károsítsa a környezetben élők egészségét? Erre akkor is megoldást kell találni, ha a létesítmény nagysága miatt az ilyen terjedésszámítás elvégzése nem kötelező (!) a gázmotoros fűtőművekre. A problémára több megoldás is létezik, csak a legkézenfekvőbbet, a magasabb kémény létesítését mutatjuk be.



3. ábra

Gázmotoros fűtőmű okozta nitrogénoxid koncentráció a távolság függvényében

A 4. ábra azt mutatja be, hogyan alakul a két leggyakoribb meteorológiai állapotban a kéménytől 140 m távolságban a szennyezőanyag koncentráció magasabb kémények esetén.



4. ábra

Az ábrából megállapítható, hogy legalább 25 m, de inkább 30 m magas kéményre van szükség ahhoz, hogy a létesítmény levegőtisztaság-védelmi szempontból is megfelelő legyen.

Összefoglalás

A gázmotorok megjelenése a kapcsolt energiatermelésben egy igen hatékony eszközt ad a kezünkbe az energetikai mutatók javítására, gazdaságosabb távhőellátás megvalósítására, de igen gondos tervezést igényel az, hogy ez a megoldás ne okozzon a megengedhetőnél nagyobb mértékű levegőszennyezést.

Korszerű szelepvezérlő berendezések tribológiai viszonyai

EFFECTS OF TRIBOLOGICAL RELATIONS OF VALVE CONTROL DEVICES ON THE EFFICIENCY OF VEHICLE ENGINES

Gál Péter

Széchenyi István Egyetem,
Közúti és Vasúti Járművek Tanszék

Abstract

The fuel consumption of vehicle engines are greatly influenced by the frictional loss occurring when the engine works, more specifically the extent of performance expended on operating the valves.

The effect of the mechanic loss is mostly significant in the lower ranges of workload. The lecture goes through the latest trends of valve control development, and it gives an overview on the engine parameters influencing the frictional losses based on specific experimental evidence.

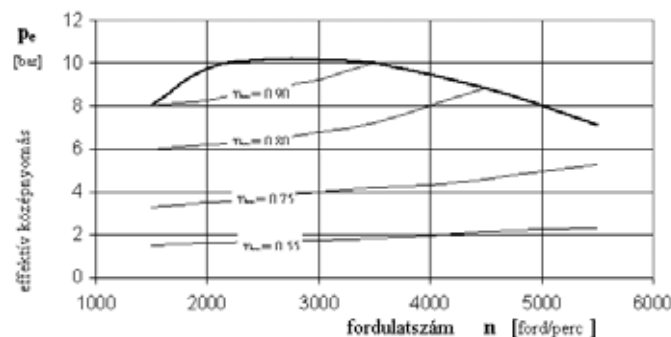
A járműmotorok tüzelőanyag-fogyasztását jelentős mértékben befolyásolják a motor működése során fellépő súrlódási veszteségek és ezen belül a szelepek működtetésére fordított teljesítmény nagysága.

A mechanikus veszteségek hatása elsősorban a kis terhelési tartományokban jelentős. Az előadás áttekinti a korszerű szelepvezérlések fejlesztési tendenciáit és konkrét mérési eredmények alapján bemutatja a súrlódási veszteségeket befolyásoló motorikus paraméterek hatását.

A járműmotorok vonatkozásában az utóbbi két évtized fejlesztői tevékenységének valószínűleg legjelentősebb eseménye és eredménye a változtatható paraméterű töltetcsere-rendszerek megjelenése, amely magában foglalja a motor igényeihez alkalmazkodó változtatható paraméterű szelepvezérlést éppúgy, mint a változtatható paraméterű szívórendszereket is. Ezen alrendszerek összehangolt működésének biztosítása az elektronikus motor-management-rendszerek feladata.

Ezen látványos és kétségtelenül sikeres fejlesztések mellett folyamatos műhelymunka folyik olyan konstrukciós és/vagy technológiai fejlesztések területén, amely a fent említett modulok megbízható működését, élettartamát vagy mozgó alkatrész-csoportok esetén azok mechanikai hatásfokát kívánják javítani.

A járműmotorok tüzelőanyag-fogyasztását jelentős mértékben befolyásoló mechanikai hatásfok értéke függ a mindenkor motorikus paraméterektől, nevezetesen a motor fordulatszámától és terhelésétől. (1. sz. diagram)



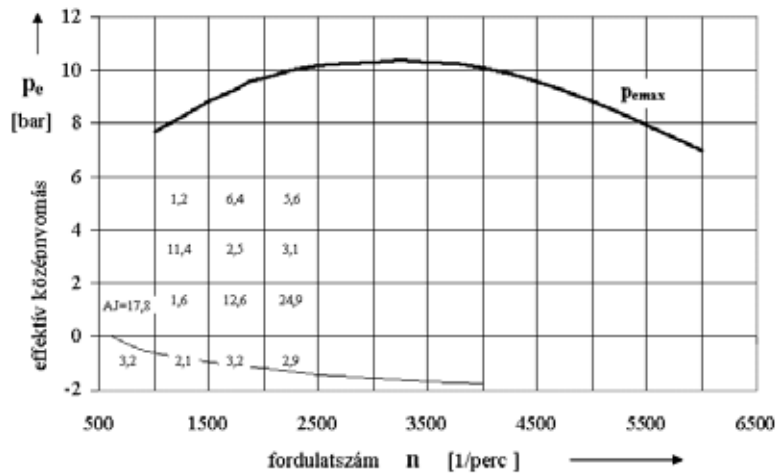
1. ábra

A diagramból jól látható, hogy a η_{mech} maximális értékei a nagy terhelési tartományokban realizálhatóak. Ez a tény a motorok fajlagos teljesítménynövelésének dinamikus fejlődése láttán arra téves

következtetésre vezethet, hogy a mechanikai hatások javítása területén elértük a reális lehetőségek határára.

Aki erre gondol, két jelentős ténytet nem vesz figyelembe. Nevezetesen:

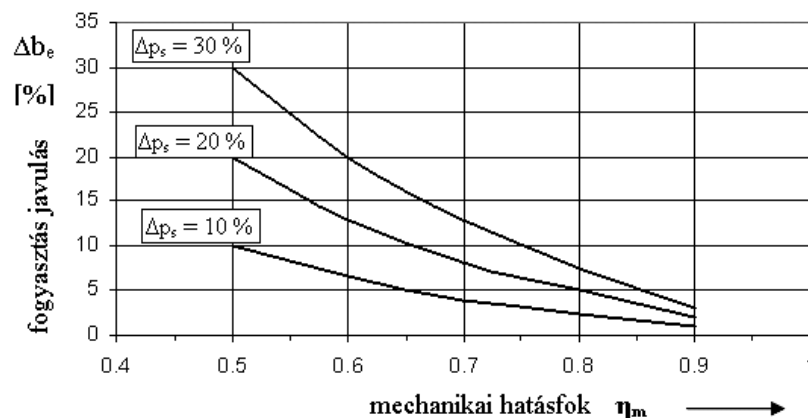
- A járműmotorok tényleges üzemeési tartományát az alacsonyabb terhelési értékek határozzák meg. Az ECE Európa ciklus szerinti fogyasztásmérés idejének 60%-ában a motor terhelése $p_e=2$ [bar] érték alatt marad, ahol a motor mechanikai hatásfoka nem haladja meg az 50%-ot. (2. ábra)



2. ábra

(ECE) Európa-teszt szerinti városi ciklus
százalékban megadott fogyasztási részerányai

- A mechanikai veszteségek csökkentése révén elérhető fogyasztásváltozás elsősorban a kis terhelési értékek tartományában jelentős, a nagyobb terhelési értékeken a változás alig érzékelhető. (3. ábra)

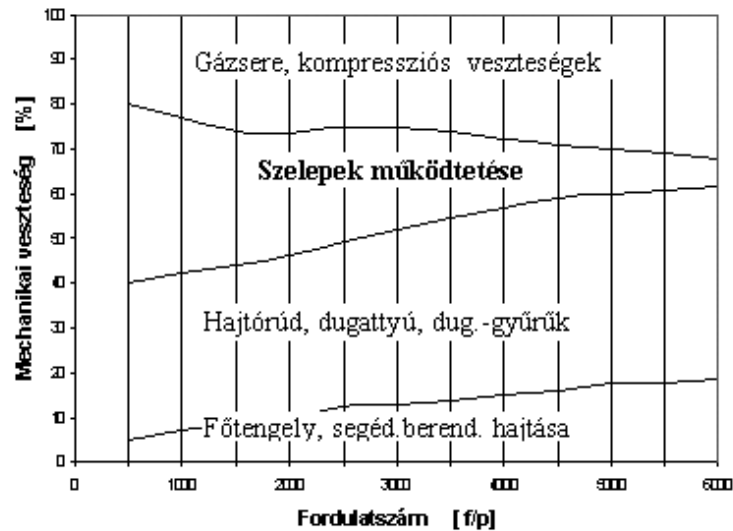


3. ábra

A súrlódási középnyomás csökkentésével
elérhető fogyasztás-csökkenés

A fentiekből következik, hogy a súrlódási veszteségek minden, akár viszonylag kismértékű csökkentésének is jelentősége van a motor gyakorlati üzemében mért fogyasztási értékek vonatkozásában.

A vizsgálat tárgyát képező szelepvezérlések mechanikai veszteségei jelentős mértékben meghatározóak (4. ábra)

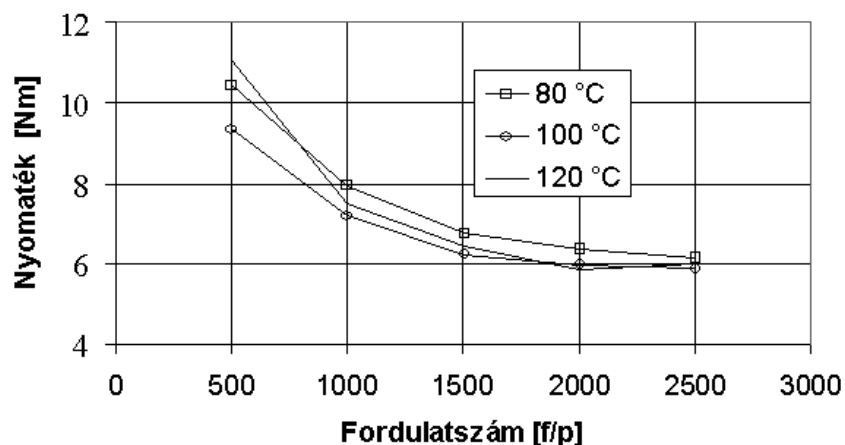


4. ábra

Mechanikai veszteségforrások megoszlása

A veszteségekre jellemző, hogy a fordulatszám növekedésével –ellentétben más alkatrészcsoporthoz tartozó veszteségekkel– a mechanikai veszteségek értéke csökkenő jelleget mutat.

Ez a tendencia speciális konkrét szelepvezérlő berendezések hajtásigényének mérése során gyakorlatilag is igazolható. (5. ábra)

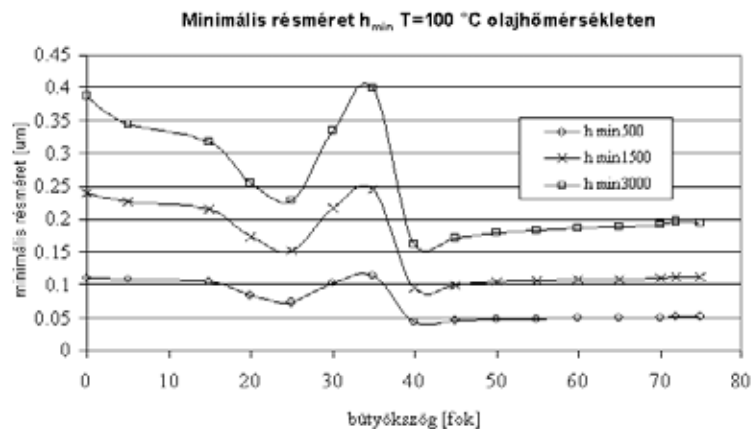


5. ábra

Olajhőmérséklet és fordulatszám hatása a súrlódási nyomatékokra

A diagramból látható, hogy a vezérlés hajtásigénye nem csupán a fordulatszám, hanem az üzemi hőmérséklet függvénye is. Ez utóbbi optimalizálható, azaz meghatározható az a hőmérséklet-szint, ahol a mechanikai veszteségek értéke a legkisebb.

Sík szelepelemelével együttműködő vezérlőbüttyök esetén a súrlódási viszonyokat az elasztohidrodinamikus (EHD) kenésállapot jellemzi. A súrlódási együtthatót meghatározó minimális résméret számításával az eredmények elméletileg is igazolhatóak. A 6. ábra diagramjai a résméret számított változását a büttyök elfordulásának függvényében ábrázolják különböző fordulatszámokon.



6. ábra

Kitekintés

A töltetcserét vezérlő szelepek működtető-berendezéseinél fellépő veszteségek csökkentése az egyik lehetséges és máig is kihasználatlan forrása a tüzelőanyagfogyasztás csökkentésének.

Potenciális lehetőségek elsősorban az alábbi területeken kínálóznak:

- Csúszó elempárok (büttyök-szelepelemelő) helyett görgős közvetítő elemek alkalmazása
- A rugóerő csökkentése, melynek feltétele a rendszer mozgó elemeinél a tömegek csökkentése (optimalizált kialakítás, alternatív szerkezeti anyagok pl. kerámia, titán-ötvözetek alkalmazása)
- A rugóerő változtathatóságát lehetővé tevő konstrukciók
- Vezérlőbüttyök nélküli közvetlen elektromechanikus vagy elektrohidraulikus szelepműködtetés

A gépalkatrészek csoportosítása a „GROUP” program segítségével

THE SETTING OF THE ENGINE PARTS WITH THE GROUP'S SOFTWARE

Prof. Dr. Gyenge Csaba, Mezei Sándor

Kolozsvári Műszaki Egyetem

Abstract

In the group technology, the classification and the engine parts are divided into groups is a problem which is not finalized and still needs to be improved. If this problem is successfully solved, then the writing group technology for a formed group, the realization of group technology line and the manufacturing development on this is an easier problem to be solved. This article is a new method divided into groups with **GROUP**'s software. The engine parts and the associated technology process are approached as matrix theory well-known in algebra. The matrix is divided in the columnvectors and these are joined on the base of similarities among them. The more they are joined the more the group efficient coefficient is being checked. Among the multitude solutions, varying the most simple and the most complicated group, we can choose the one that suits best to the manufacturing conditions and to the owners expectations orders and producers.

Bevezetés

A dinamikusan fejlődő piac mind változatosabbá teszi a termékek és alkatrészek gyártását. A kis- és közép méretű termelést csak úgy tudjuk gazdaságos keretek közé hozni, ha alkalmazzuk a csoporttechnológia elvét, mely hasznosítja azokat az előnyöket, amelyeket a nagy sorozatok biztosítanak, melyeket a csoportba gyűjtött kisszámú alkatrészekből hoztunk össze. Egy adott csoportban geometriailag és technológiailag hasonló alkatrészek tehetők, ezek egyetlen csoporttechnológia alapján készülnek. A valós vagy képzelte komplex alkatrészeire írni egy csoporttechnológiát és annak alkalmazása minden egyes alkatrészeire, mely a csoportban van, jelen pillanatban nem okoz gondot a technológusoknak és gyártóknak. Az optimális csoportosítás és a csoport gazdaságos mérete azonban még mindig egy kutatás alatt levő terület, melynek a fejlesztéséhez a jelen eljárás is hozzá akar járulni.

Az alkatrészek csoportosítása [2, 3. 4]

Az alkatrészek csoportosításával többen is foglalkoztak, ismertetve eredményeiket. A módszerek közül megemlíteném a „*Metszés módszerét*”, mely egyszerű esetekben sikeresen segít felfedezni a lehetséges csoportosítást, de bonyolult esetekben nehezen alkalmazható. A „*Hasonlósági együttható*” módszere segítségével könnyen kiszámíthatjuk a hasonlósági együtthatókat, de azoknak alapján nehezen csoportosíthatók az alkatrészek a zárt hurkok alapján, melyeket nem mindig sikerül könnyen észre venni. Az „*Átlós csoportosítás*” módszere a legelterjedtebb, a mátrix sorait és oszlopait megfelelő korlátozásokkal fel kell cserélni, addig míg összeáll az átlós szerkezet, mely szuggerálja majd a csoportosítást. Sok időt igényel akkor, ha az elemek száma túl nagy és közeli megoldások közül kell kiválasztani a legjobbat, mely nem mindig észrevehető. Ez a módszer azonban könnyen szabályozható a csoportosítás méretét korlátozó számokkal vagy a csoportosítási hatékonyságot ellenőrző együtthatóval. A „*Halmazelmélet*” módszere egy gyors eljárás, de csak megközelítő eredményekkel. Jelen dolgozat egy új módszert tartalmaz, mely az ismert mátrix elméletet alkalmazza a csoportosítás elvégzésére a „GROUP” program segítségével.

A „GROUP” program ismertetése

Adott egy $0-1$ elemes M mátrix, mely p különböző típusú gépalkatrész m művelettel való munkálási adatait tartalmazza. A sorok a műveletekre ($i = 1, 2, \dots, m$), az oszlopok az alkatrészekre ($j =$

1, 2, ..., p) vonatkoznak. Az **1**-es jel az adott művelet elvégzésére utal, a **0**-s jel a művelet kihagyását jelenti. A **GROUP** program felbontja az **M** mátrixot független **p** számú oszlopvektorokra (V_k), mindegyikben $p_1(k)$ számú alkatrészszel ($\sum_{k=1}^g p_1(k) = p$).

Aztán lépésről-lépésre összehasonlítja mindenik oszlopvektort mindenik másikkal, összevonva őket egy új kétszlopos mátrixba, melyben kizárja azokat a sorokat melyekben nincs egyetlen **1**-es elem sem, majd a maradék mátrixban megszámolja a **0**-s elemek számát a következő képlettel:

$$DIF = 2 * (A \cup B) - (A + B) \quad (1)$$

ahol:

- A és B – az oszlopvektorokhoz rendelt halmazok

A lehetséges összes esetekből (C_p^2) kiválassza azt a két oszlopvektort, melyek esetében a **0**-s elemek száma a legkisebb (MINDIF), ebben az esetben a két alkatrész ($i_{\min}, j_{\min}$) a legnagyobb hasonlóságot mutatja. Ebből a két vektorból a **GROUP** program egyesítéssel létrehoz egyetlen oszlopvektort (V_k) **0-1**-es elemekkel, mely ugyanakkor ennek a csoportnak a csoporttechnológiája. Ekkor az oszlopvektorok száma csökken eggyel ($p-1$).

A részmátrixban pedig a **GROUP** program töröli a nullás sorokat és úgy menti el, valamint számolja az alkatrészek számát melyek a részmátrixban benne vannak ($p_1(k)$).

Minden részmátrixnak a **GROUP** program kiszámítja a csoportosítás hatékonysági együtthatóját:

$$\eta_{k\%} = \frac{N_1^k}{N_1^k + N_0^k} \cdot 100 \quad (2)$$

ahol:

- $\eta_{k\%}$ – a **k** csoport hatékonysági együtthatója
- N_1^k – a **k** csoport **1**-es elemeinek száma
- N_0^k – a **k** csoport **0**-s elemeinek száma

Az adott **M** mátrixnak pedig kiszámítja a súlyozott (ponderált) hatékonysági együtthatóját:

$$\eta_{p\%} = \frac{\sum_{k=1}^g \eta_{k\%} \cdot p_1(k)}{p} \quad (3)$$

ahol:

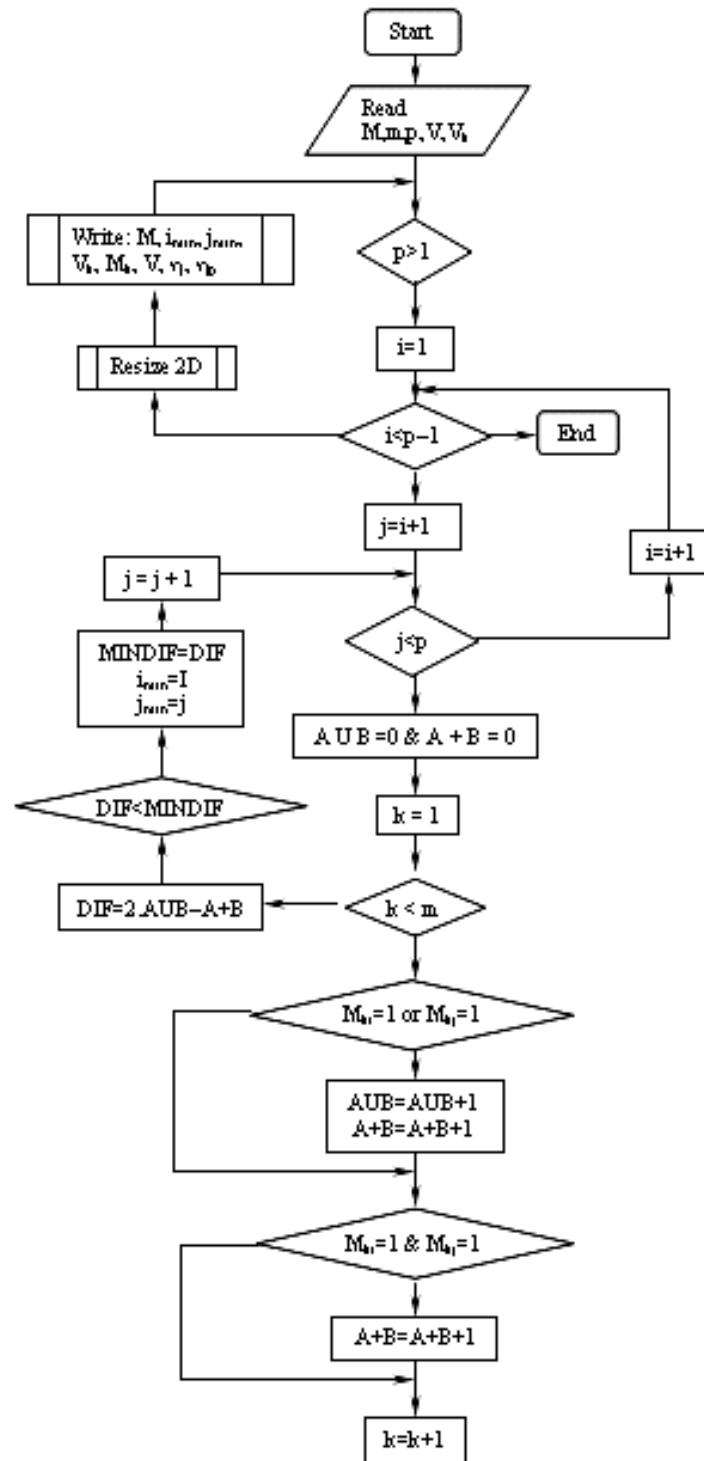
- $\eta_{p\%}$ – súlyozott hatékonysági együttható
- $\eta_{k\%}$ – a **k** csoport hatékonysági együtthatója
- $p_1(k)$ – a **k** csoporthoz tartozó alkatrészek száma

A **GROUP** program ezek után megismételi a lépéseket addig, míg a **p** alkatrésztípusok egyetlen csoportba kerülnek. Ekkor a csoportosítás hatékonysági együtthatója a legkisebb.

A kinyomtatott eredményeket a szakember áttanulmányozza, értelmezi és dönt a megfelelő csoportosítás felől, számontartva az adott lehetőségeket és a rendelők elvárásait. A lehetséges csoportosítások közül több is alkalmazható, hogy melyiket válasszuk azt más optimáló kritérium dönti el.

A „GROUP” program alkalmazása

Adott egy $m = 24$ és $p = 14$ méretű **M** mátrix [1]. Alkalmazzuk a **Group** programot (1. ábra).



1. ábra
A **GROUP** program vázlata

A **GROUP** program 14 lépésben oldja meg a feladatot, az eredmények közül négyet a következőkben szemléltetnek:

10. lépés

1	2	3	4	5
1,12,13	2,3,11,10	4,5,7	6,8	9,14
60	68,75	71,42	88,88	75
71,21				

11. lépés

1	2	3	4
1,12,13	2,3,11,10	4,5,7	6,8,9,14
60	68,75	71,42	62,50
65,66			

12. lépés

1	2	3
1,12,13,4,5,7	2,3,11,10	6,8,9,14
40	68,75	62,50
54,64		

13. lépés

1	2
1,12,13,4,5,7,2,3,11,10	6,8,9,14
25	62,50
35,71	

Következtetések

A **GROUP** program alkalmazása után az eredményeket elemezni kell és dönteni a legmegfelelőbb megoldás felől. Szerintem a 11. lépés után kapjuk a legjobb eredményt. Ekkor az alkatrészeket 4 csoportba osszuk, mindenikben 3 vagy 4 típusú alkatrész kerül és a súlyozott hatékonysági együttható (65,66 %) elég jó. Ebben az esetben a részmátrixok a következők:

$$\begin{array}{l}
 \begin{array}{c} 1 \quad 12 \quad 13 \\ 6 \begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 \end{bmatrix} \\ 7 \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 \end{bmatrix} \\ 1. cs = 8 \begin{bmatrix} 0 & 1 & 1 \end{bmatrix} \\ 18 \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \\ 23 \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \end{array} \\
 \begin{array}{c} 2 \quad 3 \quad 11 \quad 10 \\ 3 \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix} \\ 4 \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 0 \end{bmatrix} \\ 2. cs = 21 \begin{bmatrix} 0 & 1 & 1 & 0 \end{bmatrix} \\ 24 \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 1 \end{bmatrix} \end{array} \\
 \begin{array}{c} 4 \quad 5 \quad 7 \\ 1 \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 \end{bmatrix} \\ 2 \begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 \end{bmatrix} \\ 7 \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \\ 3. cs = 17 \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 \end{bmatrix} \\ 19 \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \\ 20 \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 \end{bmatrix} \\ 23 \begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 \end{bmatrix} \end{array} \\
 \begin{array}{c} 6 \quad 8 \quad 9 \quad 14 \\ 5 \begin{bmatrix} 0 & 1 & 1 & 0 \end{bmatrix} \\ 9 \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix} \\ 10 \begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \\ 11 \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \\ 4. cs = 12 \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 0 \end{bmatrix} \\ 13 \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 1 \end{bmatrix} \\ 14 \begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \\ 15 \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix} \\ 16 \begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \\ 22 \begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \end{array}
 \end{array}$$

Az adott körülmények között elfogadható más csoportosítás is.

Irodalom

- [1] **Askin R.G., Chiu K.S.** : A graph partitioning procedure for machine assignment and cell formation in group technology, Int. J. Prod. Res., 1990, Vol. 28, no. 8, p. 1555-1572.
- [2] **Gupta T., Seifoddini H.** : Production data based similarity coefficient for machine-component grouping decisions in the design of a cellular manufacturing system, Int. J. Prod. Res., 1990, Vol. 28, no. 7, p. 1247-1269.
- [3] **Gyenge CS., Mezei S.** : Az alkatrészek csoportosítása halmazelmélet segítségével, FMTÜ Kolozsvár, 2003, március 21-22.
- [4] **Kusiak A.** : The generalized group technology concept, Int. J. Prod. Res. 1987, Vol. 25, no. 4, p. 561-569.

Ellenőrző modell az anizotrop anyagú lemezalkatrészek mélyhúzásának virtuális gyártástervezésénél

TESTMODELLING FOR DEEP-DRAWING OF ANISOTROPIC MATERIALS
BY VIRTUAL MANUFACTURING OF PARTS

Halbritter Ernő, Czinege Imre, Kardos Károly

Széchenyi István Egyetem,
Anyagismereti és Járműgyártási Tanszék

Abstract

The deep-drawing process has been analysed by geometric modeling based on experiments. The earing of the blank contour during the drawing operation has been approximated by splines. A correlation exists among the earing, the mean diameter of the blank and the punch travel. Splines are an appropriate tool for geometric modelling of the outer contour of the anisotropic blank during the cup-drawing. The visualisation of the deep-drawing process can be used effectively for demonstration purposes. FEM and analytical models can be visualised in a similar way. Using a CAD software the intermediate shapes of the drawing process can be illustrated and transformed into moving visualization.

Bevezetés

A számítógépes tervezés területén gyakran használt fogalmak a virtuális prototípus és a virtuális gyártástervezés. Virtuális prototípuson értjük azt az objektumot, mely még a valóságban nem létezik, de már számítógépes modell segítségével fogalmat alkothatunk a kinézetéről, esetleg a működéséről szerezhetünk bizonyos információkat. A virtuális gyártás többnyire a virtuális prototípusként előállított munkadarab gyártási folyamatát szimulálja, a gyártást közvetlenül befolyásoló tényezők hatásáról ad előzetes információt, végső soron segíti a helyes technológiai paraméterek meghatározását és ezzel feleslegessé teheti a technológiai kísérleteket, próbagyártásokat.

Manapság már léteznek olyan szimulációs szoftverek, amelyekkel mélyhúzással előállított lemezalkatrészek alakváltozási folyamatát lehet szimulálni.

A számítógéppel segített gyártás, illetve tervezés nem nélkülözheti az ellenőrzést. A CNC gépeken megmunkált 3D -s alkatrészeket gyakran a számítógépen készített 3D -s CAD modellekkel hasonlítják össze, az azoktól való eltérést mutatják ki. Az analitikus és numerikus szimulációs eljárásoknál ugyancsak kívánatos az ellenőrzés. Munkánkban egy ellenőrző modellt mutatunk be. Az ellenőrző modellt kísérleti adatok alapján a Pro/Engineer szoftverrel hoztuk létre. A kísérletnél a felhasznált lemezanyaggal csészehúzó vizsgálatokat végeztünk.

Megállapítottuk, hogy a fülesedő munkadaraboknál a ráncgátlóval leszorított síklapú rész külső határoló vonala jól közelíthető spline görbével. A spline görbe meghatározásához elegendő ismerni a periodikusan változó szabálytalan alakú görbe köré és a görbébe írt kör átmérőjét. A körök átmérőjének csészehúzás közbeni változását, illetve a körök átmérőjével meghatározott fülesedés értékét közelítő függvényekkel írtuk le. Az összefüggések alkalmazásával a közbenső alakok tetszés szerint modellezhetők. Ez jól felhasználható a szimulációs eljárások ellenőrzésére, illetve az alakítási folyamat mozgóábrás szemléltetésére.

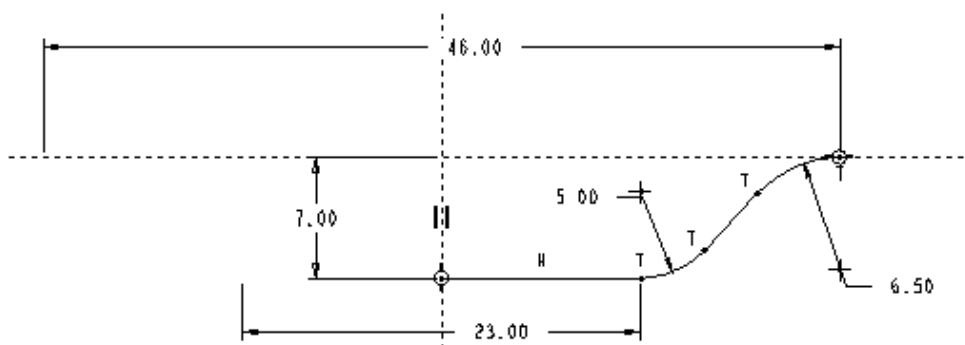
Célkitűzés

- Egy csészehúzó vizsgálati eredményéből kiindulva a Pro/Engineer szoftver felhasználásával olyan geometriai modellek létrehozása, amelyek felhasználásával a közbenső alakok izotróp, illetve anizotróp anyagoknál kellő pontossággal előállíthatók.
- A közbenső alakok előállításával elősegíteni a szimulációs eljárások ellenőrzését.
- A közbenső alakok előállításával a mélyhúzás folyamatának mozgóábrás szemléltetése.

Problémamegoldás

A modellezés általában szűkített információkkal való leképezést jelent. A mélyhúzás folyamatának geometriai modellezésénél a téma szempontjából lényegesnek ítélt tulajdonságokat, változásokat kiemelten kezeltünk, másokat elhanyagoltunk. A téma feldolgozásánál elhanyagoltuk például a lemez vastagságának alakítás közbeni változását, de figyelembe vettük a munkadarab fülesedését. A fülesedést a felhasznált lemez síkbeli anizotrop tulajdonsága okozza [1]. Az analitikus és numerikus szimulációk alkalmasak a síkbeli anizotrópia figyelembevételére [2, 3, 4], de a megoldások csak közelítő jellegűek, és a bemenő adatként az anyagi jellemzők megadása gyakran pontatlan, ezért kívánatos az ellenőrzés.

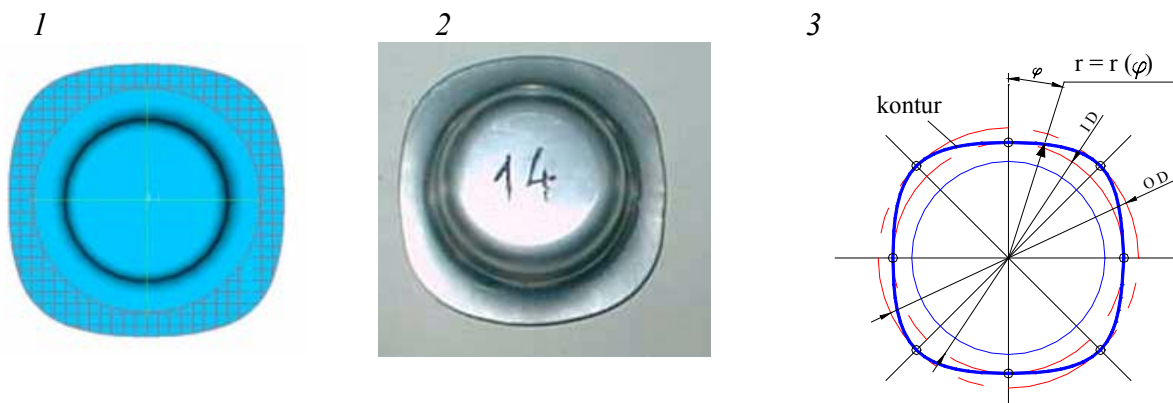
A mélyhúzás kezdeti folyamatánál – amíg a ráncgátlóval leszorított síklapú rész létezik – a munkadarab geometriai alakját két részből lehet modellezni. A belső rész forgatásával állítható elő.



1. ábra

A fülesedő munkadarab belső része

A. hiányzó rész / a ráncgátlóval leszorított síklapú rész / szélé a lemez anizotróp tulajdonságának köszönhetően szabálytalan alakú. Ennek a résznek határoló vonala belül egy kör, amelynek átmérője megegyezik az előző ábra szerinti legnagyobb átmérőjével. Ez az átmérő csak a mélyhúzás vége felé szűnik meg és a megszűnéséig értéke állandó / adott esetben $D = 46 \text{ mm}$. A 2/1. ábrán hálóvonalakkal jelölt részt kívülről spline görbével határoltuk, majd a létrehozott sík felületet hozzáadtuk az edény belső részéhez.



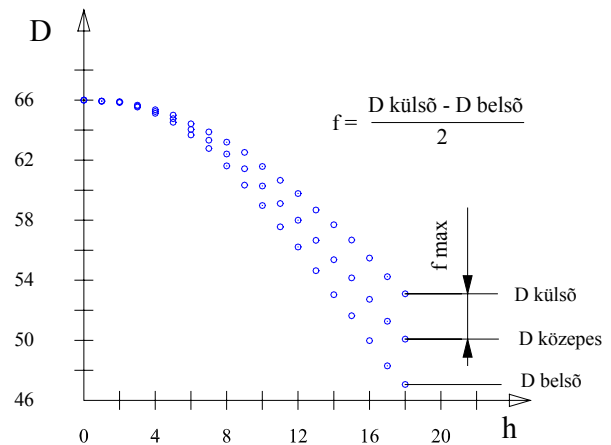
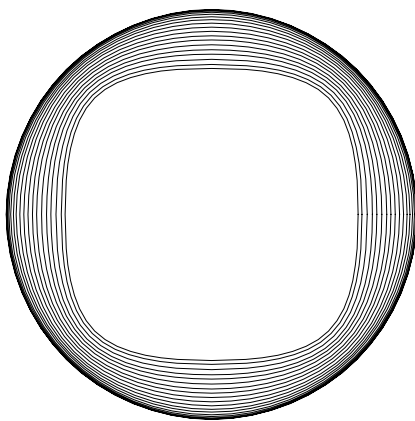
2. ábra

A munkadarab ráncgátlóval leszorított, szabálytalan szélű része

1. geometriai modell; 2. valós munkadarab, 3 a spline görbét meghatározó pontok

A spline-görbe zárt, alakját az határozza meg, hogy mekkora a görbe köré és a görbébe írt kör átmérője. A spline görbe felvételénél csak ezeket a köröket és a fülesedés helyén 45 fokokként megrajzolt szerkesztővonalak metszéspontjait kellett összekötni. A geometriai modellnél a metszéspontok mint fogópontok szerepeltek. A körök átmérőjének módosításakor automatikusan változik a munkadarabot határoló spline görbe is.

A körök átmérőjét kezdetben kísérletekkel határoztuk meg a munkadarab mélységének függvényében. A kísérletnél a kiinduló körlapok átmérője egységesen 66 mm, vastagsága 1,5 mm volt. Ilyen körlapokból olyan közbenső alakokat állítottunk elő, amelyeknél az elkészült edény mélysége fokozatosan / 1 – 1 mm- el / nőtt. A fülesedést a ráncgátlóval leszorított síklapú résznél - $f = \frac{d_{\max} - d_{\min}}{2}$ összefüggéssel értelmeztük. A fülesedés az átmérők csökkenésével, a munkadarab „h” mélységének növekedésével fokozatosan nő.



3. ábra

A fülesedés változása mélyhúzás közben

D külső – a perem köré írható kör átmérője,

D belső – beleírható kör átmérője,

D közepes – közepes átmérő

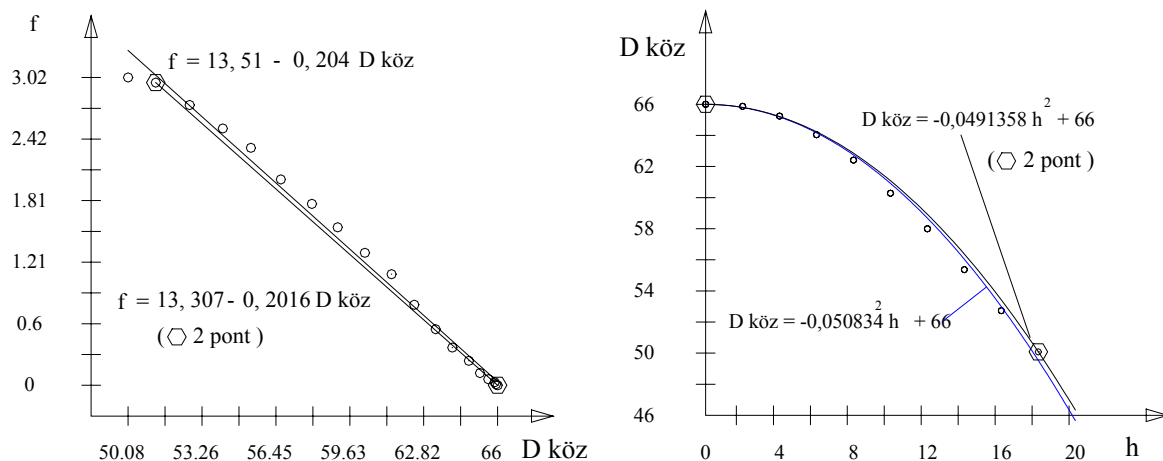
Külön vizsgáltuk, hogy a körök és a 45° -os egyenesek metszéspontjaival meghatározott spline görbék milyen pontossággal közelítették a kísérleti munkadarab kerületének többi pontjait, azaz milyen pontos az $r=f(\varphi)$ közelítés.

Egy $h = 13$ mm-es magasságú csészénél projektorral megmértük a munkadarab szélének távolságát a középponttól 15°-onként. A méréseket összehasonlítottuk a számítógépes modell adataival. Az eltérés 2 % alatt volt, azaz megállapítható, hogy a spline- görbe jól közelíti a fülesedő munkadarab szélét.

A kísérleti eredményeket vizsgálva összefüggést állapítottunk meg a fülesedés és a közepes átmérő, valamint a közepes átmérő és a munkadarab mélysége között.

Ha figyelembe vesszük, hogy a kiinduló kör lapnál a fülesedés értéke $f=0$, és a $h=0$ mélyégnél a munkadarab közepes átmérője megegyezik a kiinduló kör lap átmérőjével, akkor a közelítő függvények elvileg egyetlen csészehúzó vizsgálat eredménye alapján meghatározhatók. Ezt érzékeltettük a 4. ábrán két - két pont megadásával.

Megállapítható tehát, hogy az anizotróp anyagok csészehúzásánál fellépő fülesedési folyamat geometriai modellezéséhez nem szükséges mérősorozatot készíteni, elegendő a fülesedést, illetve a közepes átmérőt a munkadarab egy célszerűen megválasztott mélységénél kísérletileg meghatározni. Az ilyen módon létrehozott geometriai modellek méreteit összehasonlítottuk a kísérleti darabok méreteivel és a gyakorlat számára megfelelő pontosságot / 2% alatti eltérést / kaptunk. A munkadarab mélységét úgy kell megválasztani, hogy mélyhúzóerő már csökkenő jellegű legyen, és a fülesedés még a ráncgátlóval leszorított síklapú részen mérhető legyen.



4. ábra

*Összefüggések a füledés és a közepes átmérő,
valamint a közepes átmérő és a munkadarab mélysége között*

A mélyhúzás befejező fázisában a munkadarab füledő része a mélyhúzógyűrű lekerekítése mentén alakváltozik. Ezt geometriailag nem modelleztük, de a modellezését a lemez-anizotrópia szempontból nem is tartjuk fontosnak. Ennél a fázisnál a megvastagodott lemez gyakran tovább fülededik, és a füledést jelentősen befolyásolhatja a ráncgátlónyomás értéke is.

A belyeg módszeres mozgásával előállítható a mélyhúzás folyamatát követő képek. Ezeket a képeket a MAKROMEDIA FLASH MX szoftver segítségével mozgó ábrákká alakítottuk. A mozgó ábrákkal jól szemléltethető a mélyhúzás folyamata [5].

Irodalom

- [1] Edited by W. Beitz –K. – H. Küttner: Dubbel Handbook of Mechanical Engineering, Springer - Verlag London (1994)
- [2] Fülöp, T., Tisza, M., jr. Tisza, M.: Generalisation of Material Laws for Sheet Metals, Proc. of the 21st Biennial Congress of the IDDRG. (2000) Ann Arbor, Michigan, USA. pp.: 221-228.
- [3] Doege, E., Griesbach, B., Mende, T.: Analysis and Closed Loop Control of Deep-Drawing Process with On-Line Measurement of the Material Flow, Proc. of the 21st Biennial Congress of the IDDRG. (2000) Ann Arbor, Michigan, USA. pp. 187-194.
- [4] Boór, F., Kardos, K.: Conventional Deflection of Non Deflectable Surfaces within CAD/CAM/CAE Environment, Proc. of the 21st Biennial Congress of the IDDRG. (2000) Ann Arbor, Michigan, USA. pp. 213-220.
- [5] Imre Czinege, Ernő Halbritter, Károly Kardos: Sheet metal anisotropy at geometric modelling of deep-drawn workpieces, IDDRG Conference 2003 May 11 - 14, Bled, Slovenia

Minimális veszteségű DC törpemotor

MICROMOTOR HAVING MINIMAL LOSSES

Dr. Halmi Attila¹, Meszlényi György², Suda Jenő³

^{1,2} Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Finommechanikai, Optikai Tanszék

³ Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Áramlástan Tanszék

Abstract

In mechatronic systems are usually micromotors as actuators applied. The most important question is: with which efficiency transforms the actuator the available electrical energy into mechanical energy. We have chosen as a start construction a large serial fabricated, originally 800 mW power ironless motor. We redesigned the bearings to keep the losses in low level, so we have chosen the precision mechanical bearing which gives the minimal friction torque: this is the vertical centre bearing. We determined the mechanical losses coming from bearing-friction and air friction as well as electrical losses by calculation, then we controlled the results by measurement. The output power of the micromotor at the maximum efficiency is 5,2 mW which is extremely low in comparison with the conventional power values in power engineering, but it is enough to drive many devices in precision mechanics. The motor has got maximum 70 % electro-mechanical efficiency.

Bevezetés, célkitűzések

Mechatronikai rendszerekben aktuátorként, azaz beavatkozó elemként gyakran törpemotorokat alkalmazunk. Telepes, vagy napenergiával működtetett rendszereknél alapvető fontossága van annak a kérdésnek, hogy az aktuátor milyen hatásfokkal alakítja át a rendelkezésre álló villamos energiát mechanikai munkává. Sok esetben éppen ez az optimalizálás legfőbb kritériuma. Az egyenáramú légréstekerceses törpemotorok – amelyek kis méreteik miatt a finommechanika mérettartományába tartoznak – kézenfekvő megoldást kínálnak az ilyen feladatok megoldására. Különösen időszerű ebben a témakörben a tárcsás konstrukciók vizsgálata, mert ezek ma még viszonylag kevésbé ismertek, ugyanakkor alternatív alkalmazási lehetőséget kínálnak a jobban ismert serleges konstrukciókkal szemben.

1. A motorkonstrukció kiválasztása

Kiindulási alapként egy nagy sorozatban gyártott, eredetileg 800 mW teljesítményű tárcsás, légréstekerceses motort választottunk. Célkitűzésünk az, hogy ennek fődarabjait megtartsuk, de a minimális veszteségek eléréséhez a finommechanikai rendszert – elsősorban a csapágyszárazást – áttekintjük. A motor használhatóságát illetően ez természetesen korlátozásokat jelent, ilyen például a függőleges tengelyhelyzet. Ennek az az oka, hogy függőleges tengelyhelyzettel kisebb súrlódási nyomatékú csapágyszárazást lehet készíteni, mint vízszintes, vagy más szögű tengelyhelyzettel.

2. Mechanikai veszteségek

A mechanikai veszteségek a csapágsúrlódásból és a légsúrlódásból származnak.

2.1. Légsúrlódási veszteség

A tárcsás konstrukciónál számolni kell a tárcsát körülvevő légrésekben kialakuló ún. légrés-veszteségekkel is. Az álló ház és a forgó tárcsa közötti légrésben ún. légsúrlódási veszteségnyomaték (-teljesítmény) keletkezik a tárcsa oldallapjain ill. a paláston τ csúsztatófeszültség hatására ébredő erők következtében. A légsúrlódási veszteség számítása során felhasználjuk, hogy az l méretű légrésekben az áramlás lamináris, a tárcsa és a ház közötti résben a sebességprofil lineáris. A tapadás törvénye szerint az n fordulatszámmal forgó tárcsa falán r sugáron a $v(r) = r \cdot \omega = r \cdot 2\pi n$ kerületi sebességgel egyenlő, míg az állórész falán pedig zérus értékű. Így a légrésbeli dv/dl sebesség-

gradiensek, vagyis ezáltal a τ csúsztatófeszültségek számítása igen leegyszerűsödik. Az M_l légsúrlódási veszteségnyomaték két részből tevődik össze: a tárcsa két oldallapjánál ($M_{l,o}$) ill. a tárcsa hengerpalástjánál ($M_{l,p}$) ébredő csúsztatófeszültségből számítható erők nyomatékából. Ezen két légrés közti harmadik, kicsiny közrezárt térrészek légsúrlódási veszteségét elhanyagolhatjuk.

OLDALLAP: A tárcsa oldallapjain egy tetszőleges r sugárnál ébredő csúsztatófeszültség az alábbi módon számítható:

$$\tau_o(r) = \mu_{lev} \cdot \frac{v(r)}{l_o}$$

A fenti kifejezésben $l_o=0.2$ mm a tárcsa oldallapja és a ház közötti légrés mérete, $\mu_{lev}=1.822 \times 10^{-5}$ Pa·s pedig a levegő dinamikai viszkozitása. Mindkét teljes oldallapra integrálva a légkavarásból származó $M_{l,o}$ veszteségnyomatékot adódik ($n=1428$ 1/min fordulatszámnál és a tárcsa adott $R_t=12.5$ mm sugarával):

$$M_{l,o} = 2 \cdot \int_0^{R_t} r \cdot 2 \cdot r \cdot \pi \cdot \tau_o(r) \cdot dr, \text{ illetve } M_{l,o} = 2 \cdot \frac{\mu_{lev} \cdot \pi^2 \cdot n \cdot R_t^4}{l_o} = 1.045 \text{ mNmm}$$

A tárcsa oldallapjain a légsúrlódási veszteségnyomaték $P_{l,o}$ teljesítmény igénye ezzel:

$$P_{l,o} = M_{l,o} \cdot \omega = \frac{4 \cdot \mu_{lev} \cdot \pi^3 \cdot n^2 \cdot R_t^4}{l_o} = 0.156 \text{ mW}$$

PALÁST: Az adott $H_t=1.8$ mm vastagságú forgó tárcsa hengerpalástja és a ház közötti légrés mérete az oldalfali légrésnél nagyobb, $l_p=1$ mm méretű. Hasonlóan az oldalfali légréshez, a tárcsa paláston R_t sugárnál ébredő csúsztatófeszültségre írható:

$$\tau_p(R_t) = \mu_{lev} \cdot \frac{v(R_t)}{l_p}$$

A τ_p csúsztatófeszültségből $F_{l,p} = \tau_p \cdot A_p$ erő ébred a tárcsa $A_p = 2R_t \pi \cdot H_t$ palástfelületén. Az $M_{l,p}$ veszteségnyomaték értéke ezzel a tárcsa külső R_t sugarán:

$$M_{l,p} = F_{l,p} \cdot R_t = \tau_p \cdot A_p \cdot R_t = \frac{4 \cdot \mu_{lev} \cdot \pi^2 \cdot n \cdot R_t^3 \cdot H_t}{l_p} = 6.018 \times 10^{-5} \text{ Nmm}$$

Látható, hogy a paláston levő vastagabb l_p légrésben a légsúrlódási veszteségnyomaték $P_{l,p}$ teljesítmény igénye töredéke az l_o oldalfali részveszteségének:

$$P_{l,p} = M_{l,p} \cdot \omega = \frac{4 \cdot \mu_{lev} \cdot \pi^3 \cdot n^2 \cdot R_t^3 \cdot H_t}{l_p} = 8.999 \times 10^{-3} \text{ mW}$$

A LÉGSÚRLÓDÁSI VESZTESÉG ÖSSZESEN: M_l összes légsúrlódási veszteségnyomatékra ill. P_l összes légsúrlódási veszteségteljesítményre kapjuk:

$$M_l = M_{l,o} + M_{l,p} = 1.105 \times 10^{-3} \text{ Nmm} = 1.105 \text{ mNmm}$$

$$P_l = P_{l,o} + P_{l,p} = 8.999 \times 10^{-3} \text{ mW} + 0.156 \text{ mW} = 0.165 \text{ mW}$$

2.2. Csapágsúrlódási veszteség

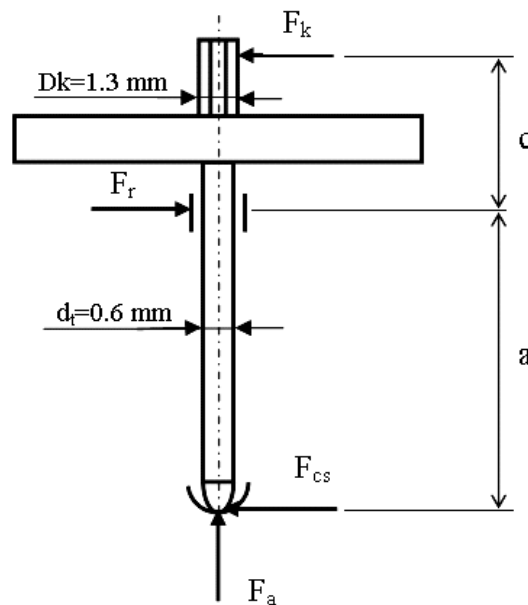
A csapágsúrlódásból származó veszteségeket először számítással határozzuk meg, amelyet mérésekkel ellenőrzünk. Célkitűzésünk volt a veszteségek minél kisebb értéken tartása, ezért a konstrukciót eleve úgy tervezzük, hogy a súrlódási veszteségek kicsinyek legyenek. Ezen okból a legkisebb súrlódási nyomatékot adó finommechanikai csapágyazást, a függőleges csúcságyazást választottuk. A kefék 90°-os elrendezése miatt radiális erőhatások is keletkeznek, ezért egy radiális erőt felvevő csúszócsapágyra is szükség van. A veszteséget okozó súrlódási nyomatékok kiszámításához először a tengelyre ható erőket kell meghatározni, amelyhez kiindulást a kommutátorra nyomódó

egymástól 90°-ra elhelyezett ezüst-palládium kefék okozta erőhatás adja. A keféket befogott tartóként modellezve, a kommutátorral való érintkezés pontjainak kefére merőleges elmozdulását ismerve a kefék által kifejtett erőhatás az alábbi képletből számítható:

$$F_{k1} = \frac{f \cdot E \cdot h \cdot b^3}{4 \cdot l^3} = 3.8 \cdot 10^{-3} \text{ N} = 3.8 \text{ mN}$$

A képletben: F_{k1} az egyik kefe által a tengelyre kifejtett erő, $f = 0.2 \text{ mm}$ a kefe lehajlása, előfeszítése, $E = 1.16 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ a kefék anyagának rugalmassági modulusa, $h = 0.3 \text{ mm}$ a kefék szélessége, $b = 0.065 \text{ mm}$ a kefék vastagsági mérete, $l = 5 \text{ mm}$ kefe hossza a befogás és a kommutátorral való érintkezési vonal között.

A kefék síkjában ható F_k radiális eredő erő a tengelyre merőleges egymástól 90°-ra elhelyezkedő egyenlő nagyságú F_{k1} és F_{k2} kefeerők vektoriális összegzéséből számítható: $F_k = F_{k1} \sqrt{2} = 5.4 \cdot 10^{-3} \text{ N} = 5.4 \text{ mN}$



2.1 ábra

A tengelyre ható erők:

F_k eredő kefeerő

F_r csúszócsapágynál ható radiális erő

F_{cs} csúcságyazásnál ható radiális erő

F_a a forgórész tömegéből adódó axiális erő reakcióereje

A 2.1 ábrán láthatóak a tengelyre ható erők. Az alsó csúcságyazást csuklóként modellezve, erre nyomatéki egyenletet felírva számítható a tengely közepén elhelyezkedő csapágyazásnál ható F_r radiális erőhatás.

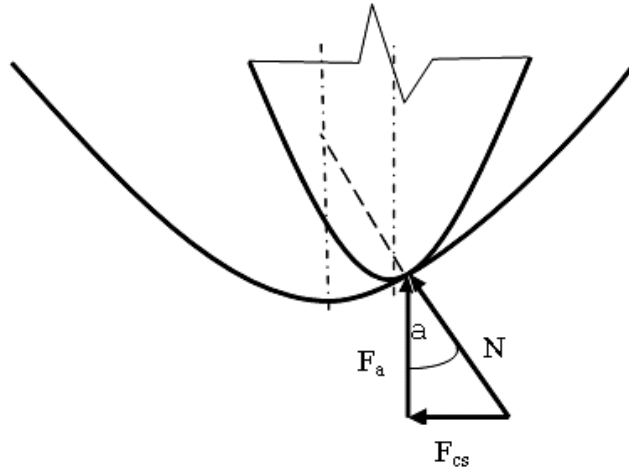
$$F_r = F_k \frac{a + c}{a} = 9.7 \cdot 10^{-3} \text{ N} = 9.7 \text{ mN}$$

A képletben: $a = 7 \text{ mm}$ a csúcságyazás és a csúszócsapágy közepes távolsága, $c = 5.5 \text{ mm}$ a kefék síkjának közepes távolsága a csúszócsapágytól.

A kefe és a tengely érintkezési pontjára felírt nyomatéki egyenletből számítható az alsó csúcságyazásnál ható F_{cs} radiális erő.

$$F_{cs} = F_k \frac{c}{a+c} = 4.3 \cdot 10^{-3} \text{ N} = 4.3 \text{ mN}$$

Az alsó csúcságyazásnál jelentkező súrlódási nyomatékot létrehozó erőket szemlélteti a 2.2 ábra. Ezt a nyomatékot részben a forgórész tömegéből számítható F_a axiális irányú erő, részben a már kiszámolt F_{cs} radiális erő okozza. A 2.1 ábrán látható F_k erő hatására a tengely az ágyazás szimmetriatengelyéből kismértékben kimozdul.



2.2. ábra

A gömbsüveg alakú tengelyvégre ható N normális erő az ábra alapján következőképpen számolható:

$$N = \sqrt{F_a^2 + F_{cs}^2} = \sqrt{(mg)^2 + F_{cs}^2} = 0.02 \text{ N}$$

A képletben: a forgórész tömegéből számítható az F_a axiális irányú erő, F_{cs} az alsó csúcságyazásnál ható radiális erő, $m = 0.002 \text{ kg}$ a forgórész tömege, g pedig a nehézségi gyorsulás.

Az alsó csúcságyazásnál fellépő súrlódási nyomaték az alábbi közelítő képletből számítható:

$$M_{s,cs} = r_l \cdot \sin \alpha \cdot \mu \cdot N = 2.6 \cdot 10^{-5} \text{ Nmm}$$

A képletben: $r_l = 0.03 \text{ mm}$ a tengelycsúcs végének sugara, α a 2.2 ábrán látható erőháromszögből F_a és N által bezárt szög, $\mu = 0.2$ a súrlódási tényező.

A tengely közepén elhelyezkedő csapágy okozta súrlódási nyomaték a radiális erő ismeretében az alábbi összefüggésből számítható:

$$M_{s,r} = \mu \cdot F_r \cdot r_t = 5.7 \cdot 10^{-4} \text{ Nmm}$$

A képletben: $r_t = 0.3 \text{ mm}$ a tengely sugara, F_r a tengely közepén elhelyezkedő csapágyazásnál ható korábban kiszámolt radiális erőhatás.

Hasonló a kefék síkjában jelentkező súrlódási nyomaték számítása is:

$$M_{s,k} = \mu \cdot F_k \cdot r_k = 7 \cdot 10^{-4} \text{ Nmm}$$

A képletben: $r_k = 0.65 \text{ mm}$ a kommutátor sugara, F_k a kefék síkjában ható fentebb kiszámolt radiális eredő erő. Működéskor a veszteségek összeadódnak, így az eredő súrlódási veszteségi nyomaték:

$$M_s = M_{s,cs} + M_{s,r} + M_{s,k} = 1.3 \cdot 10^{-3} \text{ Nmm} = 1.3 \text{ mNmm}$$

3. Elektromos veszteségek

Légréstekercses törpemotoroknál vasvesztésekkel (hiszterézis veszteséggel) és örvényáramú veszteségekkel a szakirodalom [2][3] és saját tapasztalataink alapján nem kell számolnunk. A forgórész ugyanis nem tartalmaz sem ferromágneses anyagot, sem olyan tömör fém anyagot, amelyben örvényáramú veszteségek keletkezhetnének. A rézvesztés, tehát a tekercselés ohmos ellenállásán eső feszültségből származó veszteség azonban esetünkben is fellép. Ennek értéke (P_R) egy tetszőleges munkapontban:

$$P_R = R_a i_{\text{átl}}^2$$

ahol R_a a tekercselés rezisztenciája, azaz ohmos ellenállása (esetünkben $R_a=22 \Omega$), $i_{\text{átl}}$ pedig az átlagos (egy fordulat alatt átlagos) motoráram. A rézvesztés konkrét értéke üresjárásban (I_0 az üresjárási áram):

$$P_R = R_a I_0^2 = 43 \mu\text{W}$$

A légréstekercsek mágneses terének hatását (amely egyébként az armatúra visszahatás néven ismeretes) a szakirodalom alapján nyugodtan elhanyagolhatjuk.

A motor forgórésze csillag kapcsolású. A másik, talán szokásosabb delta kapcsolást azért nem használjuk, mert korábbi vizsgálataink kimutatták, hogy a kiválasztott három sík tekercsel, és négy állórész pólussal rendelkező konstrukció nagyobb hatásfokkal képes a villamos energiát mechanikai munkává alakítani, ha a tekercsek csillag kapcsolásban dolgoznak. A működést vizsgálva megállapítható, hogy egyetlen tekercs egy fordulat alatt 4-szer van bekapcsolva, és négyszer kikapcsolva. A 3 tekercs így egy motorfordulat alatt 12-szer kapcsolódik be, és ugyanannyiszor kapcsolódik ki.

Egy tekercsben tárolt energia (W_m) a jól ismert

$$W_m = \frac{1}{2} L i^2$$

összefüggéssel írható le, ahol L_t a tekercs induktivitása, i a benne folyó áram pillanatértéke. Tekintettel arra, hogy pusztán egy tekercs bekapcsolásával vagy kikapcsolásával mechanikai munka nem keletkezik, mind a be, mind a kikapcsolási folyamatot veszteségnek kell tekintenünk, amelynek értéke a fenti megfontolások alapján, üresjárásban:

$$W_\sigma = 2 \cdot 12 \cdot \frac{1}{2} L_t I_0^2 = 12 \cdot L_t I_0^2 = 2,9 \text{ nW}$$

Mivel ez az érték a rézvesztésnél négy nagyságrenddel kisebb, a továbbiakban a légréstekercsekben tárolt energiával nem érdemes foglalkoznunk.

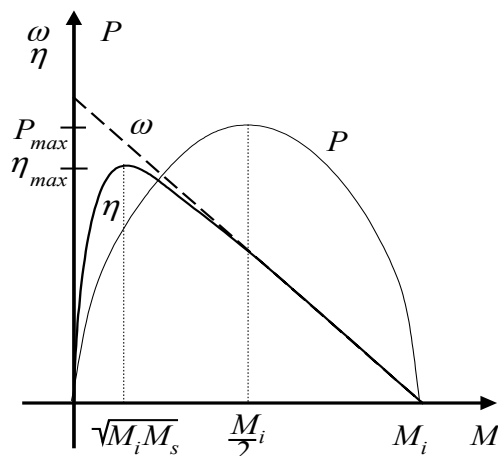
4. Mérési eredmények

A méréseket az elkészült motor kísérleti példányán végeztük el. A mágneskörben a legnagyobb energiatartalommal rendelkező ritka földfém (NdFeB) mágneset alkalmaztunk. A mérési eredményeket a következő táblázat mutatja (néhány motorjellemző a mérési eredmények alapján számított érték):

Névleges tápfeszültség	1,2 V
Forgórész ellenállása	22 Ω
Üresjárási fordulatszám	1428 min ⁻¹
Motorállandó	8 mVs
Maximális teljesítmény	16 mW
Üresjárási áram	1,4 mA
Üresjárási veszteségi nyomaték	11,2 μNmm
Indítónyomaték	432 mNmm
Maximális hatásfok	70 %

5. Következtetések

A mintamotor veszteségeire jellemző, hogy a motort 80 mV kapocsfeszültség mellett $600 \mu\text{A} = 0,6 \text{ mA}$ árammal, azaz $48 \mu\text{W}$ teljesítménnyel forgásban lehetett tartani. (Összehasonlításképpen: egy zseblámpaizzó kb. 1 W teljesítményű, ebből következően kb. 20 000 db ilyen motort lehetne azzal a teljesítménnyel forgásban tartani, mint amennyit egy zseblámpaizzó fogyaszt.) Joggal merülhet föl a kérdés, hogy mekkora hasznos mechanikai teljesítményt vehetünk ki a motorból. Az egyenáramú motorok hatásfoka (η) változó érték, a beállított munkapont függvénye, ahogyan azt az 5.1. ábra mutatja.



5.1. ábra

Az 5.1. ábrán a hatásfokon kívül a szögsebességet és a teljesítményt is feltüntettük a forgatónyomaték függvényében. Esetünkben az optimumot a maximális hatásfok közelében történő működtetés jelenti. Ennek ($\eta_{\max}$) értéke:

$$\eta_{\max} = \left(1 - \sqrt{\frac{I_0}{I_{\max}}}\right)^2 = \left(1 - \sqrt{\frac{M_s}{M_s + M_i}}\right)^2$$

A képletben I_0 az üresjárási áram, $I_{\max}$ a maximális áram, M_s a súrlódási, illetve veszteségi nyomaték, M_i pedig az indítónyomaték. Mivel célkitűzésnek a veszteségek minimalizálását választottuk, ebből következően a felhasználás során a motort a maximális hatásfokhoz tartozó munkapontban kell működtetnünk. A nyomaték a maximális hatásfokú munkapontban:

$$M = \sqrt{M_s M_i} = 0,16 \text{ mNm}$$

Az ehhez a nyomatékhoz tartozó motorfordulatszám 314 min^{-1} , a leadott mechanikai teljesítmény

$$P = 5,2 \text{ mW}$$

Ez az érték abszolút értékét tekintve meglehetősen kicsiny az energetikában szokásos teljesítményekhez képest, de a finommechanikában számos szerkezet meghajtására elegendő. A példaként választott és finommechanikailag átkonstruált törpemotor tehát 5,2 mW hasznos mechanikai teljesítményt szolgáltat 70 %-os villamos-mechanikai hatásfok mellett.

Felhasznált irodalom

- [1] W. Krause: Konstruktionselemente der Feinmechanik, Hanser Verlag 1993.
- [2] Rajki Imre: Törpe és automatikai villamos gépek MK 1990.
- [3] A. Halmi: Die Vorteile der Axial-Magnetfeld Gleichstrom Kleinstmotoren. 43. IWK, 21-24 September 1998. TU Ilmenau.
- [4] Dr. Halmi Attila: Új konstrukciójú elektromágneses aktuátorok a mechatronikában: a tárcsás forgórészű egyenáramú törpemotorok. Recognition of a lecturer at TU Budapest, 1998.
- [5] H. Stölting – E. Kallenbach: Handbuch Elektrische Kleinantriebe, Hanser Verlag 2001.

Nagykapacitású, energetikailag hatékony adszorpciós műveletek és berendezések

Horváth Géza

Veszprémi Egyetem, Vegyipari Műveleti Tanszék

Abstract

Results of different experimental and theoretical studies suggest that the traditional mass transfer devices for adsorption processes - in spite of the fact that the packed beds are now in fashion and they are cheap - cannot answer the new challenges arising from the environmental protection technologies. The main disadvantages of traditional packed bed are the high pressure drop leading to significant power costs and the low specific capacity resulting relatively large apparatuses.

The application of adsorptive separation on some important fields like the treatment of industrial offgases or large amount of CO₂ emissions have been resulted new technical solutions. New constructions have been introduced for the decreasing of energy demand originating from the hydrodynamic properties and for the solution of inner heat coupling. The velocity barriers for the application of piston driven adsorption methods have been discussed. These basic elements are to be expected for the benefit of the constructors involved in the large capacity adsorber design.

1. Bevezetés

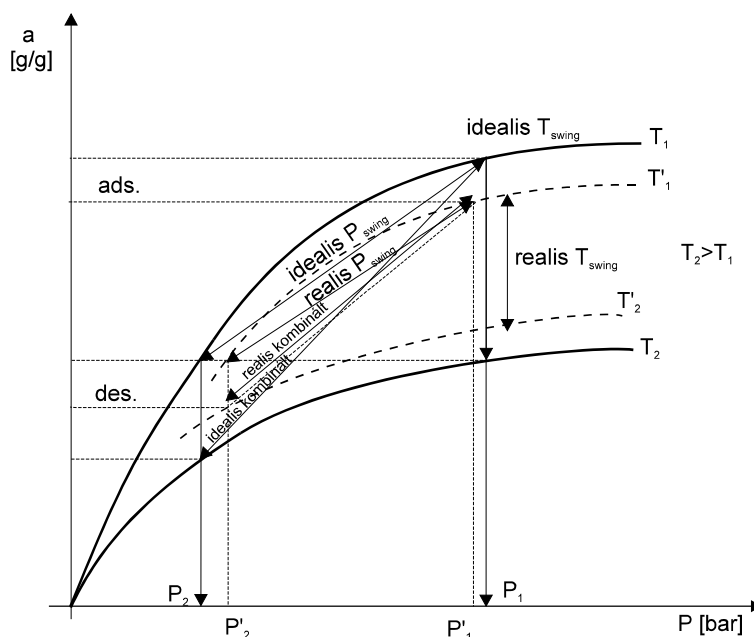
Az adszorbensek felületi és transzport tulajdonságaira alapozott vegyipari műveletek széles körben ismertek. Elsősorban a környezetvédelem területén sürgető, megoldásra váró probléma a kompakt, nagy kapacitású berendezések kialakítása. A különböző lefűjt gázok és füstgázok tisztítása legalább részleteiben új technikai megoldásokat követel, hiszen a szokásos ipari méreteknél legalább egy nagyságrenddel nagyobb kapacitású készülékekre van szükség.

A tradicionális vegyipari berendezések töltött oszlop konstrukciója az egyik, ha nem a legfőbb alkalmazástechnikai hátrány, ugyanis ez a konstrukció viszonylag nagy nyomásesést eredményez, ugyanakkor a klasszikusan formázott adszorbensek termikus ellenállása is jelentősen növeli az energiaköltséget. Az utóbbi években több nemzetközi K+F projekt témája volt ezen feladat megoldása.

2. Szeparációs változatok

Az 1. ábra sematikusan bemutatja a nyomásváltó (PSA), a termikus (TSA) és a kombinált adszorpciós műveletek működési tartományát. A gyakorlati adszorpciós kapacitások becslésére ismernünk kell az egyensúlyi értékeket, amelyeket folytonos vonallal ábrázoltunk, természetesen ezek a kapacitásértékek csak részben hasznosíthatóak.

Minden szeparáció megvalósításához energiabefektetés szükséges, a műveletek ilyen alapon osztályozhatóak. Az ideális TSA eljárásnál a két izoterma $-T_1$ és T_2 közötti különbség állandó nyomáson mutatja a működőképességet. Valójában a két egyensúlyi pont nem érhető el véges idő alatt, az adszorpció során az adszorbens melegszik, deszorpció során hűl, így a pontozott vonalú "virtuális egyensúlyok" közötti különbségek a mérvadóak. A PSA esetében a helyzet hasonló, az ideálistól való eltérés egyik oka a nyomásesés az oszlopban a másik a töltet melege. Hasonló megfontolások alapján értelmezhető a különbség a kombinált eljárások esetében is.



1. ábra.

Paraméterlengetéses adszorpciós műveletek sémái

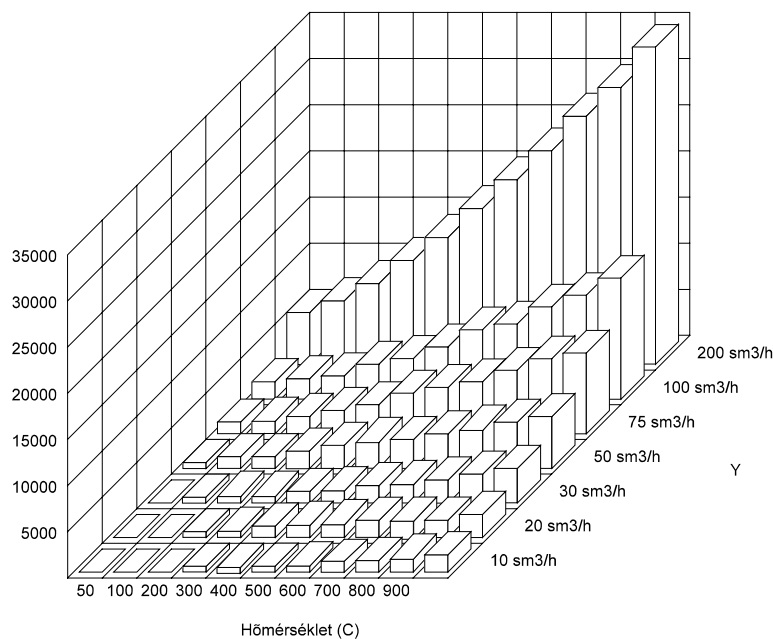
Az egyik legjelentősebb probléma a nagykapacitású berendezések területén a gáztranszport megfelelő megoldása. A termék gáz mennyisége a szokásos konstrukciók esetében ritkán haladja meg az 1t/h értéket. Ez a kapacitás környezetvédelmi célokra általában kevés. Egy későbbi példában szereplő 600MW teljesítményű erőművi blokk füstgáz térfogatárama $1,7 \cdot 10^6 \text{ m}^3/\text{h}$.

2.1 Nyomásesés számítási lehetőségek

Gázok áramlása klasszikus töltött oszlopokon széles körben tanulmányozott és megoldott kérdés. Kivétel képez az adszorpciós eljárásoknál kulcsfontosságú zárt végű kolonnák esete [1,2,3,4]. A rendelkezésre álló módszerek még továbbfejlesztett változatban is csak nagy nyomásesésű, azaz apró szemcséjű töltetek esetében adnak elfogadható numerikus eredményt, de éppen ezek az esetek érdektelenek az itt vázolt technikai feladatok megoldására.

2.2 Készülék geometria

Néha igen egyszerű elképzelések eredményre vezetnek, ha nem ragaszkodunk szokványos megoldásokhoz. A 2. ábra egy tradicionális 2340 mm magas és 560 mm átmérőjű, szokásos méretű granulált adszorbenssel töltött oszlop nyomásesését mutatja a hőmérséklet és a térfogatáram függvényében. Az ilyen konstrukciók esetében a példaként rendszerint vizsgált oxigén dúsítás fajlagos energiaszükséglete 0,9-2,1 kWh/Nm³.

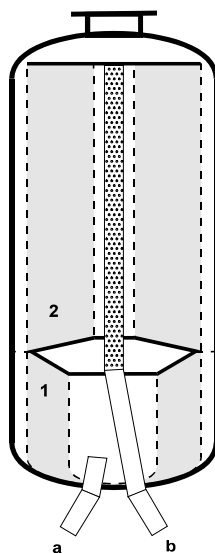


2. ábra

A nyomásesés hőmérséklet függése stationer állapotban

A COMPACT VSA készülék alkalmazásakor (3. ábra) ugyanez az érték $0,3-0,45 \text{ kWh/Nm}^3$ tartományba esik. A készülékek kapacitása mérettől függően $0,2-6 \text{ t/h}$.

Az alacsony energiaszükséglet egyik titka a radiális gázáramoltatás, emiatt a gáz áramoltatásához szükséges nyomásesés az előző tipushoz képest elenyésző. A normál oxigéndúsítás esetében a hőmérsékletváltozás elérheti az 50°C -t. Ez a nem elhanyagolható termikus hatás újabb megoldásra váró feladatot jelent hiszen rontja a szeparáció hatásfokát. Ezen hátrány ellenére a COMPACT rendszerek a műveleti alkalmazások új lehetőségét kínálják.



3. ábra

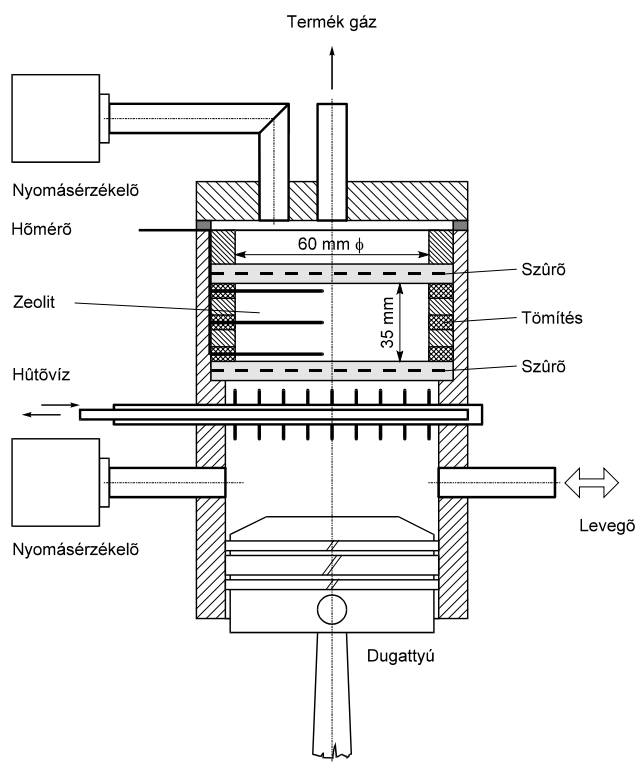
Radiális adszorber

1 – Alumínium-oxid ágy, 2 – Zeolit ágy, a nyers-, lefújt gáz, b oxigéndús gáz

3. Alapvetően új konstrukciók

3.1 Ultra gyors, nyomásváltó adszorpció (URPSA)

Egy módszer - ami megvalósíthatóvá tette a PSA gyors működésű változatát - tulajdonképpen egy henger-dugattyú modul, amit sematikusán a 4. ábrán tüntettünk fel. Ez a berendezés áll egy hengerből, dugattyúból, szelepekből, egy adszorbens ágyból és egy beépített hűtőből. [5-21] irodalmi hivatkozások mindegyike tartalmaz használható adatokat vagy módszert részproblémák megoldására. A legjelentősebb javulást az oxigéndúsítás esetén bemutatva ezzel a megoldással a kapacitás növelése területén értünk el, egyidejűleg viszont az energetikai paraméterek nagyon leromlottak. A fajlagos kapacitás minimálisan tízszeresére, az energiaszükséglet viszont nyolcszorosára nőtt. Az energiaszükséglet növekedésének fő oka az adszorbens melege. A művelet méretezési számítását megoldottuk.



4. ábra

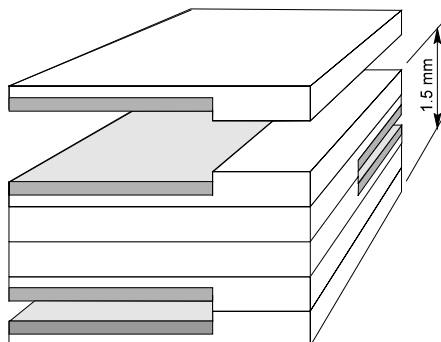
Dugattyú hajtású ultragyors adszorber

3.2 Termikus csatolású gyors PSA (TCRPSA)

A reálisan megvalósítható adszorpciós sebességek meghatározása alapvető feladat. Erre egy kísérleti berendezést építettünk [5]. Ezzel a berendezéssel végzett mérések lehetővé tették, hogy meghatározzuk a technikailag kivitelezhető áramlási és adszorpciós sebességeket. A hangsebességgel a készülékbe áramoltatott gázok adszorpciós sebessége jelenti az URPSA technológiai megvalósítási határait. A rossz energia fajlagos javítására terveztük meg az 5. ábrán bemutatott készülékelemet. Mikromechanikai eszközök segítségével kivitelezhető maga a hordozó váz, egy speciális technológiával pedig adszorbens réteg is rögzíthető a lényegében keresztáramú mikrohőcserélő felületein. Az alapvető kérdés most már az, hogy vajon az adszorpció és a deszorpció közötti termikus csatolás milyen sebességeket enged meg. Egy átlagos adszorbens esetében a technikailag megvalósítható

hőátadási sebesség $\sim 800 \text{ J m}^{-2}\text{s}^{-1}\text{K}^{-1}$ értékű. A hőátadási felület $1600\text{m}^2/\text{m}^3$ az ábrán megadott jellemző méretek estében. A szorpció termikus adataiból számolva egy

$800\text{-}1000 \text{ Jm}^{-2}\text{s}^{-1}$ hűtési, vagy ha úgy tetszik a deszorpciót fedező hőátadási sebességre van szükség. Ez a hőáramsűrűség elegendő az alacsonyabb nyomáson lejátszódó deszorpció megvalósítására.

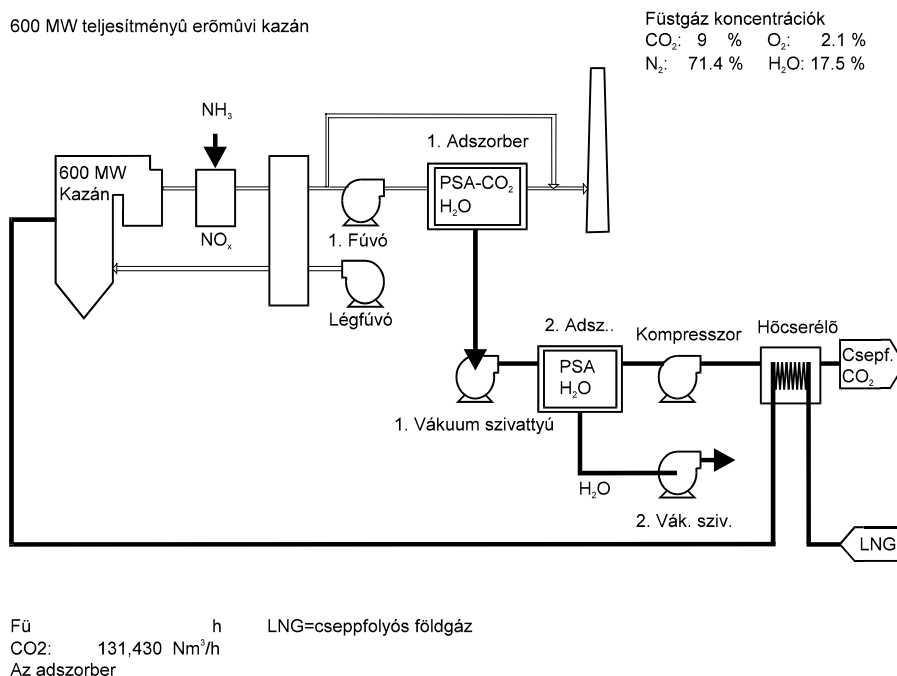


5. ábra

Termikus csatolású adszorpció egység

4. Alkalmazási példa

A Mitsubishi Heavy Industries kísérleti berendezése egy 600 MW teljesítményű tengeren szállított cseppfolyós földgázzal működő erőműre vonatkozik. A 6.ábra klasszikus struktúrájú kétlépcsős adszorpciót alkalmaz. Az ábrán is feltüntetett füstgáz térfogatárama $1,7 \cdot 10^6 \text{ Nm}^3/\text{h}$, a széndioxid tartalom kinyerésére 18 nagyméretű adszorberre van szükség. Ilyen mennyiségű füstgáz széndioxidmentesítése a TCRPSA technikával egyetlen ilyen méretű oszloppal megvalósítható.



6. ábra

Tervezett CO_2 kinyerő eljárás

5. Következtetések

Különböző elméleti és gyakorlati vizsgálatokból arra a következtetésre jutunk, hogy a hagyományos anyagátviteli célokat szolgáló adszorber konstrukciók - annak ellenére, hogy a töltött oszlopok még mindig kedveltek - nem adnak használható eszközrendszert a környezetvédelem új kihívásaira. A fő probléma, hogy ezek a berendezések viszonylag nagy nyomásesésűek, ami jelentős energiaköltséggel jár és kicsi a fajlagos kapacitásuk, amiből természetesen nagy készülékméretetek adódnak. Az itt bemutatott néhány új technikai megoldás lehetőséget biztosít a hidrodinamikai veszteségek csökkentésére és a belső energetikai csatlós gyakorlati megvalósítására. Összegezőként kijelenthetjük, hogy ezen alapelemek a nagykapacitású berendezések építésének számos problémájára megfelelő megoldást adnak.

Irodalom

- [1] Ergun, S., Chem. Eng. Prog., 48 (1952) 89.p.
- [2] Horváth G., Szánya T., Szolcsányi P., László A., Bilitzky L., Hüttner J.: Helium- neon elegy szétválasztása HU 195 690, 1990
- [3] Arányi L., Hay J., Horváth G., Szabó Z., Szánya T., Szolcsányi P.: Magy. Kém. Lapja, 36 (1980) 39.p.
- [4] Kutics K. Hydrodynamic Study of Packed Beds, Műszaki doktori disszertáció, Veszprémi Vegyipari Egyetem, 1981.
- [5] Horváth G., Kutics K., Suzuki M.: NATO ASI Series. Vol. 491 Kluwer, 1996. 511 p.
- [6] Guan, J. Ye, Z.: Proc. of Fourth International Conference on Fundamentals of Adsorption, Kyoto, 1992. Kodansha, 243.p.
- [7] Hart, J., Thomas, W.J.: Gas Sep. Purif., 5 (1991) 125. p.
- [8] Jones, R. L., Keller, G. E., Wells, R.C.: Rapid Pressure Swing Adsorption Process with High Enrichment Factor, U.S. 4194892, 1980
- [9] Jones, R.L., Keller, G.E.: J. Separ. Proc. Technol., 2 (3) (1981) 17.p.
- [10] Kawazoe K., Sugiyama I., Fukuda Y.: Kagaku kogaku, 30 (1966) 1007.p.
- [11] Kowler, D. E., Kadlec, R.H.: AIChE Journal, 18(6) (1972) 1207.p.
- [12] Miller, G.W., Knaebel, K. S., Ikels, K. G.: AIChE Journal, 33 (2) (1987) 194.p.
- [13] Nakano S., Suzuki M.: J. Chem. Eng. Japan, 16(2) (1983) 114.p.
- [14] Prichard, C. L., Simpson, G. K.: Chem. Eng. Res. Des., 63 (1986) 467.p.
- [15] Rota, R., Wankat, P.C.: AIChE Journal, 36 (9) (1990) 1299.p.
- [16] Sakoda A., Suzuki M.: Sep. Tech., 1 (1991) 73.p.
- [17] Skarstrom, C. W.: Recent Developments in Separation Science, Ohio, 1975, CRC Press, 2. köt. 95.p.
- [18] Suzuki M.: Adsorption Engineering, Tokyo, 1990, Kodansha
- [19] Turnock, P. H., Kadlec, R. H.: AIChE Journal, 17 (2) (1971) 335.p.
- [20] Rousar, L., Dittl, P., Kotsis L., Kutics K.: Chem. Eng. Comm. 112 (1992) 67.p.
- [21] Suzuki M., Horváth G., Ruthven, D. M., Frooq, S.: Research Report, NEDO, Tokyo, 1996.

2D-s NC szerszámgépek struktúrái tárcsaszerű alkatrészek megmunkálására

STRUCTURES OF 2D NC MACHINETOOLS FOR MACHINING OF DISK-SHAPED WORKPIECES

Dr. Jakab Endre, Vizi Gábor

Miskolci Egyetem Szerszámgépek Tanszéke

Abstract

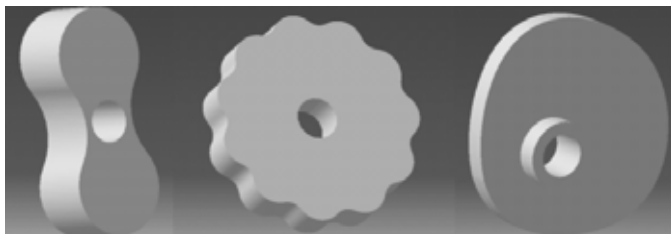
The research and development of lathes manufacturing polygon surfaces and cycloidal wheels used in epicycloidal gears looks back on a productive past at the Department of Machine Tools of the University of Miskolc. The NC machine tools have changed machines built with mechanical kinematic chains by industrial demand. This paper presents the results of generation of 2D NC machine structure generally and chooses the favourable design by analysing the machine versions for plunge-cut machining of disk-shaped workpieces that have been built.

Bevezetés

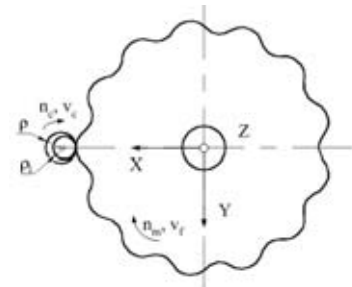
A Miskolci Egyetem Szerszámgépek Tanszékén eredményes múltat tekint vissza a sokszög esztergagépek és a csapos bolygóművekben alkalmazott ciklois fogaskerekek gyártására alkalmas gépek kutatása és fejlesztése. A mechanikus kinematikai láncú gépeket az igényeknek megfelelően a NC gépek váltották fel. A dolgozat a 2D-s NC gépstruktúrák képzését általánosan vizsgálja, majd a megoldásokat elemezve a tárcsaszerű alkatrészek beszúró megmunkálására alkalmas megoldást választ ki, amelyet megvalósítottunk.

Megmunkálható munkadarabok, szerszámok

A gyártandó munkadarabok körtől eltérő görbe keresztmetszettel rendelkező, tárcsaszerű alkatrészek, amelyeknek a forgástengellyel párhuzamos alkotójú megmunkált felületük van, anyaguk lehet lágy, vagy edzett. A profil analitikusan vagy numerikusan adott. Ilyen alkatrészek például a Root kerekek, vezértárcsák (1. ábra), stb., amelyek közül a nyújtott epicikloissal egyenközű fogprofilú hengeres kerekek megmunkálására helyeztük a hangsúlyt. A felsorolt munkadarabok megmunkálására alkalmas számjegyvezérlésű gépeket a 2D-s gépek körében kerestük. A megmunkáló szerszámok alakja hengeres, vagy hengercikk, amelyeknek átmérője a megmunkált felülettel kapcsolódó görgő átmérőjével azonos, vagy kisebb és hossza a munkadarab szélességénél nagyobb (2. ábra).



1. ábra



2. ábra

Gépstruktúrák képzése

A 2D-s gépváltozatok feltárását két mozgás vizsgálata alapján végezzük. A struktúrák térbeli helyzetét korlátozzuk azzal, hogy a munkadarabok forgástengelye vízszintes síkban helyezkedik el. A munkadarab és a szerszám közötti relatív mozgásokat elemi mozgásokat létrehozó NC vezérlésű szánok valósítják meg. A gépstruktúrák végleges kialakításához később vesszük figyelembe az esetleg szükséges további mozgást, mozgásokat (beállító, előtoló), amelynek egységével az egyes változatok utólag kiegészíthetők. A változatok képzését Tajnaí, J. által a Szerszámgépek Tanszékén kidolgozott és alkalmazott struktúráképzési módszer szerint végeztük el, amely a szerszámot és a munkadarabot mozgató szánok összeépítési lehetőségeinek vizsgálatára épül.

A két mozgás jele legyen általánosan SZ1 és SZ2. A munkadarab (m) és a szerszám (s) közötti, ún. mozgásmegosztási változatok ismétléses variációval határozhatók meg. Ez két mozgás esetén 4 változatot ad. Az egymásraépülési, azaz rendűségváltozatok száma, amely legalább két egymásra épülő, vagy csak szerszámot, vagy csak munkadarabot mozgató szánt feltételez, esetünkben 2. A kiadódó összes változat száma 6, amelyek rövidített kódjait az 1. táblázat foglalja össze. A zárójelzett szerszám (s) és a munkadarab (m) jele melletti 1 számjegy elsőrendű (szán a tartóelemre épül), a 2 számjegy másodrendű (elsőrendű szánra épülő) szánt jelent.

1. táblázat

1.	SZ1 (m,1)	SZ2 (m,2)	3.	SZ1 (m,1)	SZ2 (s,1)	5.	SZ1 (s,1)	SZ2 (s,2)
2.	SZ1 (m,2)	SZ2 (m,1)	4.	SZ1 (s,1)	SZ2 (m,1)	6.	SZ1 (s,2)	SZ2 (s,1)

Az SZ1 és SZ2 mozgásokhoz hozzárendelhető lineáris haladó (L) és/vagy forgómozgás (F). Az elemi mozgások jellemzésére, lineáris mozgásnál az elmozdulás irányát, forgó mozgásnál a forgástengely irányát használjuk, ami a három lehetséges mozgáskombinációnál a következőket jelenti: L-L ($\vec{v} - \vec{v}$), L-F ($\vec{v} - \vec{\omega}$), F-F ($\vec{\omega} - \vec{\omega}$). Vizsgálataink szerint az L-F, F-L kombinációk azonos megoldásokhoz vezetnek. Az összes változat a két irány egymáshoz viszonyított helyzeteiből képezhető csoportokból adódik ki. Szerszámgepeket leggyakrabban, célszerűségi okokból, egymásra merőleges mozgásirányú szánokból építenek fel, ritkábban párhuzamos mozgásirányokkal is épülnek gépek. A részletes vizsgálatokból az adódik, hogy tárcsaszerű alkatrészek megmunkálására az L-L és az L-F változatok egymásra merőleges és metsződő mozgású, valamint F-F változatok egymással párhuzamos és nem egybeeső mozgású (forgástengelyű) csoportjai alkalmasak.

A 2. táblázat összefoglalja a L-L, L-F, F-F mozgásokat megvalósító szánok mozgásmegosztási- és egymásraépülési változatait, amelyek száma $3 \cdot 6 = 18$.

2. táblázat

1.1	L1 (m,1)	L2 (m,2)	2.1	L (m,1)	F (m,2)	3.1	F1 (m,1)	F2 (m,2)
1.2	L1 (m,2)	L2 (m,1)	2.2	L (m,2)	F (m,1)	3.2	F1 (m,2)	F2 (m,1)
1.3	L1 (m,1)	L2 (s,1)	2.3	L (m,1)	F (s,1)	3.3	F1 (m,1)	F2 (s,1)
1.4	L1 (s,1)	L2 (m,1)	2.4	L (s,1)	F (m,1)	3.4	F1 (s,1)	F2 (m,1)
1.5	L1 (s,1)	L2 (s,2)	2.5	L (s,1)	F (s,2)	3.5	F1 (s,1)	F2 (s,2)
1.6	L1 (s,2)	L2 (s,1)	2.6	L (s,2)	F (s,1)	3.6	F1 (s,2)	F2 (s,1)

L-L mozgáskombinációnál kiadódó megoldások

A lehetséges mozgásmegosztási- és egymásraépülési változatok száma 6. A tárcsák nagyoló megmunkálása bármelyik 3D-s, egymásra merőleges lineáris mozgásokkal rendelkező fúró-maró megmunkáló központtal lehetséges, és 2D-s NC célgépek is építhetők. A szánok munkadarabprofil generáló mozgásai egyben a szükséges mellékmovgásokat is biztosítják, ami jó példa a funkció összevonásra. Természetesen a 6 gépstruktúra esztérgálási technológia és szerszám alkalmazásakor az esztérgagépek alapváltozatait jelenti.

L-F mozgáskombinációnál kiadódó megoldások

A lehetséges mozgásmegosztási- és egymásraépülési változatok száma 6. A CNC körasztallal is rendelkező megmunkáló központokon az L-F mozgáskombinációk bármelyike létrehozható a szükséges mellékmozgásokkal, de 2D-s NC célgépek is építhetők. A pálya szerinti megmunkáláson belül beszúró megmunkálás is programozható. A lineáris szán mozgása egyúttal mellékmozgás(ok) létrehozására is alkalmas.

A változatok bővítése

A forgó mozgással is rendelkező gépváltozatok tovább bővíthetők egyedi építésű, translációs körmozgású szán alkalmazásával. Körpálya haladó (transzlációs) körmozgással (T) is megvalósítható. Ennek figyelembevételével e csoportban újabb 6, összesen 12 gépstruktúra adódik.

F-F mozgáskombinációnál kiadódó megoldások

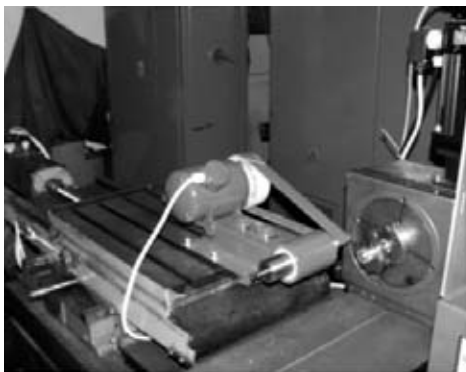
A lehetséges mozgásmegosztási- és egymásraépülési változatok száma 6. Transzlációs körmozgás figyelembevételével e csoportban 24 struktúraváltozat képezhető. A megoldások magukba foglalják a számjegyzvezérlésű sokszögeszterga gépeket is, amelyek struktúrái összevethetők a mechanikus kinematikai láncokkal megépített sokszögesztergákkal, ahol a megmunkáló szerszám esztergakés. Ekkor a sokszögprofilt generáló mozgások forgácsoló főmozgást eredményeznek, amelyeken kívül további, tengelyirányú előtoló és radiális irányú fogásméret vételi mellékmozgásokat megvalósító szánokra is szükség van.

Az előző három csoportban összesen 42 változat található, amelyekből az optimális megoldást a megmunkálendő alkatrészcsalád és szerszámok figyelembevételével az alábbi szelektálási kritériumok alapján választjuk ki. A gép lehetőleg kereskedelmi tételekből épüljön fel; a két elemi mozgás, ha lehet, funkció-összevonással teljesítse a szükséges mellékmozgást, statikai és dinamikai szempontból kedvező legyen, hengeres és hengercikk alakú forgó szerszámok és különböző technológiák (marás, köszörülés, nagyolás, simítás) egyaránt alkalmazhatók legyenek, továbbá a megoldás termelékenység növelésére és továbbfejlesztésre módot adjon.

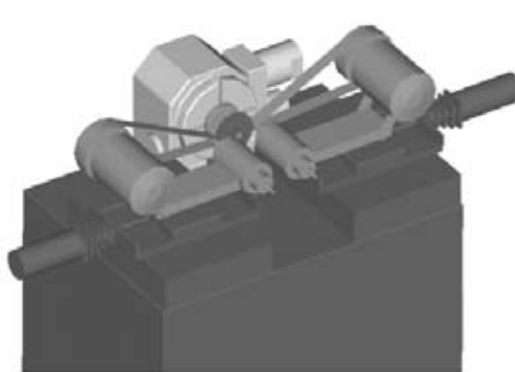
Értékelés: A fenti követelményeket figyelembe véve kedvező megoldást ad a lineáris haladó-forgó mozgáskombinációjú, 2.4 sorszámú, osztott mozgású gépváltozat (L(s,1) F(m,1)). A megmunkálás beszúró jellegű. Szalagköszörű szerszámnál, a szerszám hengercikk alakja korlátozhatja bizonyos megmunkálások elvégzését. A beszúró szán a keresztirányú előtoló mozgás mellett a ráálló, eltávolodó, korrigáló mozgásokat is megvalósítja.

A megépített 2D-s CNC szalagköszörű gép

A 3. ábrán látható az általunk kifejlesztett **2D-s CNC, beszúró szalagköszörű gép**, amelyet a struktúraképzés alapján kedvezőnek ítélt változat szerint építettük meg a Miskolci Egyetem Szerszám-gépek Tanszékének laboratóriumában. A gép alapját egy fűrőgép felfogó asztala képezi, amelyre koordinátaasztal (csak a felső szánja NC-sítve) és egy közdarabon keresztül, a Tanszéken kifejlesztett, CNC körasztal épül. A koordinátaasztal felső szánja hordozza a szalagköszörű egységet, amelyet Fortuna köszörű egységből alakítottunk ki. A forgó munkadarabot a körasztalra szerelt felfogó tükken rögzítjük.



3. ábra



4. ábra

A gép fejlesztése során a következő feladatokat oldottuk meg: gép szerkezeti építése, villamos vezérlőszekrény tervezése, kivitelezése, vezérlő program fejlesztése, epiciklois fogazatok megmunkálásának programozása, dinamikai vizsgálatok, felületi érdesség vizsgálatok. A termelékenység növelésére, megmunkálási változatok képzésére a két megmunkáló egységgel kialakított gép ad lehetőséget (4. ábra).

A hajtások irányítása egy számítógépbe épített 3 tengelyes szervo hajtáskártyán keresztül történik, melynek csak két tengelyét használtuk fel. A vezérlő program által szolgáltatott impulzusok a hajtáskártyán és az erősáramú szervovezérlőn keresztül vezérlik a motorokat.

Kiegészítő mozgások: Az alkatrészek görgővel kapcsolódó felületeinek, kenés szempontjából is kedvező felületi mikrogeometriájának létrehozására a koordinátaasztal alsó szánjának megfelelő frekvenciájú, kismértékű, axiális irányú lengetése használható.

Eredmények, további célkitűzések

A megépített gépen próbamegmunkálásokat $z=11$ fogszámú, $e=2.5\text{mm}$ excentricitású, adott méretű epiciklois fogaskeréken végeztünk, amelynek anyaga szerkezeti acél volt. A szalagköszörű szerszám eredő sugara $\rho=9,5\text{mm}$. A köszörűszalag 3M gyártmányú, P100-as, az előtolás $0,02\text{ mm/ford}$. A kutatás-fejlesztés következő feladatai: a szalagköszörülés méretpontos megmunkálásokra való alkalmasságának igazolása munkadarabprofil mérésekkel, felületi érdesség, illetve szerszám élettartam vizsgálatok a paraméterek variálásával.

Irodalomjegyzék

- [1] Karelin, N.M.: Beszkopirnjaja obrabotka cilindricseszkij gyetalej „Masinosztrojenije” Moszkva 1966.
- [2] Tajnafői, J.: Szerszámgéptervezés II. struktúraképzések. Jegyzet. Tankönyvkiadó, Budapest 1990.
- [3] Tajnafői, J.- Gellért, K.: Késtartó szerkezetek sokszögfelületek esztergálásához 6613 sz. magyar szabadalom, 1981 március 10.
- [4] Gellért, K.: Eszterga sokszögidomú munkadarabok megmunkálására GE-638/1968
- [5] Takács, Gy.: Morphological design of machine-tools Publ.univ. of Miskolc. Series C., Mechanical Engineering. Vol. 48, pp. 169-174. (1999.)
- [6] Demeter, P.: Epi- és hipociklois felületeket megmunkáló gépek és szerszámok fejlesztése NC gépekre, Doktoranduszok fóruma, Miskolc, 2001. november 6.

Belső levegő minőség vizsgálata légcsereszám mérése alapján

RESEARCHING INDOOR AIR QUALITY
BY MEASURING AIR EXCHANGE COEFFICIENT

Dr. Kajtár László, Leitner Anita

Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem,
Gépészmérnöki Kar, Épületgépészeti Tanszék

Abstract

Researching indoor air quality (IAQ) is one of the most important goals of the studies in civil engineering. The problem providing good air quality in offices gets the highest attention because of the long duration of residence and the needs of mental activity.

Naturally ventilated rooms have low air-exchange coefficient causing elevation of indoor air pollutants (IAP) concentration. Small office room's examinations showed that the amount of natural air-exchange is lower than the recommended minimum level of 0.3 liter per hour. The main reason of such a situation can be the growing efficiency of insulation at doors and windows. One could ask how to harmonize different requirements of ventilation and thermal isolation.

Belső levegő minőség (BLM) alatt a komfort, tehát alapvetően emberi tartózkodásra szánt zárt terek levegőjének minden olyan nem termikus jellemzőjét értjük, melyek befolyásolják az emberi közérzetet. Az elnevezés megfelelői angolszász, illetve német nyelvterületen: „Indoor Air Quality (IAQ)”, illetve „Raumluftqualität”. A BLM megítélésében és értékelésében alapvető szerepe van a levegőben jelen lévő szennyezőanyagoknak, valamint az emberi érzékelésnek.

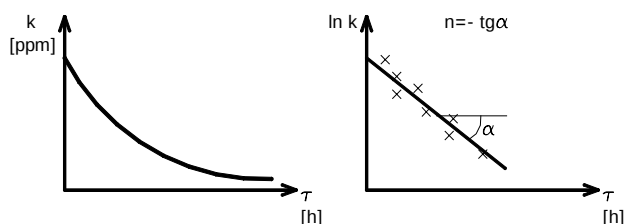
A megfelelő belső levegő minőség biztosításához szükséges szellőző levegő mennyisége meghatározható az érzékelhető levegőminőség alapján, illetve egészségügyi követelmények (megengedett szennyezőanyag koncentráció) alapján [1].

A szükséges szellőző levegő mennyisége biztosítható természetes szellőzéssel és/vagy légkezelő berendezésekkel. Minden szellőzési módot jellemezni lehet azonban az ún. légcsereszámmal: n [1/h], amely megadja, hogy egy adott helyiség levegője hányszor cserélődik ki óránként. Szakirodalmakban megtalálható táblázatok tapasztalati adatok, illetve mérési eredmények alapján adják meg a légsere mértékét, különböző helyiségtípusokra [5]. Általános érvényű ajánlás azonban, hogy a légsere mértéke higiéniai okok miatt ne csökkenjen 0,5-0,3 1/h érték alá. Az 1980 – as évek előtt ez az érték a nyílászáró szerkezetek hézagain keresztül kialakuló természetes szellőzés révén biztosított volt. A modern épületekben a hőszigetelési technikák fejlődése és az ezzel kapcsolatos energetikai megfontolások miatt azonban a nyílászárók résein keresztül kialakuló légsere 0,3 [1/h] érték alá csökken. Ezekben a túl alacsony légcsereszámú épületekben egy új problémakör jelentkezett, melyet a szakirodalom „légmentes épület szindróma” („Tight Building Syndrom”; TBS) néven összegez. Az alacsony légsere a kellemetlen szagok, a nedvességtartalom, CO_2 , NO_x , VOC (Volatile Organic Compounds), formaldehid, valamint a por, illetve egyéb légszennyező anyagok koncentrációjának növekedését okozza a helyiség levegőjében. Ezen változások pedig növekvő bőr és légúti irritációt, allergiás reakciók erősödését, fejfájást, koncentrációzavart, súlyos esetben mérgezést okoznak. Ilyen esetben a természetes szellőzést gépi szellőzéssel kell kiegészíteni.

A Budapesti Műszaki Egyetem Gépészmérnöki karának Épületgépészeti tanszékén ezen problémakör vizsgálata céljából, egy méréssorozat keretében, irodater légcseréjét vizsgáltuk. A mérések időpontja: 2002. 04. 16- 2002. 04. 25.

A mérés elvi alapját az adott mennyiséget kibocsátó szennyezőanyag forrás modell képezte [1]. Ennek lényege, hogy a térbe adott mennyiségű nyomgázt kibocsátva adott koncentrációt állítunk elő, majd mérjük a koncentráció változását. A koncentráció leépülését jó közelítéssel $k(t) = k(t=0) \cdot e^{-n \cdot t}$

(ahol n [1/h] a légcsereszám, τ [h] az idő) függvény írja le. A keresett légcseré értéke a logaritmikus lépték alkalmazásával kapott egyenes meredekségével egyenlő: 1. ábra.



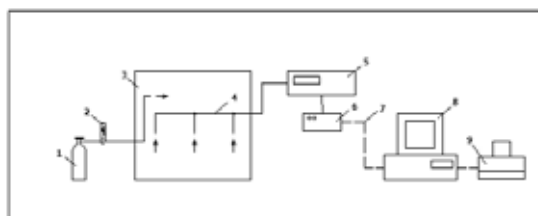
1. ábra

A mérés a következők szerint zajlott:

1. A mérés során nyomgázként CO_2 – t alkalmaztunk, melyet gázpalackból folyamatosan adagolva állítottuk elő $k = 10000$ ppm kezdeti koncentráció értéket. A kezdeti koncentráció elérésekor a gázpalackot lezártuk.
2. A beépített nyílászárók a mérés ideje alatt zárva voltak, helyi szennyezőanyag elszívás nem volt. A beadagolt szén-dioxid tökéletes keveredéshez kézi ventilátort alkalmaztunk.
3. A koncentráció változását HORIBA VIA 510 infravörös elven működő gázanalizátor segítségével mértük, a kiértékeléshez szükséges adatokat a tanszék által fejlesztett adatgyűjtő egység rögzítette.
4. Az adatok kiolvasása, kiértékelése valamint a légcseré meghatározása az erre a célra fejlesztett számítógépes programmal történt [4]. Az elvégzett mérési feladat esetében az egyenes illesztése két módon ment végbe: két pontból számított meredekség számítása, illetve regressziós egyenes illesztése a görbére.
5. A mérés során TESTO adatgyűjtővel folyamatos külső és belső hőmérséklet, valamint nedvességtartalom mérés is történt.

Az irodaterben ($V = 54 \text{ m}^3$) végzett méréseket a tanszéki tisztatér laborban tesztmérések előzték meg, melyek igazolták a modell gyakorlati alkalmazhatóságát.

A mérés általános elrendezését mutatja a 2. ábra.



2. ábra

1. CO_2 gázpalack, 2. rotaméter, 3. vizsgált helyiség, 4. mintavevő cső,
5. gázanalizátor, 6. adatgyűjtő, 7. csatlakozó vezeték, 8. számítógép, 9. nyomtató

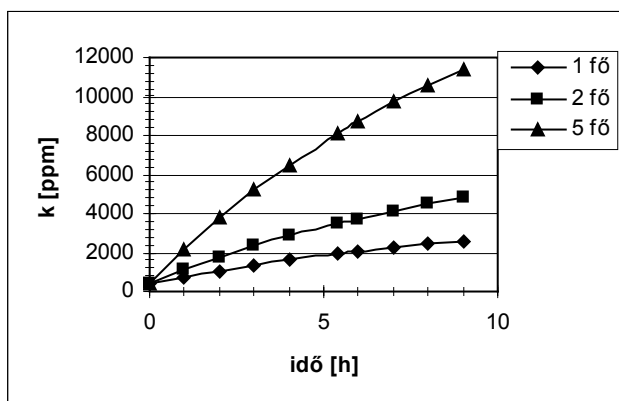
A mérési eredményeket és a különböző módon számított légcseré számokat mutatja az 1. táblázat.

1. táblázat

Természetes szellőzésű irodában végzett mérés		
Dátum:	2002.04.17	2002.04.24
Légcseré mértéke n [1/h]		
Regressziós egyenes:	0,06	0,13
Közelítő egyenes:	0,07	0,14
Számított V_{sz} [m^3/h]		
Regressziós egyenes:	3,24	7,02
Közelítő egyenes:	3,78	7,56

Irodaterkek esetében végzet vizsgálatok két szempont miatt is különösen fontosak. Az egyik, hogy az emberek itt jellemzően az egész munkaidő alatt bent tartózkodnak. A másik, hogy ezen idő alatt a bent tartózkodó személyek jellemzően fokozott koncentrációt igénylő szellemi munkát végeznek. Jelentős szennyezőanyag terhelés származik a személyek CO_2 termeléséből, mely a létszámtól és a tevékenység intenzitásától függ.

Az állandó kibocsátású szennyezőanyag forrás modell alapján, $k_k = 400$ ppm külső CO_2 koncentráció mellett a CO_2 koncentráció változása nem dohányzó személyek számának függvényében a 3. ábra és a hozzá tartozó 2. táblázat mutatja.



3. ábra

A koncentráció változás határértékei a modell alapján:

1 fő: 4104 ppm; 2 fő: 7804 ppm; 5 fő: 18919 ppm

2. táblázat

Adott koncentráció érték eléréséhez szükséges idő [h]	$k_{\text{megCO}_2} = 1400$ ppm			$k_{\text{megCO}_2} = 5000$ ppm		
	Yaglou skála: 1.8 (csekély szag)			Yaglou skála: 3 (erős szag)		
Tevékenység	1 fő	2 fő	5 fő	1 fő	2 fő	5 fő
I. ül, olvas	4,5	2,0	0,7	-	17,6	4,0
II. nagyon könnyű munka	2,7	1,2	0,5	-	7,8	2,4
III. könnyű munka	2,0	0,9	0,4	17,6	5,3	1,8

Összefoglalás

A mérések alapján a vizsgált természetes szellőzésű irodahelyiség légcseréje $n \approx 0,1$ 1/h, ami a szakirodalomban található ajánlott: $0 \div 0,5$ 1/h, zárt nyílászárókra vonatkozó értéktartományban van, ugyanakkor alatta marad a higiéniai szempontból ajánlott 0,3 1/h értéknek. Fontos megjegyezni, hogy a nyílászárók nyitásával, lökészerű szellőzéssel ez az érték biztosítható, de egyrészt nem ellenőrzött módon, másrészt az ilyenkor kialakuló akár 10 –szeres légcseré télen a hőszükségletet 100%-kal vagy többel is megemelheti.

Az irodaterekre ajánlott 3-6 1/h légcseré elérésére szükséges a kiegészítő szellőzés alkalmazása.

A vizsgált irodahelyiség, rendeltetése alapján, B kategóriába (CR1752 szabvány) sorolható. Az előírt érték ebben az esetben 660 ppm CO_2 tartalom a külső levegő értéke felett, amit ez a szabvány 350 ppm-nek tekint. A megengedett érték tehát 1010 ppm. (A „jó levegő kritériuma”, azaz a Pettenkofer szám: 1000 ppm) Ezt a határt a belső levegő CO_2 tartalma a 3. ábra alapján már 1 fő bent tartózkodó személy esetén is három órán belül meghaladja.

A vizsgált kisterű irodahelyiségben a bent tartózkodó személyek számától és tevékenységi szintjüktől függő időtartamon belül szükséges a szellőztetés. Egy fő bent tartózkodó, nagyon könnyű munkát végző személy esetében ez az idő 2,7 óra. A 2. táblázat alapján látszik, hogy ez az időtartam a bent tartózkodó személyek számának függvényében illetve a tevékenységi szint (tehát a légzés során leadott CO₂ mennyiség) emelkedésével megnövekszik.

A mérés során alkalmazott modell a labormérések és az irodai mérések alapján is alkalmas a természetes légcsera mérésére, azonban bizonyos hátrányokkal jár. Ezek:

1. a pontos méréshez szükséges elegendően magas nyomgáz koncentráció előállítása idő és „gázigényes”,
2. tökéletes keveredés (homogén tér) mellett érvényes.

A természetes légcsera a nyílászárók fokozott légtömörsége miatt nem éri el a higiéniai szempontból javasolt értéket. Így a vizsgált irodában dolgozóknál megfelelő szellőztetés hiányában a levegőminőséggel kapcsolatos panaszok léphetnek fel. A nyílászárók egyszerű nyitása azonban energetikai kérdéseket vet fel. Ezek megválaszolásához azonban további, összehasonlító vizsgálatok szükségesek.

Irodalomjegyzék

- [1] Bánhidi L.-Kajtár L.: Komfortelmélet. Budapest, Műegyetemi kiadó, 2000.
- [2] Fanger P.O.: Introduction of the Olf and Decipol Units to Quantify Air Pollution Perceived by Humans Indoors and Outdoors. Energy and Buildings, 1988.
- [3] Kajtár L. – Vörös Sz.: Ipari csarnokok levegőminősége. Budapest, Magyar Épületgépészet, 2002/4.
- [4] Leitner A.: Komfortterek levegőminőségének (CO₂) és légcseréjének mérése. BME Diplomaterv, Budapest, 2002. Konzulens: Dr. Kajtár L.
- [5] Recknagel-Sprenger-Schramek: Taschenbuch für Heizung+Klimatechnik 2000. München, Oldenburg Verlag 1999.
- [6] Withauer –Horn-Bischof: Raumluftqualität. Karlsruhe, Verlag C.F. Müller, 1993.
- [7] CEN Report 1752: Ventilation for Buildings-Design criteria for the indoor environment.1998 (CR 1752)

Munkahelyi komfort hűtés nélküli üzemcsarnokban

COMFORT OF WORKPLACES WITHOUT COOLING IN LARGE INDUSTRIAL HALL

Dr. Kajtár László, Vörös Szilárd

Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem,
Gépészmérnöki Kar, Épületgépészeti Tanszék

Abstract

In present days most people spend 85-90% of their life in closed space, therefore there are some optimal conditions are to be ensured for complete some different daily activities. There are several facts that affect the well-being of men, who are staying in a closed space, such as physical, biological, economical and social aspects. It is very hard to investigate these facts together. There are available correct regulations to observe several parameters, for example heat load, noise load, indoor air quality, lighting, draught, etc. If we calculate and optimize the room by the above mentioned parameters severally, then the results will be unfavourable.

Our main aid to determine and work out some calculating methods (design procedures), which observe the collective affects of more parameters.

Napjainkban az emberek legnagyobb része életének 85-90%-át zárt térben tölti, így alapvető igény, hogy biztosítottak legyenek a különböző napi tevékenységek elvégzéséhez szükséges optimális feltételek. Zárt térben tartózkodó emberre természetesen rendkívül sok - fizikai, biológiai, gazdasági, szociális - tényező hat.

A következőkben két, műszaki szempontból alapvetően fontos tényezőcsoport vizsgálatára térünk ki. Ezek: a hőtechnikai és hőérzeti, illetve a belső levegő minőségével kapcsolatos jellemzők.

Zárt terek hőtechnikai és hőérzeti jellemzése

A zárt térben tartózkodó emberben a hőkörnyezettel kapcsolatos tényezők hatására kialakuló szubjektív érzést – a hőérzetet – döntően hat paraméter befolyásolja: a levegő hőmérséklete, a környező felületek közepes sugárzási hőmérséklete, a levegő relatív nedvességtartalma, a levegő sebessége, az emberi test hőtermelése és a ruházat hőszigetelő képessége.

Az 1970-es évek elején Fanger egy új méretezési módszert publikált, mellyel, az addig alkalmazott eljárásokkal szemben, emberközpontúvá tette a zárt terek hőtechnikai, illetve hőérzeti méretezését. Az új elv alapján a zárt tér egy adott pontjára, különböző paraméterek ismeretében meg lehet határozni a várható hőérzeti értéket, azaz a PMV-t (Predicted Mean Vote), és a kedvezőtlen hőérzet várható százalékos valószínűségét, azaz a PPD (Predicted Percentage of Dissatisfied) értéket. Az új jellemzők alapja a hat pontból álló ASHRAE-féle pszichofiziológiai szubjektív hőérzeti skála, mellyen negatív érték hideg, a pozitív érték meleg, a nulla pedig semleges hőkörnyezetre utal.

A belső levegő minősége (BLM)

A hazai szakirodalomban szereplő definíció értelmében a BLM alatt a komfortterek levegőjének minden olyan nem termikus jellemzőjét értjük, amelyek befolyásolják a benttartózkodó egyének közérzetét. A BLM-et befolyásoló szennyezőanyagok: gázok, gőzök (CO, CO₂, NO₂, SO₂), szaganyagok, aeroszolok (**porok**), vírusok, gombák.[1] Ezek különféle, belső, illetve külső térben elhelyezkedő forrásból származhatnak.

Az ember is szennyezi a levegőt, elsősorban légzése által. Egy egészséges nyugalmi állapotban lévő felnőtt ember légzése során kb. 12 liter szén-dioxidot lélegez ki egy óra alatt. Ez a folyamat nyomon követhető az ún. „*időben állandó kibocsátású szennyezőanyag forrásmodellel*”.

Határértékek vonatkozásában Magyarországon a munkahelyek, technológiai terek esetén a 25/2000 (IX.30) EüM-SzCsM rendelet a mérvadó. A rendelet 9000 mg/m³, azaz 5000 ppm átlagos és

18000 mg/m³, 10000 ppm csúcs CO₂ koncentrációt engedélyez. Külföldön az ún. MAK-értéket (Maximale-Arbeitsplatz-Konzentration) alkalmazzák, ami 5000 ppm-es határértéket szab meg, mint maximális munkahelyi CO₂ koncentráció.

A szén-dioxid mellett egy másik kiemelt szennyezőanyag a por. A por káros hatását az emberi szervezetre a bőrön át, a szájon át, illetve légzés során az orron, garaton és a tüdön keresztül fejt ki. A 25/2000 (IX.30.) EüM-SzCsM rendelet a munkahelyek levegőjében megengedett szilárd-anyag koncentráció értékeket rögzíti. Az azbeszt-mentes porok estén a megengedett koncentráció 2 mg/m³.

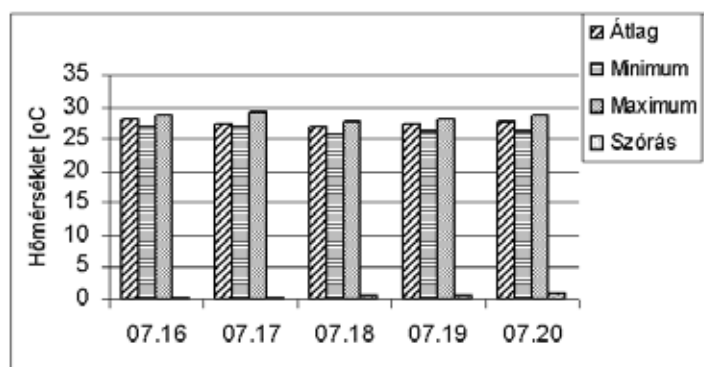
Az üzemcsarnok mikroklíma vizsgálata

A Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Épületgépészeti tanszékén végzett kutatómunka kapcsán helyszíni mérések során egy könnyűszerkezetes üzemcsarnokban, az előzőekben bemutatott tényezőket vizsgáltuk.

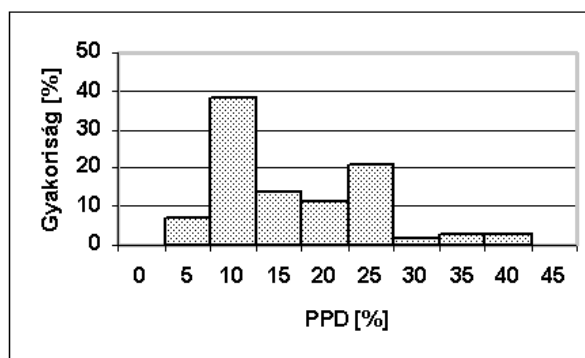
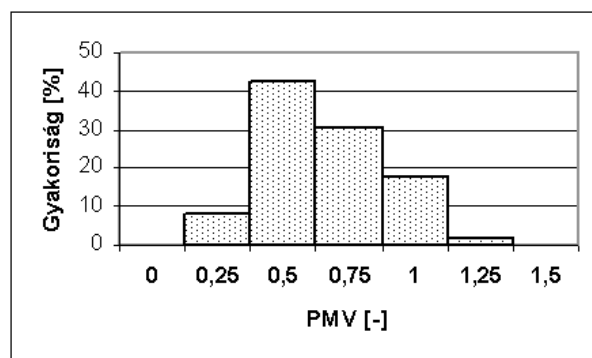
Az üzemcsarnok területén a kartonpapírból készült dobozba csomagoltan érkező árucikkek ki-szedése és átrakása folyt. A kartondobozokat felválták és az árucikkeket a megrendelések szerint kézzel szedték át újabb dobozokba. A munkafázisokat szállítószalagos technológia hangolta össze. A munkahelyek többsége így a szalag mentén helyezkedett el. Az itt dolgozók száma 70 fő volt. A helyszíni vizsgálatok az alábbiakra terjedtek ki:

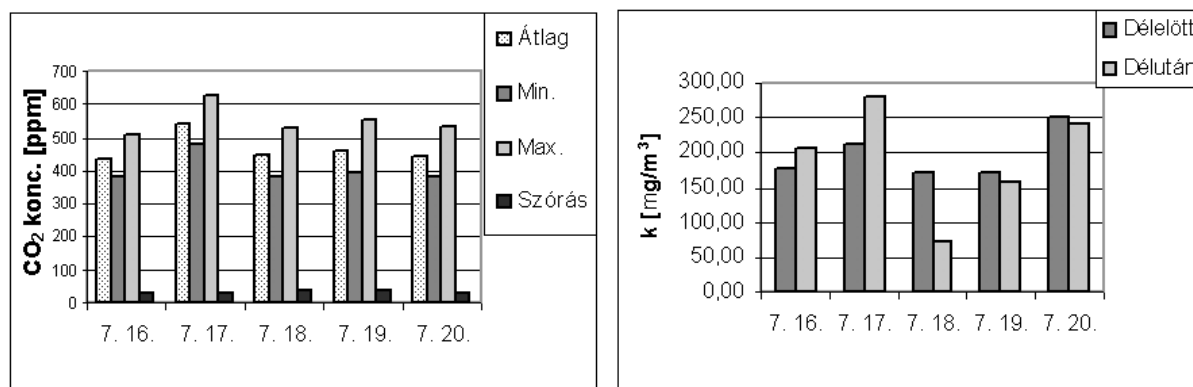
1. külső légállapot mérés,
2. a: hőmérséklet és nedvesség tartalom folyamatos mérése a tartózkodási zóna egy jellemző pontjában,
b: hőmérséklet folyamatos mérése a tartózkodási zóna három jellemző pontjában,
3. hőérzetet jellemző PMV és PPD értékek mérése a tartózkodási zóna egy pontjában,
4. széndioxid koncentráció folyamatos mérése a tartózkodási zóna egy pontjában,
5. lebegőpor koncentrációjának mérése.

A mérőállások a jellemző munkahelyeken, négy ponton kerültek kiépítésre. A felhasznált eszközök: hőmérséklet és nedvességtartalom adatgyűjtők, PMV mérő, HORIBA VIA 510 gázanalizátor és a hozzá kapcsolt (a tanszék által fejlesztett) adatgyűjtő és mobil porimisszió mérő. A mért belső hőmérsékleti, hőérzeti, CO₂ és por koncentráció adatokat az alábbi diagrammok mutatják



A belső hőmérséklet mérések eredményei



A mért hőérzeti adatok (PMV) és az elégedetlenség arányának (PPD) összesített hisztogramja*A mért szén-dioxid és a por koncentráció értékek oszlopdiagramjai***Az eredmények kiértékelése**

A vizsgált esetben a megengedhető maximális hőmérséklet értékek $t_{ib}=19-21$ °C, amennyiben magasabb a levegő hőmérséklet, az effektív hőmérséklet maximális értéke 31 °C (MSZ 21875-79). Ezt az értéket a hőmérséklet minden mérési napon túllépte, azonban az effektív hőmérséklet maximális értéke 25,1 °C volt. A relatív nedvességtartalom megfelelt a 30-70 %-os, a tapasztalatok alapján kellemes hőérzet biztosító tartománynak. Tehát a hőkörnyezet megfelelt a szabvány előírásainak.

A mért PMV értékek mindegyike pozitív volt, ami meleg hőkörnyezetre utal. A CR1752 új európai irányelvben C kategóriájú hőkörnyezetre vonatkozó előírásai: $PPD < 15$ % ill. $-0,7 < PMV < 0,7$. Ezen előírásokat a mérés során kapott átlagértékek 80 % ill. 60 % –a meghaladja, ezért a dolgozók hőérzeti panaszai indokoltnak tekinthetők.

Az üzemen az ott dolgozók jelentős CO₂ forrásként „működtek”. Ennek ellenére a legnagyobb mért érték is lényegesen kisebb volt a magyar 25/2000 (IX.30.) EüM-SzMCsM rendelet, illetve a nemzetközi szabvány által megadott határértékhez képest.

A kartondobozok felnyitása során jelentős mennyiségű lebegő por került a levegőbe. A mérési eredmények megmutatták, hogy az utolsó napon a műszak teljes időtartalma alatt magasabb volt a koncentráció, mint az előző napokban. Ennek oka a korábbi napokhoz képest nagyobb mennyiségű kartondoboz felnyitása és csomagolása. A mért legmagasabb koncentráció azzal magyarázható, hogy az adott napon az alacsonyabb külső hőmérséklet miatt a tetővilágítókat nem nyitották ki és a frisslevegő befűvása sem üzemelt. A mért maximális koncentráció így is jóval kisebb, mint az 25/2000 (IX.30.) EüM-SzCsM rendelet által előírt.

Összefoglalás

Könnyűszerkezetes épületek esetében, ahol a külső és a belső hőmérséklet változása közti fáziskésés minimális, a legkedvezőtlenebb állapotok épp a munkaidő alatt (12:00-16:00) következnek be. A zárt tér mikroklíma-paraméterei pedig nemcsak az ember szubjektív érzetére, hanem szellemi, fizikai teljesítőképességére is döntő befolyással vannak. A megoldás lehetősége ismert, klímaberendezés vagy gépi hűtés alkalmazása. Ezt azonban gazdasági lehetőségeink legtöbbször nem teszik lehetővé. Marad tehát az a megoldás, hogy építészeti eszközökkel és esetleg egyéb megoldásokkal tegyük elfogathatóvá a belső mikroklímát a nagyon meleg, kánikulai időszakban. Azonban előny a téli állapothoz viszonyítva, hogy, a ruházattal szélesebb önszabályozási lehetősége van az embernek, illetve a kezelt levegő egyszerű áramoltatásával is javítható a komfortérzet, mivel a fokozottabb konvektív és párolgásos hőleadást elősegíthetjük.

A nyári hűtés mindenképp többlet-energiafogyasztást okoz, ennek mértéke azonban megfelelően pontos méretezéssel csökkenthető. További szempontok a megfelelő tájolás, napsugárzás-védelem kellő megválasztása.

Az épület hőterhelése tehát a napsugárzásból származó hőterhelés mérséklésével jelentősen csökkenthető. Ez fix külső árnyékoló szerkezet beépítésével oldható meg a legkedvezőbben. Így a helységbe jutó és ott hőérzeti panaszokat kiváltó hőterhelés klímaberendezés nélkül csökkenthető.

A lebegő por koncentrációja az üzemcsarnokban lényegesen kisebb, mint a magyar illetve a külföldi szabványok által rögzített határértékek. Azonban meg kell jegyezni, hogy a kartonvágási technológia során a csarnok levegőjébe kerülő papír részecskék irritálják a bőrt és a nyálkahártyát, ami természetesen rontja a dolgozók komfortérzetét, közérzetét így a munkavégző képességét is. Emiatt célszerű elektrosztatikus leválasztót alkalmazni a szállítószalag felett kiépítendő elszívó hálózaton. Szűrés után a levegő részben visszakerülne a csarnok légterébe.

Megállapítható, hogy a fix árnyékoló szerkezetek ill. az elektrosztatikus leválasztó beépítése jelentősen növelné a benttartózkodók komfort érzetét, így a teljesítőképességet és nem utolsósorban a munkakedvet.

Irodalomjegyzék

- [1] Bánhidi L.-Kajtár L.: Komfortelmélet. Budapest, Műegyetemi kiadó, 2000.
- [2] Kajtár L. – Leitner A.: Hőkomfort ipari csarnokban. Budapest, Magyar Épületgépészet, 2002/3.
- [3] Kajtár L. – Vörös Sz.: Ipari csarnokok levegőminősége. Budapest, Magyar Épületgépészet, 2002/4.
- [4] Recknagel-Sprenger-Schramek: Taschenbuch für Heizung+Klimatechnik 2000. München, Oldenburg Verlag 1999.
- [5] DIN 1946/2 Raumluftechnik. Gesundheitstechnische Anforderungen. 1994.
- [6] EüM-SzCsM: 25/2000 (IX.30), Veszélyes anyagok munkahelyi levegőben
- [7] MSZH: MSZ 21461-2, Munkahelyek levegőtisztasági követelményei

Radiális átömlésű szivattyú járókereében kialakuló áramlás numerikus modellezése

NUMERICAL MODELLING OF THE FLOW IN RADIAL-FLOW PUMP IMPELLER

Dr. Kalmár László

Miskolci Egyetem, Áramlás- és Hőtechnikai Gépek Tanszéke

Abstract

The paper shows an approaching numerical procedure available to determine the main characteristics of the flow in the bladed space of the radial flow impeller. In the calculation the effects of the blades, the flow turbulence and the fluid viscosity for the flow are taken into consideration separately. The effect of the impeller blading is represented hydro-dynamically by a field of constrain forces based on the solution of the inverse problem of the hydro-dynamical cascade theory. The effects of the fluid viscosity and the flow turbulence are calculated by using the analogy between the turbulent flows in circular pipe and in the rectangular channel in the bladed space of the impeller varying along flow direction. Knowing the constrain force field, the equations of the continuity, motion and energy of the viscous relative flow can be solved on the mean stream surface of the impeller and the distributions of the average relative velocity, pressure and energy loss are determined. By calculating the energy loss belonging to different volume rates and state of the pump an approximate real head-discharge characteristic of the impeller can be computed. The calculation method introduced in this paper is available to calculate the turbulent flow, which is really an extension of the calculation procedure of hydro-dynamical cascade theory developed to determine the inviscid and incompressible flow in turbomachines.

1. Bevezetés

A cikk egy olyan közelítő numerikus eljárást mutat be, amely alkalmas radiális átömlésű szivattyú járókerék lapátozott terében kialakuló áramlás főbb jellemezőinek meghatározására. A számítás végrehajtásakor az áramló folyadékra a szivattyú működése során ható erőhatásokat, a lapátfelületnek és a folyadéksúrlódásnak az áramlásra gyakorolt hatását külön vesszük figyelembe. A lapátfelület áramlásra kifejtett elterelő hatását hidrodinamikailag egy ún. kényszererőtér formájában vesszük figyelembe, amit a lapátcsatornában kialakuló súrlódásmentes áramlásra vonatkozó hidrodinamikai szingularitások módszerénél második főfeladata megoldásával állítjuk elő. A folyadéksúrlódás és a turbulencia hatását a kör-keresztmetszetű csővezetékben kialakuló turbulens áramlás és a lapátcsatorna elő- és hátlapja, valamint a két szomszédos lapát között kialakuló négyszögletű, az áramlás irányában változó méretű csatornában kialakuló turbulens áramlás között fennálló analógia felhasználásával számítjuk. Az áramlásra felírható alapegyenletek numerikus megoldása révén a lapátcsatornában kialakuló átlagos relatív sebesség-, nyomás- és fajlagos energia veszteség áramlási irányban vett eloszlása határozható meg. A számítás egy fontos eredménye a járókerék közelítő valóságos jelleggörbéjének a számítása, amely a lapátcsatorna menti fajlagos energiaveszteség és a szivattyú elméleti jelleggörbéjének ismeretében számítható különböző előperdület esetére. A bemutatásra kerülő közelítő számítási módszer a radiális szivattyú lapátozott terében kialakuló turbulens áramlás jellemzőinek számítására szolgál, amely a súrlódásmentes és összenyomhatatlan közeg rácsáramlására jól ismert számítási eljárás kiterjesztésén alapszik.

2. A kényszererőterre vonatkozó feltételek

A kényszererőtér meghatározása során kielégítendő feltételek:

- A kényszererő vektora a lapátfelület alakjához illeszkedő relatív áramfelületekre - annak minden pontjában - merőlegesen helyezkedik el.

- A járókerék áramló folyadékkal nedvesített falai közelében a súrlódó erő a falakhoz érintőlegesen helyezkedik el, így ott a súrlódó erő és a kényszererő vektorai merőlegesek egymásra. A kényszererő vektora kifejezhető egy γ hidrodinamikai örvényeloszlás felhasználásával:
- a γ örvényeloszlás a szivattyú járókerék lapátozott terében súrlódásmentes folyadék feltételezésével kialakuló áramlásra vonatkozó hidrodinamikai szingularitások módszer un. második főfeladatának megoldásával meghatározható [3].
- a γ örvényeloszlás a járókeréken átáramló folyadék térfogatáramának és az abszolút áramlás járókerék belépő keresztmetszetében kialakuló előperdületének függvényében változik.

A számítási eljárás első lépése az $\vec{f}$ kényszererő vektor komponenseinek számítása a fentiekben leírt módon. A kényszererő ismerete szükséges a lapátcsatornában kialakuló turbulens áramlás jellemzőinek számításához. Ehhez szükséges a hidrodinamikai szingularitások módszer un. második főfeladatának megoldása, ami a γ örvényeloszlás meghatározása révén lehetővé teszi, hogy számítsuk a járókerék elméleti jelleggörbáját az abszolút áramlás különböző előperdülete esetére.

2. Alapegyenletek

A radiális átömlésű járókerék lapátozott terében kialakuló relatív áramlásra a járókerék meridián csatornájának középső (F) áramfelülete mentén a tömegmegmaradás tétele, a mozgás- és energia egyenletek írhatók fel.

Bevezetve az $E = p/\rho + w^2/2 - u^2/2$ fajlagos relatív energia, a $P = p/\rho - u^2/2$ relatív nyomáspotenciál és a relatív sebesség vektorának irányára jellemző $t = w_\varphi/w_r = \tau_{\varphi z}/\tau_{rz}$ jelöléseket, valamint a csúsztató feszültség és koordináta irányú komponensei között fennálló $\tau = \sqrt{\tau_{rz}^2 + \tau_{\varphi z}^2}$ össz-

szefüggést az energia egyenlet a $\frac{\partial E}{\partial r} = \frac{\sqrt{1+t^2}}{\rho} \frac{\partial \tau}{\partial z}$ formában írható fel.

A kör-keresztmetszetű csőben kialakuló turbulens áramláshoz hasonlóan a járókerék elő- és hátlapja, illetve két szomszédos lapát által határolt négyszögletű csatornában kialakuló áramlás közti hasonlóságot felhasználva az alábbiak teljesülését feltételezzük:

- a négyszögletes alakú csatornában történő áramlásban a folyadék viszkózus jellegéből és a turbulens áramlás során kialakuló sztochasztikus impulzuscsereből származó e'_s fajlagos energiavesztés a csatorna ΔL hosszúságú
- szakaszára a jól ismert $\Delta e'_s = \lambda \frac{\Delta L}{D_H} \frac{\tilde{w}^2}{2} = -\Delta E$ összefüggés felhasználásával számítható.

A fenti egyenletben D_H a lapátcsatorna átáramlási keresztmetszetére vonatkoztatott hidraulikai átmérő és $\tilde{w}$ pedig a lapátcsatornában kialakuló relatív áramlás átáramlási keresztmetszetére számított átlagsebessége.

- a relatív áramlásra itt is értelmezhető egy w^* súrlódási sebesség. Feltételezzük, hogy a w^* súrlódási sebesség és a négyszögletű csatornában kialakuló áramlásra érvényes λ csősúrlódási tényező között fennáll a jól ismert $\lambda = 8(w^*/\tilde{w})^2$ összefüggés. A λ csősúrlódási tényező értéke természetesen az áramlás irányában a csatorna mentén. változik

Alkalmazva a fenti feltételeket az energia egyenletre egy közönséges differenciál egyenletet kapunk a τ csúsztató feszültségre vonatkozóan. A τ feszültség szintén kifejezhető Prandtl által kidolgozott összefüggés felhasználásával, ahol a keveredési úthossz eloszlására vonatkozóan egy másodfokú eloszlást alkalmazunk [1]. Az így kapott összefüggéseket felhasználva előállíthatjuk a $\tilde{w}$ átlagos relatív sebesség eloszlásának számítására vonatkozó kifejezést, valamint a csőben kialakuló turbulens áramláshoz hasonlóan meghatározhatjuk a λ csősúrlódási tényező hidraulikailag sima és érdes nedvesített felületek esetére érvényes összefüggéseit is.

A fentiek felhasználásával az energia egyenlet alkalmas a folyadék viszkozitásából és a turbulens impulzuscseréből származó fajlagos hidraulikai energia veszteség meghatározására:

$$\frac{de'_s}{dr} = \frac{\lambda}{D_H} \frac{\tilde{w}_r^2}{2} \sqrt{1+t^2} \quad (1)$$

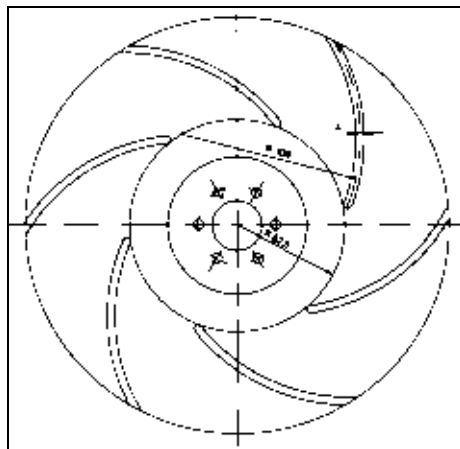
A mozgásegyenlet két komponensegyenlete a fentiek felhasználásával szintén átalakítható:

$$\frac{dP_F}{dr} = f_\varphi \tan^{-1} \beta + \frac{\tilde{w}^2}{1+t^2} \frac{1}{\mu} \frac{d\mu}{dr} + \frac{\tilde{w}}{r} \left(\tilde{w} + \frac{2ut}{\sqrt{1+t^2}} \right) - \frac{\lambda}{2D_H} \frac{\tilde{w}^2}{\sqrt{1+t^2}} \quad (2)$$

$$\frac{dt}{dr} = \frac{1+t^2}{\tilde{w}^2} f_\varphi + \frac{t}{\mu} \frac{d\mu}{dr} - \frac{2u}{\tilde{w}r} \sqrt{1+t^2} - \frac{\lambda}{D_H} \frac{t}{2} \sqrt{1+t^2} \quad (3)$$

ahol ρ az áramló folyadék sűrűsége, $\tilde{w}$ átlagos relatív sebesség, u kerületi sebesség, $f_\varphi = \frac{\gamma}{2\pi r} \frac{\tilde{w}}{\sqrt{1+t^2}}$ a kényszererő kerületi irányú komponense, β lapátszög és μ lapátszűkítési tényező jelölésére szolgál.

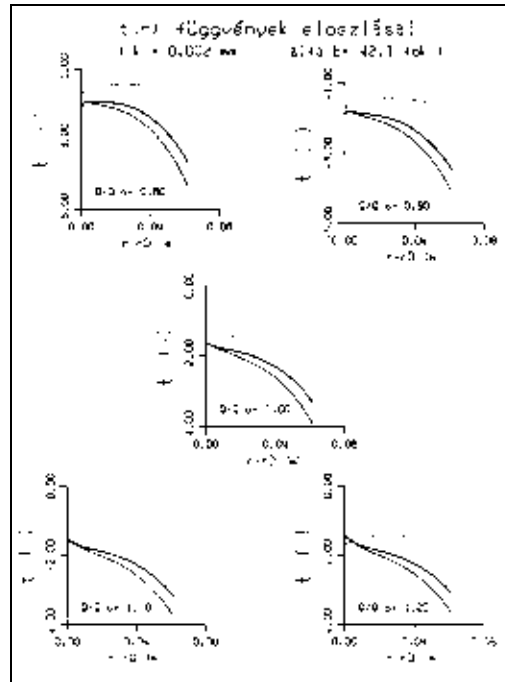
Az (1)-(3) közönséges differenciál egyenletek a γ örvényeloszlás ismeretében és Runge-Kutta módszer alkalmazásával megoldhatók. A megoldás során így számítható a relatív átlagos sebesség irányát meghatározó $t(r)$ eloszlás, a $p(r)$ nyomás- és az $e'_s(r)$ fajlagos energiaveszteség eloszlása.



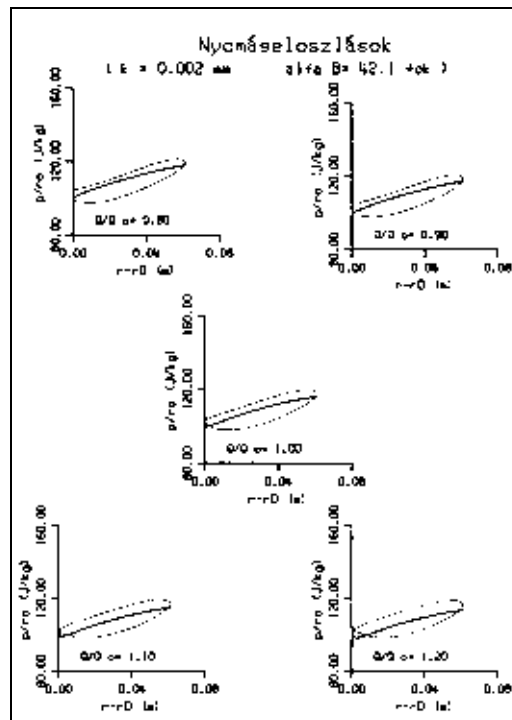
1. ábra

A fenti számítási módszert az 1. ábrán vázolt radiális átömlésű, hengeres lapátozású járókerékben kialakuló áramlás numerikus vizsgálatára alkalmaztuk. A járókerék optimális üzemállapotának közelében 5 különböző térfogatáramhoz tartozóan meghatároztuk a $t(r)$ eloszlásokat, amelyek a 2. ábrán láthatók. A számított nyomáseloszlásokat - ugyanezen üzemállapotokban - a 3. ábra mutatja. A fajlagos energiaveszteség eloszlás a járókerék elméleti jelleggörbéjének ismeretében felhasználható a szivattyú valóságos jelleggörbéjének közelítő számítására is [3], amit a 4. ábrán vázoltunk fel. A legfelül elhelyezkedő elméleti jelleggörbe szaggatott egyenese alatt először a hidraulikailag sima, majd ezek alatt hidraulikailag különböző felületi érdességhez tartozóan láthatók a jelleggörbék. Az ábra

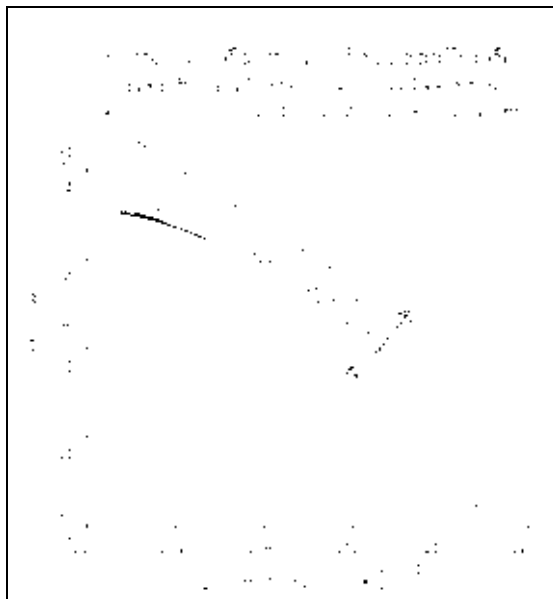
feltünteteti az ütközésmentes belépéshez tartozó affin parabolát is, amely az elméleti jelleggörbe ütközésmentes állapothoz tartozó pontján megy át.



2. ábra



3. ábra



4. ábra

Irodalom

- [1] CZIBERE, T. *Die Berechnung der turbulenten Stömung in den beschaufelten Räumen von Strömungsmaschinen*, Mitteilungen des Pfleiderer-Institutes für Strömungsmaschinen Heft 1. (1994)
- [2] CZIBERE, T. - NYIRI, A. - KALMÁR, L. *Computation of Energy Loss of Flow Through a Straight Cascade of Aerofoils Bounded by Two Plane Walls* ZAMM Applied Mathematics and Mechanics, ICIAM/GAMM 95 Applied Science, especially Mechanics, Volume 76, Supplement 5, pp 109-110, Akademie Verlag, Hamburg, (1996)
- [3] KALMÁR, L. Numerical Method for the Determination of Viscous Flow in Radial-Flow Pumps (in Hungarian) Thesis for Ph.D. Miskolc (1997)
- [4] KALMÁR, L. *A Numerical Method for Solution of Viscous Flow in Radial-Flow Pumps* RFFM'98, VII-th Conference on ROTARY FLUID-FLOW MACHINES, pp. 167-177, Rzeszów, (1998)
- [5] CZIBERE, T. – KALMÁR, L. – PAP, E. – POPPITZ, H. P. *Comparison of the Measured and Calculated Velocity Distribution in the Bladed Space of Pump Impeller*, GÉP 1999/5., L. évfolyam, pp. 31-34., (ISSN 0016-8572), Budapest, 1999.
- [6] KALMÁR, L. *Determination of the Field of Constrain Forces representing the Effect of the Impeller's Blading*, Computer Assisted Mechanics and Engineering Sciences, Vol. 6. Nos.3/4. pp. 321-327., Institute of Fundamental Technological Sciences, Polish Academy of Sciences, (ISSN 0016-8572), Warsaw, 1999.
- [7] PAP, E. – POPPITZ, H. P. - CZIBERE, T. – KALMÁR, L. *Theoretische und Versuchstechnische Untersuchung des Stömungsfeldes in Einem Radialen Pumpenlaufrad*, Publications of the University of Miskolc, Series C. Mechanical Engineering, Volume 50 (1999), Fundamental Engineering Sciences., pp. 55-66, (HU ISSN 0237-6016), Miskolc, 1999.

A rezgés gerjesztés csökkentésének egy lehetősége hengeres fogaskerékpárok kapcsolódásában

A POSSIBILITY OF VIBRATION DECREASING AT CYLINDRICAL GEARS

Dr. Kamondi László

Miskolci Egyetem, Gépelemek Tanszéke

Abstract

The expectations in connection with gear drives, which take an important part in the modern transmissions too, become more and more strict. Between a real mechanism's effects on the environment the vibration, and the noise appearing with it, are important parameters. This paper shows the inducing effects, which are present in case of perfect geared pairs too. Additionally it opens up the connection between the phenomenon and the cause. These effects belong to a special group of the inducing effects. It's provable, that there is a connection between the parameters of a gear drive's contact area, and the inducing effect. The generalization of the shape of the contact area gives possibility for minimalization of the inducing.

Bevezetés

Korunk technikai fejlődése, az egyre szigorúbb környezetvédelmi elvárások és előírások megkövetelik a zajszegény hajtóművek tervezését és gyártását. A cél a mindnagyobb fajlagos teljesítmény és megbízhatóság mellett a legkisebb zaj és rezgés elérése. A megoldásban (a termékben) e célok elérése csak kompromisszumok árán lehetséges.

A hajtóművek zajosságát, a gyártási-, mérési- és szerelési előírások minden határon túli szigorításával már gazdaságosan és hatásosan csökkenteni nem lehet. Tehát szükségszerűen előtérbe kerül maga a konstrukció, mely magában hordozza a célirányos változtatás lehetőségét. A megoldás kulcsa ezzel újra a konstruktőr kezébe kerül, mégpedig abban a fázisban, amikor a lényeges kérdésekre a válasz még a *papírra* kerülhet.

A fogaskerékes hajtóművek jellemzője, hogy működésük közben több vagy kevesebb zajt, rezgést bocsátanak ki magukból. A hajtómű által kibocsátott zaj, rezgés erőssége a gerjesztő hatásoktól és a ház tulajdonságaitól függ. A gerjesztés a fogaskerékpárok kapcsolódásából származik, ahonnan kiindulva a rezgés a keréktesten, tengelyen és a csapágyazáson keresztül a szekrény falára is átadódik, így e lánc elsődleges meghatározója a hajtómű által kisugárzott zajnak, melyet a [1, 2, 3] munkákban is bizonyítottak.

A rezgés forrásai

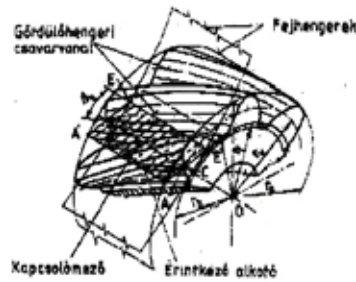
A fogaskerékpárok kapcsolódása a fogak találkozásának, legördülésének és szétválásának folyamatos ismétlődése révén jön létre. E három mozzanat, tehát a kapcsolódásba belépés, a legördülés és kilépés a kapcsolódásból, valamint a fogpárok és a fogazat egyéb jellemzői együtt meghatározzák mindazon okokat, melyek a gerjesztés forrásai lehetnek.

A hajtómű zaja a működő elemek rezgésviszonyaira vezethető vissza. A rezgéseket gerjesztő hatások hozzák létre, melyek alapvetően a kapcsolódásból származnak. A fogaskerékpárok jellemzője a kapcsolómező (1. ábra), ahol a kapcsolódás létrejön. E kapcsolómező még a pontosan gyártott és szerelt, tehát elvben kapcsolódási hibáktól mentes fogaskerékpároknál is a rezgésgerjesztés forrása.

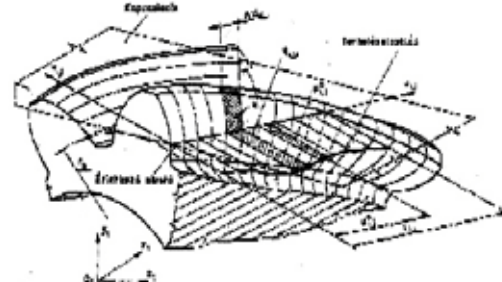
A fogaskerékpárok kapcsolódása a fogak találkozásának, legördülésének és szétválásának folyamatos ismétlődése révén jön létre. E három mozzanat, tehát a kapcsolódásba belépés, a legördülés és kilépés a kapcsolódásból, valamint a fogpárok és a fogazat egyéb jellemzői együtt meghatározzák mindazon okokat, melyek a gerjesztés forrásai lehetnek.

A ferde fogú fogaskerékpároknál a kapcsolómezőben kialakuló rezgésgerjesztés az érintkező alkotók pillanatnyi összegzett hosszának ingadozásával előálló eredő fogmerevség változásból, a

fogpárokon az eredő surlódóerő változásból (6. ábra), valamint az *eredő normál fogerő vándorlásából* (2. ábra) származik. Mindezen hatások kapcsolatba hozhatók a kapcsolómező nagyságával és alakjával.



1. ábra



2. ábra

A kapcsolómező kérdése

A hajtóművek tervezésének folyamatában, amikor a célnak leginkább megfelelő hajtáselrendezés (kinematikai vázlat) már rögzítésre került, egyik legfontosabb lépés a hajtó-párok szilárdsági előtervezése. Ebben a lépésben rögzítődnek azok a kiinduló paraméterek, melyek a hajtás egészét a későbbiek során meghatározzák.

A ferde fogú fogaskerékpárok esetében alapvető kérdésként merül fel

- a közös fogszélesség,
- az érintkező alkotó összhossz,
- az összkapcsolószám

megválasztásának és rögzítésének a problémája.

A megfontolások mögött mindig valamilyen elméletileg jól bizonyítható tapasztalás állt, nevezetesen:

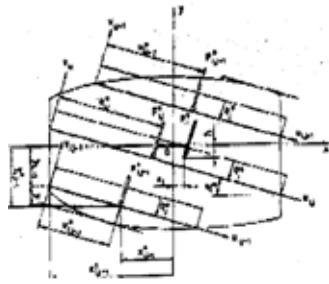
- a fogszélességet célszerű az axiális osztás egész számú többszöröseként felvenni [1,2,3], mert akkor az érintkező alkotók összhosszában pillanatnyi állandósága miatt (közel állandó fogmerekesség a kapcsolódás során) a hajtást torziósan nem gerjeszti,
- az összkapcsolószámot ennek megfelelően úgy kell felvenni, hogy benne az axiális kapcsolószám mindig egész értékű legyen.

Számos kísérleti eredmény [3, 5] azt látszott igazolni, hogy ezek az ajánlások nem igazán helyén valók. A ferde fogú fogaskerékpárokkal szerelt kísérleti hajtóművekben azt tapasztalták, hogy a mért zajszintek minimális értéket mutatnak, ha kerekek közös fogszélessége nem az axiális osztás egészszámú többszöröse, hanem két egész között tört értékű.

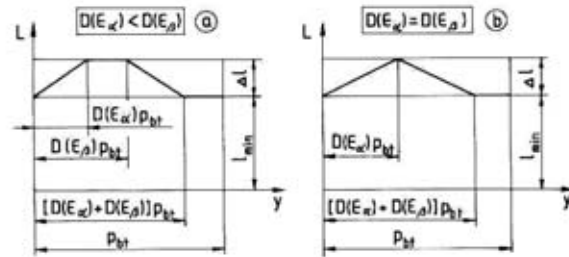
Ez a felismerés egy fontos lépés volt ahhoz, hogy elméleti megközelítéssel valamilyen magyarázatot kell találni a felvetett kérdésre. A magyarázat egyben azt is jelentheti, hogy az eredmény a konstruktőr számára olyan támpontot ad, melyet a tervezés fázisában már figyelembe vehet.

A felvetett kérdésre a magyarázatot a kapcsolómező elemzése és vizsgálata adhatja meg, mely kiterjed

- a kapcsolómező szabályos négyszögtől eltérő általános értelmezésére,
- a tetszőleges alakú és nagyságú kapcsolómező felépítésére,
- az összkapcsolószám általános értelmezésére,
- a kapcsolódás érintkező alkotóinak kezelésére, azok pillanatnyi összhosszában meghatározására,
- az érintkező alkotón a terhelés eloszlás meghatározására,
- az érintkező alkotók közötti terhelés megosztására,
- a kapcsolódásból származó rezgésgerjesztő hatások feltárására,
- rezgésgerjesztés csökkentésére.



3. ábra



4. ábra

Rezgésgerjesztő hatások

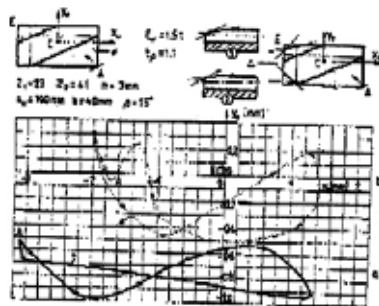
A feladat megoldása során első közelítésben elfogadható volt az a kísérleti és számítási eredményekből bevezetett közelítés, mely feltételezte azt, hogy az érintkező alkotókon a terheléseloszlás egyenletes (egyenletesnek tekinthető) [4, 5, 6, 7] (3. ábra), valamint az érintkező alkotók között a normál fogerők megoszlása arányos az érintkező alkotók hosszával (4. ábra).

Az érintkező alkotók hossza egy tetszőleges kapcsolódási helyzetben

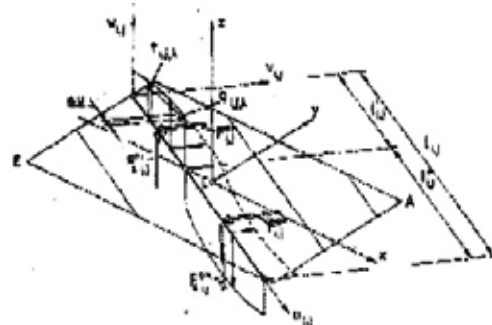
$$l_i = f[(z_1, u, m, \alpha, h_a^*, \beta, a_w); (b_1 \cap b_1, x_1); (\underline{S}_1, \underline{S}_2); y_1]$$

függvény határozza meg.

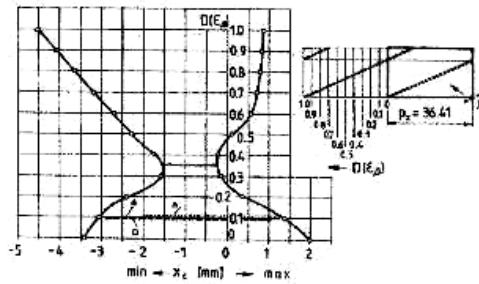
A közelítés bevezetésére és elfogadására lehetőséget adott az is, hogy a fogazatot hibamentesnek tételeztük fel, mivel közvetlenül a kapcsolómező befolyásának a vizsgálata volt a fő cél.



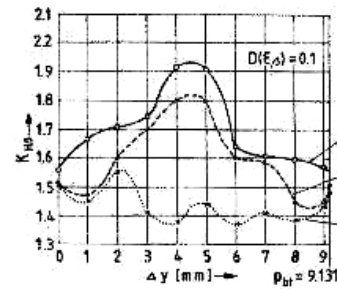
5. ábra



6. ábra



7. ábra



8. ábra

Az érintkező alkotókon a terhelés eloszlásának egy pontosabb (a fogszélesség mentén szakaszokra bontó) módszerrel (Zablonszkij, K.I., és Döbröczöni, Á munkájára építve) történő meghatározása az eredményt finomította és egyben konkrétabbá is tette (7. ábra). E módszer alkalmazása lehetőséget adott továbbá arra, hogy a szilárdsági számításokhoz szükséges más tényező, pl. a fogszélesség menti terhelés eloszlási tényező ($K_{H\beta}$) pontosabban meghatározható legyen (8. ábra).

Összefoglalás

A fogaskerékes hajtóművek rezgésének és zajának alapvető forrása a fogaskerékpárok kapcsolódási helye, a kapcsolómező. Rezgést és az ebből származó zaj a rezgést gerjesztő hatások idézik elő. Ferdefogú hengeres kerékpároknál: a kapcsolódásból a normál fogerők eredőjének vándorlása, az eredő súrlódóerő nagyságának és helyének, valamint a kapcsolódás merevségének változása hoz létre gerjesztő hatást. A kapcsolómező nagysága és alakja összefüggésben van a gerjesztő hatások jellegével és mértékével, ami a szabályozás lehetőségét teremti meg. A kettő közötti kapcsolatra a kapcsolómező általánosítása és részletes elemzése ad egyértelmű válasz. Az általános alakú kapcsolómező bevezetésével a kapcsolódásból származó gerjesztés lokális minimuma érhető el.

Irodalom

- [1] NIEMANN, G. - SCHMIDT, G.: Untersuchungen über den Einfluss von Zahnbreite und Schrägungswinkel auf die Zahnbelastung bei Stirnrädern. VDI Zeitschrift. 113 (1971) 2. p. 165-170.
- [2] NIEMANN, G. - STÖSSEL, K.: Reibungszahlen bei elastohydrodynamischer Schmierung in Reibrad- und Zahnradgetrieben. Konstruktion. 23 (1971) 3. p. 245-256.
- [3] OHLENDORF, H.: Verlustleistungs und Erwärmung von Stirnrädern. Dissertation. 1959. München.
- [4] LINKE, H. - GAJEVSKI, G.: Breitenlastverteilung unter besonderer Berücksichtigung der Breitenballigkeit bei Verzahnungen. Maschinenbau-technik. Berlin. 32 (1983) 10. p. 445-449.
- [5] LINKE, H. - SENF, M.: Breitenlastverteilung bei Verzahnungen-Berechnung und Diskussion von Einflüssen. Maschinenbautechnik. Berlin. 32 (1983) 10. p. 437-444.
- [6] KAMONDI, L.: Verallgemeinerung der Bestimmung der Überdeckungs-zahl für den Fall eines schrägverzahnnten Strinräderpaars mit korrigiertem Evolventenprofil. Publications of the Technical University for Heavy Industry. Ser. C. 40(1984) 2-4. p.:123/133.
- [7] KAMONDI, L.: Verminderung der Eingriffsschwingungsanregung bei schrägverzahnnten zylindrischen Stirnrädern durch Modifikation der Eingriffsfläche. Tagung Zahnradgetriebe. Dresden. 6 bis 8. November 1989. p.:187/192.

Az elektromos és elektronikai berendezések szerkezeti kialakítása az újrahasznosítás céljából

CONSTRUCTION FORMATION OF ELECTRICAL AND ELECTRONIC EQUIPMENTS FOR THE PURPOSE OF REUTALISATION

Kövesi Anita

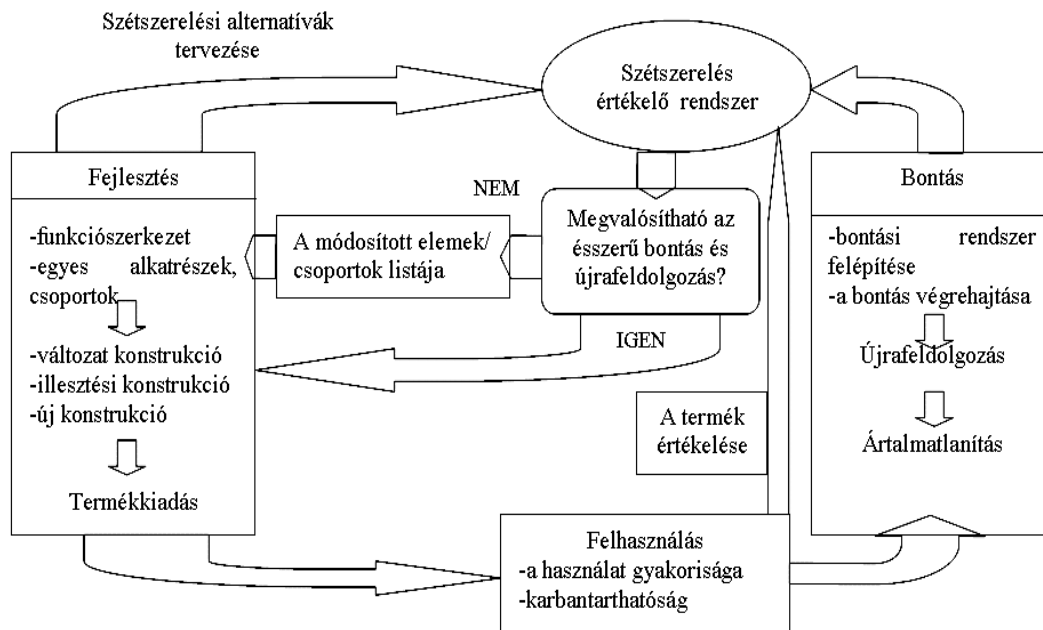
Miskolci Egyetem, Műszaki Földtudományi Kar

Abstract

As a result of the immense increase in the amount of electrical and electronic wastes (EE), it has become important to design constructions suitable for reutilisation. In the present case, I should like to illustrate this with the dismantling process of NOKIA model Handys 2110. After the complete dismantling of the appliance a dismantling structural diagram was made, which contains the structure of the products, and the time and tools of the different phases of dismantling. After this, the spare parts were investigated, which involved the analysis and evaluation for utilisation purposes of structural materials. Finally, a dismantling evaluation system was developed for mobile phones. This evaluation system gives assistance to the designer in his tasks. The analysis of dismantling costs showed that the development of a constructional model suitable for reprocessing would reduce waste treatment costs.

Napjainkra a fejlett ipari országokban, különösen megnőtt az elektromos és elektronikai (EE) hulladékok újrafeldolgozásának jelentősége. A megfelelő hulladékkezelés, hulladék-előkészítés és hulladék-hasznosítás nagymértékben csökkenti a környezetet terhelő, deponálendő veszélyes hulladék mennyiségét és elősegíti a használható anyagok kinyerését. Mivel a rendelkezésre álló természeti erőforrások végesek, a bányászat egyre kedvezőtlenebb körülmények között kénytelen működni. A hulladékok újrahasznosítása tehát, kíméli a természeti erőforrásokat, és jelentős energiát takarít meg, mivel primer nyersanyagokat helyettesít. Az EE berendezések újrahasznosításának viszont alapfeltétele, hogy könnyen szétszerelhető legyen, mert a bennük található különféle - főként veszélyes - anyagok (akkumulátorok, nyomtatott huzalozású lapok és integrált áramkörök, LCD kijelzők, árnyékoló lapok, műanyagok, gumik, kötőelemek és egyéb fém alkotók) csak egymástól elkülönítve kezelhetők. Mindennek következtében fontossá vált az újrahasznosításra alkalmas konstrukció kidolgozása, amit egy mobiltelefonkészüléken keresztül mutatok be.

Jelen esetben a konstrukció kidolgozásának alapjául, a NOKIA Handys 2110 készüléktípusának szétszerelése szolgált. A készülék teljes szétbontása után ún. szétszerelési szerkezetábrát készítettek, amely tartalmazza a termék szerkezetét, a szétbontási időket és eszközöket. Ezt követően alkatrészvizsgálatot végeztek, amelynek során a szerkezeti anyagokat elemezték, és felhasználhatóság szempontjából értékelték. Végül egy szétszerelési értékelő rendszer készült a mobiltelefonokra vonatkozóan (1. ábra). Ez az értékelő rendszer a konstruktort segíti a tervezési feladatokban. Elsőként a részegységeket anyaguk, tisztasági fokuk, és egyéb jellemzőik alapján értékelik. Másodsorban a szétszerelési szerkezetábra felhasználásával a bontási ráfordításokat értékelik. A szétszerelési értékelés végeredményeként egy felhasználhatósági jellemző adódik (CVR=Characteristic Value of Recyclability). Az optimális CVR=1 körüli érték. A NOKIA Handy CVR=0,6 felhasználhatósági jellemzőjével nem mutatott optimális újrafeldolgozhatósági értéket. Ez annak köszönhető, hogy szétszerelése időigényes, részben roncsoló műveleteket tartalmaz, az anyagok sokfélék és a veszélyes anyagok nehezen elkülöníthetők.



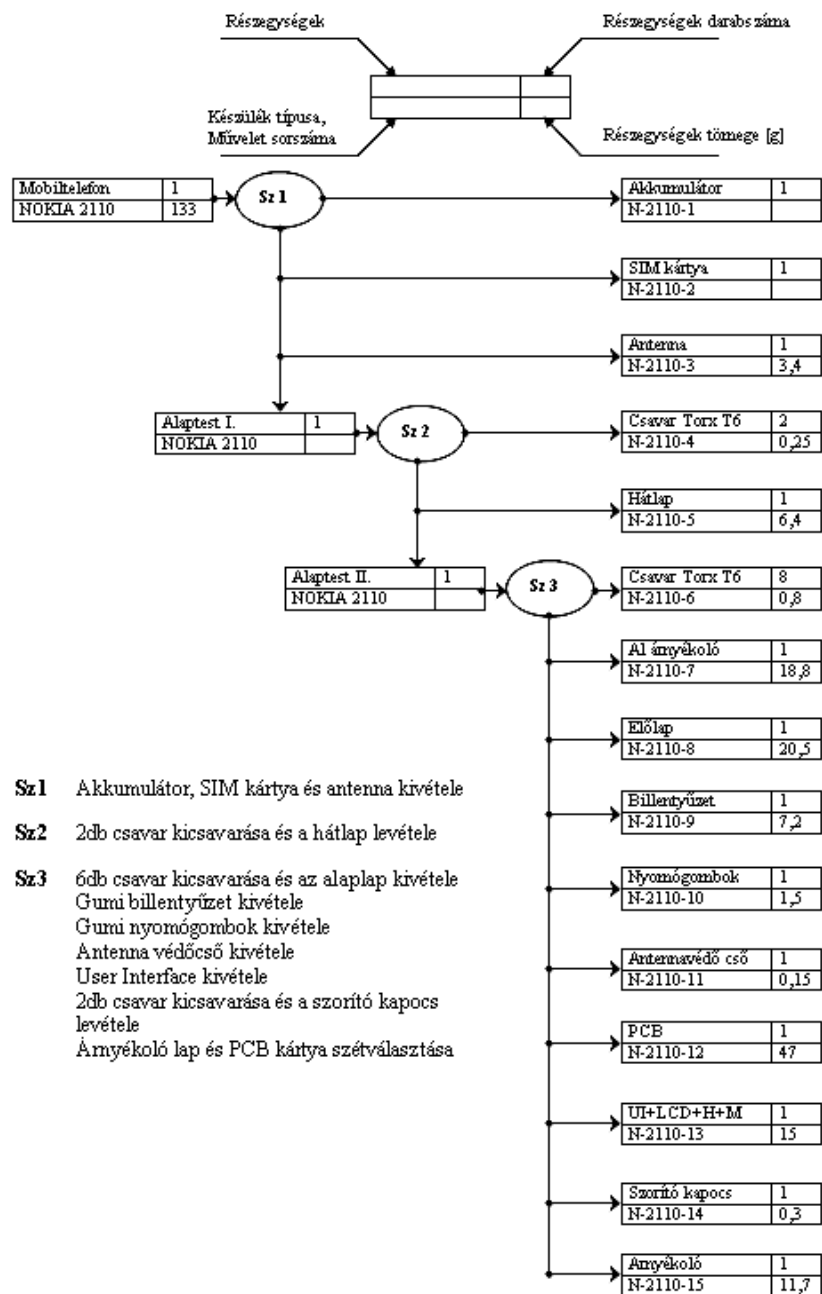
1. ábra

A szétszerelés értékelő rendszer alkalmazási területe

Az újrafeldolgozási költségek elemzése kimutatta, hogy az újrafeldolgozásra alkalmas konstrukció kialakítása a későbbi hulladékkezelési költségeket csökkentené. Ennek eredményeképpen felállították a szétszerelésre és újrafeldolgozásra alkalmas konstrukció követelménykatalógusát és a megfelelő kialakítás irányelveit (*Újrafeldolgozásra alkalmas technikai termékek szerkesztése* című irányelv). Ez képezte alapját egy prototípus megvalósításának. A prototípusnál lemondtak a sokféle szerkezeti anyag alkalmazásáról. Így felhasználhattak újrafeldolgozásra alkalmas anyagokat vagy reciklátumokat, kiküszöbölhették a veszélyes anyagokat, és figyelemmel lehettek az agyagok összeférhetőségére is. Fontos, hogy az építőelemek megjelölése egyértelmű és jól felismerhető legyen. Az eddig bonthatatlan ragasztott kötéseket oldható csappantyús kötésekkel helyettesítették, az értékes alkatrészeket a terméken belül modulszerűen építették be, hogy újrahasznosításkor vagy javításkor könnyen kicserélhetők legyenek. A kötőelemek számát és sokféleségét csökkentették, így az össze és szétszereléshez szükséges szerszámgéni is csökkent. A készülék két felét összetartó kötőelemek esetében lemondtak az időigényes csavaros megoldásról, és újszerű emeltyűs megoldást fejlesztettek ki a gyors és könnyű szétszereléshez. A készülékházzal egyesített emelőkar ugyanazon anyagból készül, így újrafeldolgozáskor nem kell elkülöníteni, mint az eddig használt csavaros kötések. A gyors és egyszerű szétszerelés előnyei megmutatkoznak az összeszerelésnél is, ami megtakarítást jelent az új termék előállításánál.

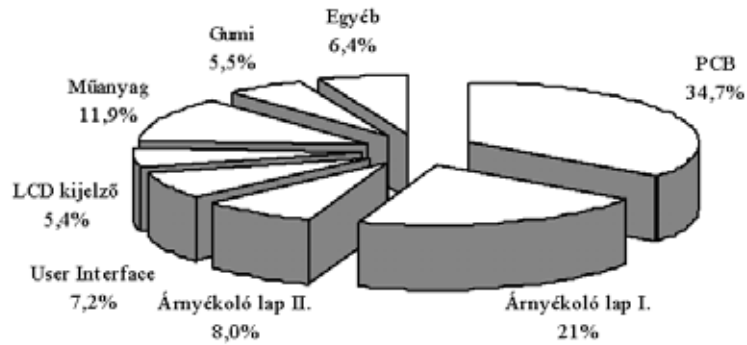
A következőkben a NOKIA Handys 2110 szétszerelési szerkezet ábráját és részegységeit mutatom be (2. ábra).

A szétszerelési szerkezetábra részei a következő adatokat tartalmazzák:



2. ábra
NOKIA 2110 típusú mobiltelefon
szétszerelési szerkezet ábrája, részegységei.

A mobiltelefon készülékek tömegének ~56%-át a nyomtatott huzalozású lapok (PCB) és a fémmel bevont műanyag árnyékoló lapok határozzák meg, de nem elhanyagolható a beépített műanyag (~12%) és az akkumulátor tömege sem. A készülékek tömegének csökkentésére irányuló fejlesztési tendencia elsősorban ezen részegységek korszerűsítését célozza meg, egyre kisebb méretű és tömegű készülékek kerülnek forgalomba (3. ábra).



3. ábra
A mobiltelefonok részegységeinek
százalékos megoszlása.

Irodalomjegyzék:

- [1] Kövesi Anita: Mobiltelefonok újrahasznosítása, Diplomamunka 2000
- [2] Schnauber H.-Brauer S.-Giess M.-Michalik D.: Mobilelefone recyclinggerecht gestalten. Zeitschrift für Wirtschaftlichen Fabrikbetrieb, 91.k. 4.sz. 1996. p. 142-144. (Dr. Pálvölgyi Istvánné: Mobiltelefonok újrafeldolgozható kialakítása: Hulladékok és másodnyersanyagok hasznosítása, OMIKK, Budapest 1996. 11. szám.)
- [3] Jakon R.-melchiorre M.-Wulf H.-J.: Recyclingtechnologieren für Elektroschrott. Metalloberfläche, Beschichten von Metall und Kunststoff, 49.k. 11.sz. 1995. p. 872-876. (Schmidt János: Az elektronikus hulladékok feldolgozására szolgáló technológiák: Hulladékok és másodnyersanyagok hasznosítása, OMIKK, Budapest 1996.4.szám.)
- [4] Szeder Zoltán: Elektronikai készülékek hulladékainak kezelése, BBS-E Számítástechnikai és Könyvkiadó Bt., Budapest 2000

Poligon keresztmetszetű tabletták alak és tablettázó szerszámok

SHAPE OF TABLET HAVING POLYGON CROSS SECTION AND TABLETTING TOOLS

Kövesi Levente

Miskolci Egyetem Gépelemek Tanszéke

Abstract

Shaped tablets are more and more frequently made in the pharmacy and food industry besides the tablets with circular cross-section. The most widespread is the regular bi-angular shape, but there are three or four angular ones too. The shape of polygon tablets is usually formed of contracting circular arcs and straights.

The cross section of tablets shown as novelty is a hypocycloid or epicycloid plane curve of different angle number and shapes. The utilization of a great number of esthetic tablets having different shapes becomes possible by the developed technology.

The end-surface of the tablets -independent of their shape- can be plane, or different convex or concave surface. Symbols, markings can be formed on the end-surface. The choice of shape and the designing of tablet-making tools are aided by an expert system.

Bevezetés

A sokszögfelületek alkalmazásánál jól elkülöníthető területek alakultak ki. A legismertebb alkalmazás a nyomtatékvitelre alkalmas illeszkedő felületek megmunkálása gépelemekhez. Ebben az esetben nem szükséges nagy alakvariációs lehetőség, általában kis szögszámú szimmetrikus profilokat alkalmaznak, enyhén domború oldalkialakítással.

Az alkalmazás másik területe a működő alakos felületek megmunkálása (vezérműtengelyek, csavarszivattyú dugattyúk és házak, forgódugattyús motorok stb.). Ezekben az esetekben geometriailag pontos felületek kell megmunkálni a profil szempontjából azonban szintén szűk alakvariációs lehetőséggel.

A harmadik nagy alkalmazási terület az esztétikus és praktikus alakos felületek megmunkálása. Ilyen igény a termelőeszköz és a használati eszköz gyártás szinte minden területén felmerül. A teljesség igénye nélkül ide tartozik az üveg- és kerámia ipari szerszámok, különböző öntőformák, műanyag ipari szerszámok gyártása, ill. bútorlemek, kézi szerszámnyelvek, használati tárgyakon fogó felületek és díszfelületek megmunkálása. Ezen a felhasználási területen széles alakvariációs lehetőséget kell biztosítani az ipari terméktervezőnek. Ehhez a területhez tartoznak a következőkben bemutatott poligon keresztmetszetű tabletták is.

1. Poligon felületek modellezésének matematikai alapjai

A hipociklois paraméteres egyenlete derékszögű koordináta rendszerben:

$$x_h = r \cos \alpha - e \cos(N-1)\alpha$$

$$y_h = r \sin \alpha + e \sin(N-1)\alpha$$

polárkoordinátarendszerben:

$$R_h = \sqrt{r^2 + e^2 - 2re \cos N\alpha}$$

$$\varphi_h = \arctg \frac{r \sin \alpha + e \sin(N-1)\alpha}{r \cos \alpha - e \cos(N-1)\alpha}$$

Szélsőérték képzéssel meghatározható a R_{hmin} , illetve R_{hmax} értéke:

$$R_{hmin} = r - e, \quad \alpha = 0 + k \frac{2\pi}{N} \quad - \text{ lapközép}$$

$$R_{hmax} = r + e, \quad \alpha = \frac{\pi}{N} + k \frac{2\pi}{N} \quad - \text{ csúcs}$$

2. A felületek számítógépes modellezése

Az ipari formatervezést (tervezést) nagymértékben segíti, ha 3D-s paraméteres CAD rendszert alkalmazunk.

A megtervezett használati eszközökről, gépelemekről valóság-hű 3D-s (ún. renderelt) képeket tudunk létrehozni, amelyek könnyen módosíthatók. Ezen térbeli modellek segítségével egyszerűen képezhető a CNC gyártástechnológia, és így a megrajzolt tárgy a valóságban is elkészíthető. Megfelelő CAM rendszer alkalmazásával és posztprocesszorral a CNC programok közvetlenül előállíthatók.

A 3D-s képek különösen fontosak ciklois felületek esetén, ugyanis a síkbeli ábrázolás hagyományos kézi módszerekkel gyakorlatilag nem megvalósítható, illetve a síkbeli számítógépi grafikák sem adnak elég információt a test tényleges alakjáról.

A térbeli modellezésre az Autodesk INVENTOR szoftverét használtam. A tablettázó szerszámok rajza pedig AutoCAD programban készült. A szükséges programokat LISP nyelven írtam meg [1], [2].

3. Poligon keresztmetszetű tablettá alak alkalmazása a gyógyszeriparban

3.1. JELENLEG GYÁRTOTT TABLETTA ALAKOK

Gyógyszereknél és élelmiszeripari termékeknél a körkeresztmetszetű tabletták mellett egyre elterjedtebben gyártanak alakos (ellipszis, háromszög, stb.) tablettákat. Gyógyszereknél az alakos tabletták nagy segítséget nyújthat a vakoknak, gyengén látóknak a biztos felismerésben. Folyamatosan szedett de ciklikusan változó tabletták (pl. fogamzásgátlók) esetén eltérő alakokkal biztosan elkülöníthetők a tablettacsoportok. Egyes alakok kedvezőbb, anyagtakarékos csomagolást tesznek lehetővé, csökkentve a tárolási, szállítási költségeket. Vannak olyan alakok is (pl. ellipszis), amelyek a nagyobb méretű tabletták lenyelését teszik kényelmesebbé, biztonságosabbá. Élelmiszeripari termékeknél (pl. szőlőcukor,) az esztétikus tabletták forma a forgalmazás szempontjából lehet előnyös.

A jelenleg gyártott sokszögletű tabletták érintkező körívvel és egyenesekkel, esetleg empirikus görbékkel (figurális tabletták pl. California fitness gyerek multivitamin) határoltak. Legelterjedtebbek a kétszögletű alakok, amelyek keresztmetszetét két egyenes szakasz és két körív, vagy négy körív határolja. Ismertek háromszög és négyszög alakok is, amelyek szintén egyenesekkel és körívvel vannak határolva. Ezekre a tabletták formákra jellemző, hogy az alakot adó görbeszakaszok csatlakozásánál vagy töréspontok alakulnak ki, vagy a simulókör sugarak ugrásszerűen változnak, rontva a tabletták esztétikusságát, a préselési viszonyokat és esetenként a tablettázó szerszámok élettartamát.

3.2. POLIGON KERESZTMETSZETŰ TABLETTÁK

A zárt hipociklois- és epiciklois síkgörbék előnye, hogy harmonikus, töréseket nem tartalmazó alakot adnak, rendkívül széles, egymástól jól elkülöníthető alakválasztékkal [3]. A következő ábrákon (1-3. ábra) néhány tabletták alakot mutatnak be (az igen széles alakvariáció miatt szemléltető jelleggel).



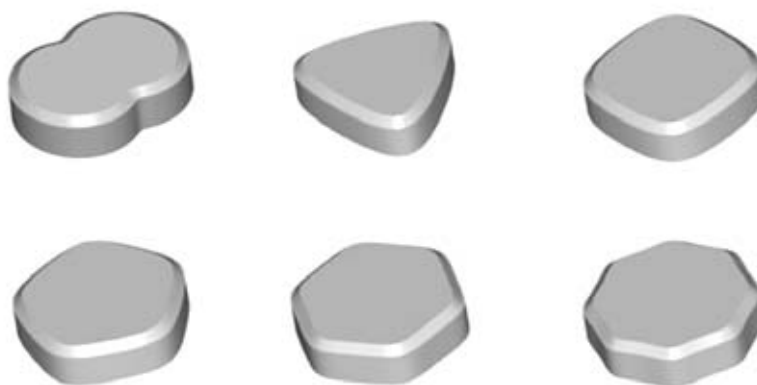
1. ábra

Kétszögű hipociklois keresztmetszetű tabletta alakok.



2. ábra

Háromszögű epiciklois keresztmetszetű tabletta alakok.



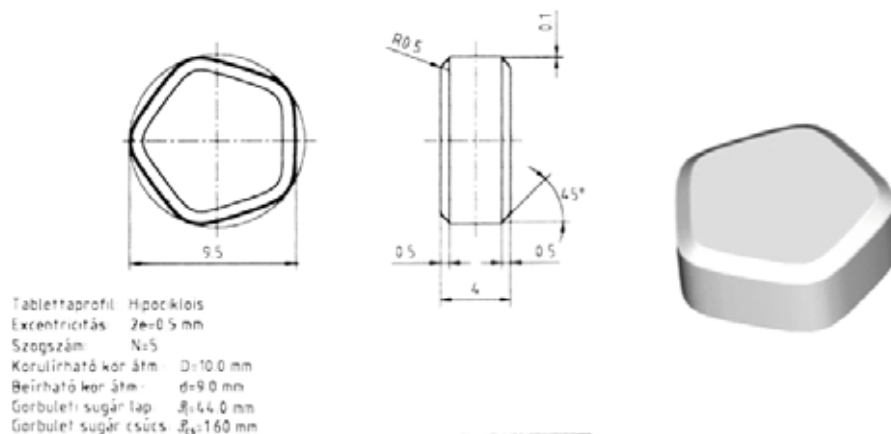
3. ábra

Poligon keresztmetszetű tabletták.

3.3. TABLETTÁZÓ SZERSZÁMOK

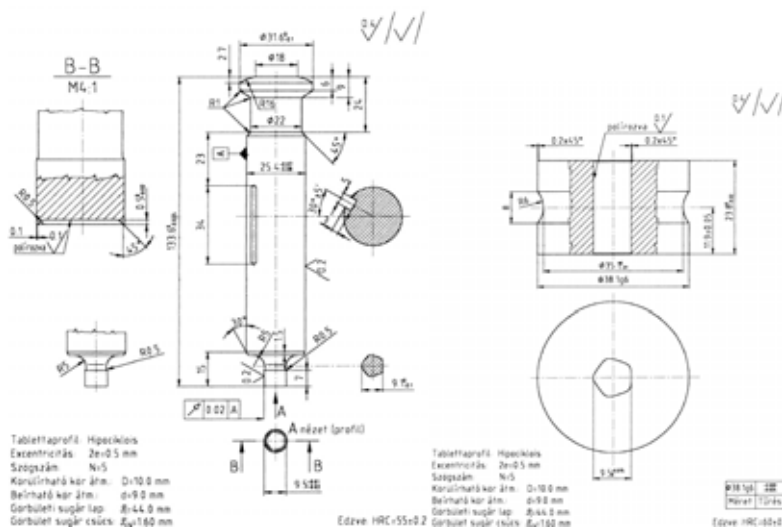
A tabletták 3D modellezése és a szerszámok 2D műhelyrajzai AutoCAD és Autodesk Inventor CAD rendszerben készülnek.

A tablettázó szerszámok alakos felületei megfelelő pontossággal, felületi minőséggel legyárthatók bolygó alakképző mozgást alkalmazó, illetve CNC pályavezérléssel rendelkező szerszámgépeken. A tablettázó szerszámelemek anyaga ötvöztött szerszámacél. A matricaureg edzett állapotban CNC huzalszikraforgácsológépen, míg a bélyegek működő és nyakfelülete munkadarabmozgatású sokszögesztergán készíthetők el. A 4. ábrán egy ötszögű hipociklois keresztmetszetű tabletta rajza és 3D-s modellje látható. Az 5. ábrán pedig tablettázó felsőbélyeg szerszám és matrica szerszám látható. Az alsőbélyeg szerszám hasonló kialakítású mint a felsőbélyeg szerszám.



4. ábra

Ötszögű hipociklois keresztmetszetű tablettá rajza és 3D-s modellje.



5. ábra

Tablettázó felsőbéllyeg szerszám és matrica szerszám.

Irodalomjegyzék

- [1] Levente Kövesi: *Modelling of polygon surfaces by means of a computer*. MicroCAD 2003 International Scientific Conference, 6-7. March 2003. Section K: Machine and construction design. pp. 51-54.
- [2] Levente Kövesi: Mathematical bases of modelling the hypo- and epicycloid surfaces by means of a computer. Gép, LIII. évfolyam, 57-60. oldal
- [3] Dr. Kövesi Gy.-Dr. Fazekas E.-Szőke Zs.: *Poligon keresztmetszetű tablettá alak*, Használati Min-taoltalom, Magyar Szabadalmi Hivatal, 1996. augusztus 5., Lajstromszám: 1138U

Golyóscsapágy terheléeloszlásának és élettartamának vizsgálata csapágy és csapágyház rugalmas alakváltozásának figyelembevételével

THE ANALYSIS OF LOAD DISTRIBUTION AND FATIGUE LIFE
IN THE CASE OF A BALL BEARING CONSIDERING
THE ELASTIC DEFORMATION OF OUTER RING AND HOUSE

Lestyán Zoltán, Prof. Dr. Váradi Károly

Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem,
Gépszerkezettani Intézet

Abstract

This study explores the impact – on load distribution and fatigue life – of contact relationships between a standard split house and a deep groove ball bearing having a clearance fit. Tests take into consideration the elastic deformations of the house, the outer ring, and the base. Developed algorithms and finite element analysis were used for calculations. Load distribution, maximum ball load, as well as fatigue life changed considerably as compared to the traditional Sjövall load distribution.

Keywords: bearing, load distribution, FEA

Összefoglaló

E munka egy szabványos osztott csapágyház és egy külső gyűrűn lazán illesztett, egysorú mélyhornyú golyóscsapágy közötti érintkezési viszonyok terheléeloszlásra és élettartamra kifejtett hatását vizsgálja. A vizsgálat figyelembe veszi a csapágyház, a külső csapágygyűrű, és az alapozás rugalmas alakváltozását. A számítások elvégzéséhez kidolgozott algoritmusok és végeselemes eljárás lett alkalmazva. A terheléeloszlás, a maximális gördülőelem terhelés és az élettartam jelentős mértékben megváltozott a hagyományos Sjövall terheléeloszláshoz képest.

Kulcsszavak: csapágy, terheléeloszlás, VEM

1. Bevezetés

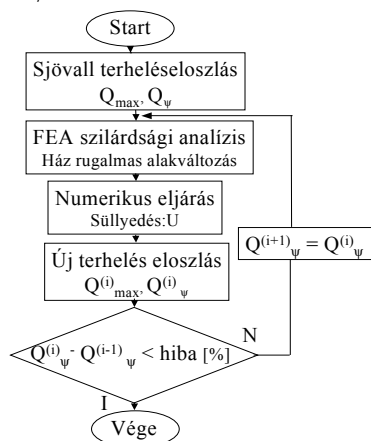
Különbféle csapágyakban kialakuló terheléeloszlást hagyományosan a Sjövall integrálok segítségével lehet meghatározni. E módszer nem veszi figyelembe a csapágyház és a külső csapágygyűrű rugalmas alakváltozásának, továbbá azok laza illesztésének hatását sem. A terheléeloszlás ezeken túlmenően függ a radiális csapágyhézag nagyságától és az érintkezési viszonyoktól. Vizsgálunk egy szabványos osztott csapágyház és egy külső gyűrűn, lazán illesztett támasztócsapágy funkciót ellátó, egysorú mélyhornyú golyóscsapágy közötti érintkezési viszonyok terheléeloszlásra kifejtett hatását hivatott elemezni.

2. A megoldási eljárás

A beépítési modell egy szabványos FAG SNV 090 osztott csapágyházba beépített FAG 6210 számú egysorú mélyhornyú golyóscsapágy. A fészekillesztés – $\varnothing 90$ G7 – a gyári katalógus alapján lett kiválasztva. A csapágy tengelyillesztése $\varnothing 50$ k7. A csapágyra 7300 N nagyságú radiális irányú erő hat, mely a csapágy dinamikus alapterhelésének 20%-a. A tengely fordulatszáma 3000 1/min. A vizsgálat önálló csapágy terhelési eseteit veszi figyelembe. A csapágy PN tűrés tartományú és CN csapágyhézag tartomány jellemzi. A csapágy gyártási radiális közepes csapágyhézaga $14.5 \mu\text{m}$. A csapágy 9 db golyóval rendelkezik [1]. A csapágyház keretszerkezetre szerelt, mellyel a csapágyház teljes alapfelületével érintkezik. A modellen látható alaplemez az alapozás és a csapágyház közötti csavarrögzítés hatásait kívánja figyelembe venni.

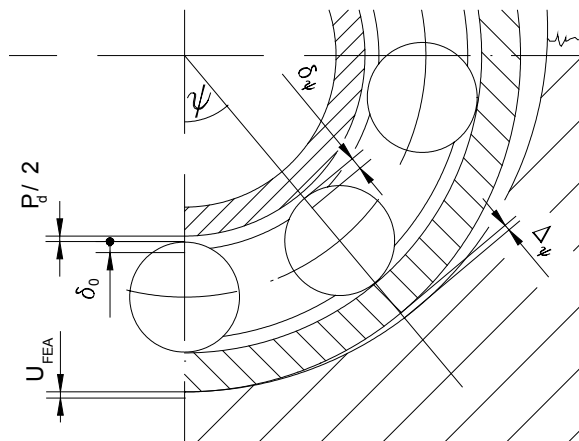
2.1. A terheléseloszlás meghatározása a külső gyűrű és a csapágyház rugalmas alakváltozásának figyelembevételével

Egy korábban kidolgozott algoritmus segítségével meghatározzuk a Sjövall integrálok [2],[3] szerinti hagyományos terheléseloszlást, mely a bemenő adata a 1. ábrán látható algoritmusnak. Az algoritmus célja a módosult terheléseloszlás meghatározása, a külső gyűrű és a csapágyház közötti érintkezési jelenség figyelembe vételével. A 2. ábrán látható, hogy a csapágy középpont süllyedése a P_d csapágyház, a δ Hertz – féle rugalmas közeledés, az U_{FEA} csapágyház és a külső csapágygyűrű rugalmas elmozdulás, valamint a külső csapágygyűrű és a csapágyház közötti adott szög alatti Δ_ψ rés függőleges komponenseiből tevődik össze



1. ábra

A módosult terheléseloszlást meghatározó algoritmus blokkdiagramja



2. ábra

A csapágyközepppont süllyedésének komponensei a terhelés előtt

A végeselemes érintkezési számítás alapján az alábbiak szerint határozható meg a módosult gördülőelem terhelés. Tételezzük fel, hogy az U süllyedés azonos mértékű minden gördülőelem pozícióban. Ekkor a ψ pozícióban:

$$U = \frac{P_d}{2} \Big|_y + \delta_\psi \Big|_y + (U_{FEA})_\psi \Big|_y + \Delta_\psi \Big|_y = \frac{P_d}{2 \cos \psi} + \frac{\delta_\psi}{\cos \psi} + \frac{(U_{FEA})_\psi}{\cos \psi} + \frac{\Delta_\psi}{\cos \psi} \quad (2.1)$$

Az F_{rad} radiális terhelő erő a gördülőelem terhelés függőleges komponenseinek összegével egyenlő. A Hertz – féle rugalmas közeledés pedig arányos a terhelő erővel:

$$Q = K_n \cdot \delta_r^n. \quad (2.2)$$

Így felírható az erő egyensúly:

$$F_{rad} - \{K_n \delta_0^{1.5}\} - 2 \{K_n \delta_\psi^{1.5} \cos \psi\} = 0 \quad (2.3)$$

A (3.1) egyenletből felírható a következő egyenlet:

$$U|_{\psi=0} - U|_\psi = 0 \Rightarrow \left[\frac{P_d}{2} + \delta_0 + (U_{FEA})_{\psi=0} \right] - \left[\frac{P_d}{2 \cos \psi} + \frac{\delta_\psi}{\cos \psi} + \frac{(U_{FEA})_\psi}{\cos \psi} + \frac{\Delta_\psi}{\cos \psi} \right] = 0 \quad (2.4)$$

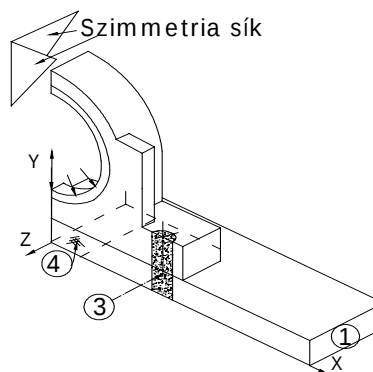
A (3.3) és (3.4) egyenletekből álló egyenletrendszer matematikai programmal megoldva, ismertté válik a Hertz – féle rugalmas deformáció, továbbá az azt okozó erő az adott pozíciókban. Tekintettel, hogy a Sjövall eloszlásból indultunk ki, iterációs megoldás szükséges.

2.2. Végeselemes modell és a peremfeltételek

A terhelés a golyók – gördülöpálya közt kialakuló érintkezési felületeken adódnak át a golyóról a külső gyűrűre. A golyóról a gyűrűre átadódó terhelést az érintkezési középpontban csomóponti erőterhelés definiálja. A külső gyűrű – csapágyház érintkezés a terhelésbeviteltől távolabb jön létre, ezért a koncentrált erő bevezetés hatása elhanyagolható. Az erőterhelés nagyságát az 1. ábra szerinti algoritmus szolgáltatja, iránya merőleges az érintkező felületre.

A szimmetria síkok által létrehozott felületeken megfelelő peremfeltételek definiáltak. A további peremfeltételek elhelyezkedését és minőségét a 3. ábra szemlélteti.

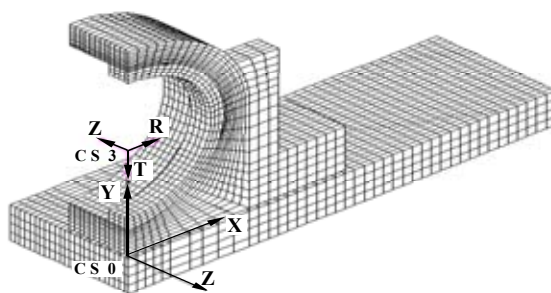
	Pozíció	
	Kapcsolat	
	típusa	
	Iránya	
1. felület	Megfogás	
	UX, UY, UZ	
3. térfogat	Coupling	
	Megfogás	
	UX, UZ,	
	UY	
4. felület	Megfogás	
	UY	
Ház – alaplemez	Kontakt	
	Node to node	
	UY	
Ház – külső	Kontakt	
csapágygyűrű	Node to node	
	Radiális	



3. ábra

A mechanikai modell és a peremfeltételek

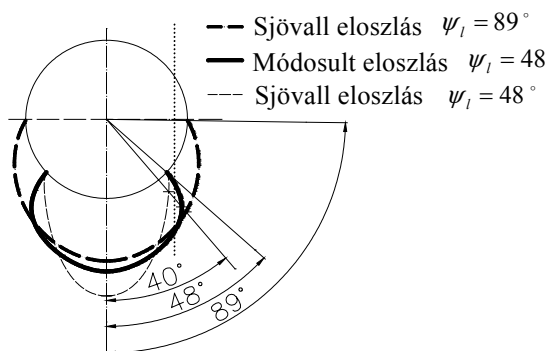
Az érintkezési jelenséget ún. „node to node” kontakt elemek definiálják. A kontakt elemek a külső csapágygyűrű teljes külső felületén definiáltak, a „gap distance” értékek a laza illesztésnek megfelelő változó rést definiálják. A csapágyház és az alap lemez között kontakt elemek találhatók, a „gap distance” nulla. Súrlódás nincs definiálva. A modell nem tartalmazza a csavar geometriát, de a csavar pozíciójában (3. ábra, 3. térfogat) a csomópontokra „Coupling” peremfeltételt definiál. A végeselemes modell a 4. ábrán látható.



4. ábra

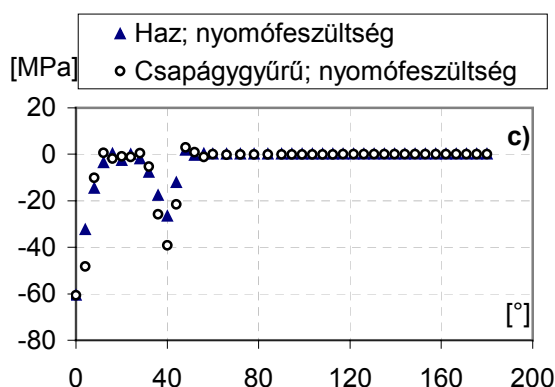
A végeselemes háló

Eredmények



5. ábra

A terheléseloszlásra kapott eredmények



6. ábra

A külső csapágygyűrű külső palástjának és a csapágyház fészekfurat pontjaiban kialakuló nyomófeszültség a közpointi szög függvényébe

A 5. ábrán látható a Sjövall módszerrel kiszámolt terheléseloszlás – melyet 89 °-os terhelt zóna félszög jellemez –, továbbá a számításaink alapján a módosult terheléseloszlás, melyhez 48 °-os terhelt zóna félszög tartozik. Összehasonlítás céljából az ábrán látható az ugyanezen terhelt zónához tartozó Sjövall szerinti terheléseloszlás, melyet egy nagyobb csapágyház okozhatna, merev ház és külső gyűrű hézag nélküli illesztése esetén.

Az 6. ábrán látható a végeselemes számítás eredménye, melyen jól követhető a gördülőelemek okozta nyomásnövekedés és a az érintkezési tartomány határa.

3. táblázat: A Sjövall eloszlás és a 1. ábrán látható algoritmus utolsó ciklusának gördülőelem terhelés és az élettartam eredményei

	Számítási eset	Terhelt zóna közpointi félszöge [°]	Pozíció [°]	Gördülőelem terhelés [N]	Élettartam [h]	A maximális gördülőelem terhelésváltozás [%]	Élettartam változás [%]
1.	Hagyományos (Sjövall)	89.16	0	3561.5	220.5	–	–
			40	2371.8			
3.	Módosított (mechanikai)	≈ 48	0	4158.5	177.2	17.6	-19.7
			40	2050.4			

Következtetések

A hagyományos Sjövall terheléseloszláshoz képest az eredmények szerint, a maximális gördülőelem terhelés 17.6 %-kal megnövekedett, a terhelt zóna 41.16 °-kal kisebb lett, ezért a Lundberg – Plamgren élettartam számítás [2], [3] alapján az élettartam 19.7 % -kal csökken, amelynek részletei az a 1. táblázatban is láthatóak.

A módosult terheléseloszlás jellege jelentősen eltér a Sjövall terheléseloszlástól, amint az a 5. ábrán megfigyelhető.

Felhasznált irodalom

- [1] FAG OEM und Handel: *FAG rolling bearings*, Publ. No. WL 41 520/3 EA Wepper GmbH & Co. KG, Schweinfurt, 1999.
- [2] Dr. Varga László, Molnár László: *Gördülőcsapágyazások tervezése*, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1977.
- [3] Tedric A. Harris: *Rolling bearing analysis*, A Wiley-Interscience Publication, New York, 1991.

Anyagáramlás vizsgálata hátrafolyatási technológiánál

INVESTIGATION OF MATERIAL FLOW OF BACKWARD EXTRUSION

Lukács Zsolt¹, Dr. Gál Gaszton²

¹ MTA ME Mechanikai Technológiai Kutatócsoport

² Miskolci Egyetem, Mechanikai Technológiai Tanszék

Abstract

Failures during backward extrusion of tubes and bottles having different functions were analysed. It was aimed to examine the effect of various defects of billets on the final product. Knowledge of material flow during extrusion is essential for the research. In this study, a method has been presented for the determination of the track-line of the surface points on the final product during extrusion. The material flow was also analysed by finite element modelling. Comparing the results of these two methods, it can be concluded that the finite element model provides reliable data coinciding with experimental ones.

Bevezetés

Hazánkban, nagy mennyiségben állítanak elő alumíniumból hátrafolyatási technológiával aerosolos palackokat, tubusokat. A folyamat során gyakran különböző hibák keletkeznek a folytatott darab felületén, amelyek esztétikai, vagy funkcionális szempontból kifogásolhatók, nem megengedhetők. Ezért célul tűztük ki a hátrafolyatási folyamat vizsgálatát annak megállapítására, hogy a hátrafolyatott palackon kialakult hibát mi okozza, illetve az előgyártmányon található sérülés milyen hibához vezet a készterméken. A vizsgálat során először szimulációval és kísérleti alakítással elemeztük, hogy a palackfelületének egyes pontjai az előgyártmány melyik részéből képződnek. Ezen eredmények alapján vizsgálhatók az előgyártmányon készített műhibák és a késztermék különböző helyein kialakult hibák kapcsolata, illetve következtetések vonatók le az üzemi körülmények között keletkező hibák okaira.

Jelen dolgozatban egy módszert mutatunk be az előgyártmány felületi pontjai vándorlásának nyomon követésére, amely alapján egy diagramot származtatunk a felületen fellépő mérnöki nyúlások meghatározására. Majd ezen diagramok összevetésével ellenőrizzük a szimulációnál használt peremfeltételek helyességét.

Az anyagi pontok elmozdulásának vizsgálata

2.1. A folyamat szimulálása végeselemes módszerrel

A hátrafolyatás végeselemes szimulációját a Qform programrendszer segítségével végeztük, amely tengelyszimmetrikus darabok hideg- és melegalakításának modellezésére alkalmas. A modellezéshez bemeneti adatként a munkadarab-szerszámgeometria, az alakítást végző gép, és az alakítandó anyag paramétereit kell definiálni. A szerszám alakját, méreteit a folyatási kísérletnek megfelelően vettük fel. A számításokhoz forgattyús mechanizmusú gépet választottunk, a kísérleti alakításnál használt löket nagysággal. A folytatandó alumínium tárcsa 52,8 mm átmérőjű és 7,5 mm magas volt. Az alakítandó anyag különböző alakítási sebességekhez és hőmérsékletekhez tartozó alakítási szilárdság - valódi nyúlás függvényét (a folyási görbét) az [1] szakirodalom alapján adtuk meg. Az irodalomban talált folyási görbét Watts-Ford vizsgálattal több hőmérsékleten ellenőriztük. A számítógépes szimulálásnál tengelyszimmetrikus alakváltozási állapotnak megfelelő modellen, a teljes alakítási folyamatot 30 terhelési lépcsőben vizsgáltuk. Az alakításnál Coulomb-féle súrlódást, $\mu=0,075$ -ös súrlódási tényező értéket tételeztünk fel. A számításokban figyelembe vettük a szerszám rugalmas alakváltozását, a szerszámok melegeledését, az alakítógép merevségét is.

A folyatási tárcsa diszkrét pontjai elmozdulásának vizsgálata céljából az előgyártmányon ún. nyomkövetett, „tracked” pontokat definiálhatunk, amelyek segítségével végigkövethető az anyagi pontok áramlása [2]. A program sajátossága, hogy a modell belsejében is vannak nyomkövetett pontok, amelyek le-

hetővé teszik a felszín alatti részek mozgásának vizsgálatát. A hátrafolyatás számítógépes szimulációja során kapott nagy mennyiségű adatból az anyagi pontok elmozdulását a 1. ábrán szaggatott vonallal tüntettük fel.

2.2. Anyagi pont elmozdulásának kísérleti vizsgálata hátrafolyatásnál

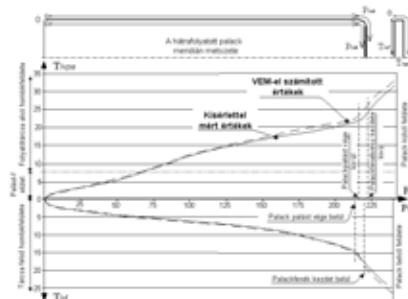
Az anyagáramlás kísérleti vizsgálata céljából az alumíniumtárcsa felületére nyomon követhető jelöléseket vittünk fel. A tárcsapontok jelöléséhez olyan technikát kell választani, hogy a felvitt jelek a folytatást megelőző koptatásnál megmaradjanak, de a folytatás során az anyagáramlást a legkisebb mértékben zavarják meg.

Az előkísérletek szerint ezek a feltételek teljesíthetők oly módon, hogy a tárcsa alsó, felső homlokfelületére és a tárcsa palástjára is meghatározott osztással kis méretű árokszerű karcokat hozunk létre, melyeket olajbázisú festékanyaggal töltünk ki. A felesleges festéket a felületekről eltávolítjuk. A tárcsa 52,8 mm átmérőjű és 7,7 mm magas volt. Az így előkészített tárcsát az egyébként szokásos technológiával kentük, majd pedig 220 mm magasságú palackká folytattuk. Az alakítást üzemi körülmények között végeztük el egy előzőleg üzemi hőmérsékletre beállt HERLAN típusú 400t-ás mechanikus présen, 70/min löketszámmal. A folytatott darabon talált karcnyomok helyeit azonosítás után lemértük és a mért értékeket a 1. ábrán folytonos vonallal tüntettük fel.

Az eredmények értékelése

3.1. Felszíni anyagi pontok elmozdulásának vizsgálata

A tárcsa felszínére felvitt és a végeselemes modell felszínén rögzített pontok folytatás utáni helyzete alapján hasonlítjuk össze a számítógépes és kísérleti módszer eredményeit. Az összehasonlítás során csak a felszíni pontok helyeinek változását vizsgáltuk, hiszen az alakítási kísérleteknél csak a felszíni pontok elmozdulása követhető. Mindkét vizsgálat eredményeinek értékelésekor az előgyártmány egy kitüntetett pontjától megmértük a jelölések távolságát a folytatás előtt, majd a folytatás után azonosítva a pontokat szintén a rögzített ponttól lemértük a távolságukat palackon. Az eredmények ábrázolására a 1. ábrán látható diagrammot szerkesztettük meg. Az ábrán látható, hogy a kitüntetett pont, amitől az egyes jelölések távolságát mértük a tárcsa felső sarokpontja, ugyanis ez a pont alkotja a palack palástjának legmagasabb pontját, így ettől visszafelé viszonylag könnyen végezhető mérés a palackon. Ettől a ponttól kiindulva a tárcsa felső felületén a tárcsa középpontja felé mérve, származtattuk a T_{ivf} ívkoordinátát, amely mentén elhelyezkedő pontok alkotják a folytatás utáni palack belső felületét. Ennek analógiájára vettük fel a palack külső felületét alkotó pontok irányában a T_{ivpa} ívkoordinátát. A folytatás utáni állapotban is a „0” pontnak megfelelő helytől indítottuk a P_{ivk} és P_{ivb} ívkoordinátákat. A P_{ivk} a folytatott palack külső felületén mért ívhossz, és P_{ivb} a belső felületen mért ívhossz. Ezeket az ívhosszakat kiterítve ábrázoltuk a diagram vízszintes tengelyén. A 4. ábra alapján megállapítható, hogy egy adott felszíni tárcsapont hol helyezkedik el a palackon a folytatás után.



1. ábra

A tárcsa felszíni pontjainak számított és mért elmozdulása a folytatás során.

3.2. Mérnöki nyúlások a palack felületén

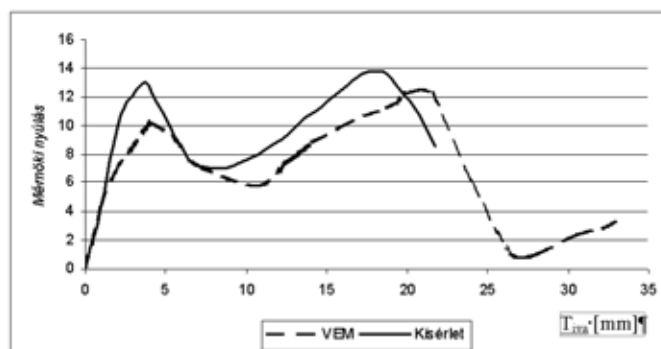
A tárcsára felvitt és a folytatott palack felszínén mérhető jelölések közti távolságok változásából az adott szakaszon egy mérnöki nyúlásnak megfelelő mérőszám származtatható a

$$\varepsilon_i = \frac{\Delta l_i}{l_{0i}} = \frac{l_{pi} - l_{ti}}{l_{ti}} \quad (1)$$

kifejezéssel, ahol

l_{ti} a tárcsára felvitt két szomszédos felületi jelölés közötti távolság
 l_{pi} a folytatott palack két szomszédos felületi jelölés közötti távolság.

Az adott szakaszokra vonatkozó átlagos mérnöki nyúlás értékek összevetéséből az adott ívkoordináta mentén egy folytonos görbét származtattunk. Ez a görbe látható a 2. ábrán. Az ábrán folytonos vonallal jelöltük a kísérleti alakítás, míg szaggatott vonallal a VEM modellezés eredményeit tüntettük fel.



2. ábra
 Mérnöki nyúlások a palack külső felületén.

Az ábrán látható, hogy a végesseleemes modellezés eredménye nem csak jellegében, hanem értékeinek tekintetében is követi a kísérleti alakítás eredményeit.

Összegzés

A palack hátrafolyatás folyamatát végesseleemes szimulációval és kísérleti úton vizsgáltuk. A vizsgálat kapcsán mindkét módszerrel meghatároztuk az előgyártmány felületi pontjainak elmozdulását egy adott folytatási fázisban. Az elmozdulásokat diagramban ábrázolva megállapítottuk, hogy a végesseleemes számításokkal meghatározott elmozdulások $\mu=0,075$ -ös értéknél jó közelítéssel megegyeznek a méréssel meghatározott elmozdulásokkal. A kétféle módszerrel nyert elmozdulás legnagyobb eltérése 5%-nál kisebb, a teljes hosszra vetítve. Ezek után a külső felületen egy mérnöki nyúlásnak megfelelő mérőszámot származtattunk és ez alapján is összehasonlítottuk a két módszer eredményét. A végzett összehasonlítások során megállapítható, hogy végesseleemes szimulációval jól modellezhető a hátrafolyatásnál lejátszódó alakváltozás, a számításokkal nyerhető további nagy mennyiségű adat – belső pontok elmozdulása, alakváltozási, feszültségi mezők, hőmérséklet eloszlás, stb. – felhasználható további következtetések levonására.

Irodalomjegyzék

- [1] POLUHIN P. I, GUN G. JA, GALKIN A. M.: *Szoprotivlenie plaszticeszkoj deformacii metallov i szpavov*. Moszkva, Metallurgija, 1976. 277.p.
- [2] KRÁLLICS, GY., BOGÁR, R.: *Kutatási részjelentés hátrafolyatás végesseleemes modellezéséről*, BME MTAT, 2002. 12. p.

Termikus aktuátorok – szerkezet és működés

THERMAL ACTUATORS – CONSTRUCTION AND OPERATION

ACTUATORI TERMICI – STRUCTURĂ ȘI FUNCȚIONARE

Dan Mândru, Olimpiu Tătar

Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca

Tartalom

A dolgozat a termikus hajtóelemek működési elvét mutatja be, meghatározva a mechatronikában használt aktuátorok közötti helyét. A termikus aktuátorok működése az egyes szilárd testek hokitágulásán, valamint folyékony-gáz, vagy szilárd-folyékony halmazállapot változásokon alapszik. Bemutásra kerülnek a fentemlített termikus aktuátorok alkalmazásai, valamint a tervezésük sajátosságai.

Actuatori utilizați în mecatronică

Elementele principale din structura sistemului de execuție al unei mașini inteligente sunt *actuatoarii* ce au rolul de a converti o formă oarecare de energie în energie mecanică (mișcare) pentru a desfășura acțiunile mașinii. Actuatoarii specifici mecatronicii se realizează într-o mare varietate funcțional-constructivă, dar au caracteristică următoarea structură, [4] (fig. 1): Acționarea este obținută pe trei căi: prin interacțiunea câmpurilor electrice și magnetice, prin interacțiune mecanică și prin *deformarea limitată, controlată* a unor elemente active, având diferite forme geometrice, astfel încât se obțin atât deformații liniare cât și unghiulare.

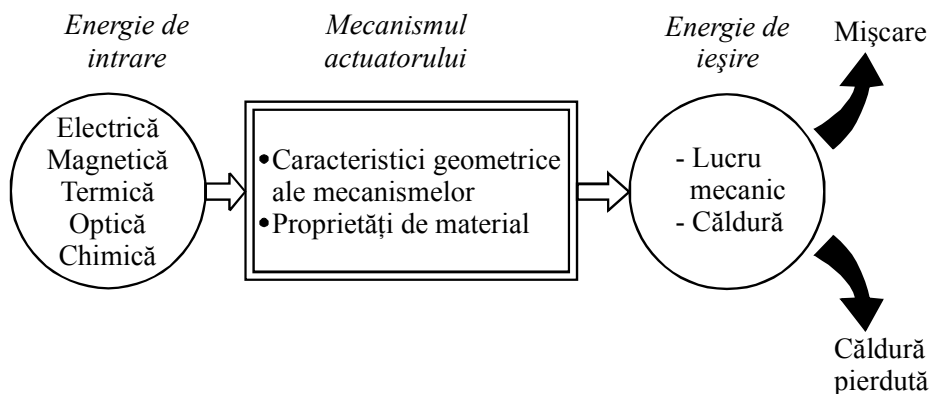


Fig. 1

Structura actuatorilor specifici aplicațiilor mecatronice

Aceste deformații pot fi transformate într-o mișcare continuă de rotație sau de translație prin intermediul unor mecanisme și în condițiile unei dispunerii corespunzătoare a elementelor active. Transmiterea și amplificarea deformațiilor se realizează prin mecanisme cu clichet, transmisii cu roți dințate, mecanisme pinion - cremalieră și șurub - piuliță, prin microgrip sau prin fricțiune. În funcție de semnalul de intrare folosit pentru deformarea controlată a elementelor active, actuatoarii din această categorie se împart, la rândul lor, în: actuatori comandați electric (actuatori piezoelectrics și electroreologici), actuatori comandați magnetic (magnetostrictivi și pe bază de ferrofluide), comandați optic (termo-/electro-fotostrictivi și piro- piezoelectrics), actuatori comandați chimic (mușchi artificiali), [3]. O categorie distinctă, având numeroase aplicații, o reprezintă actuatoarii comandați *termic* (prin intermediul unui flux de căldură).

Principiul de funcționare a actuatorilor termici

Actuatorii termici au în structură elemente active care convertesc energia termică într-o acțiune utilă (în mișcare). Caldura necesară activării poate fi generată prin mai multe metode, cea mai utilizată fiind metoda rezistivă. În cazul microactuatorilor, la această metodă se mai adaugă și încălzirea optică. Conversia energiei termice are la bază fie fenomenul de dilatare a unor elemente active solide, lichide sau sub formă gazoasă, fie transformarea dintr-o fază în alta. Principiul de funcționare a actuatorilor termici este prezentat în figura 2.

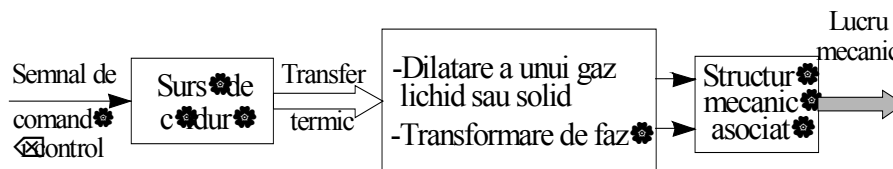


Fig. 2

Principiul actuatorilor termici

Semnalul de comandă și control aplicat sursei, determină transferul termic către elementele active ale actu-atorului, sub forma unui gaz, a unui lichid sau a unui solid, care fie se dilată, fie suferă o transformare de fază însoțită de deformări limitate. Prin intermediul structurilor mecanice asociate deformările și forțele / cuplurile dezvoltate de elementele active sunt amplificate și transformate în lucru mecanic.

Actuatorii termici prezintă următoarele avantaje: dezvoltă forțe relativ mari în condițiile unor curse cu dimensiuni cuprinse într-o gamă largă și cu o dependență precisă a acestora de temperatură, au o construcție simplă și compactă, oferă posibilități de miniaturizare și de control precis. Pot fi adaptați la cerințele unei aplicații și pot fi echipați cu senzorii necesari.

Dezavantajele cele mai importante sunt: consum mare de energie, randament energetic scăzut, disipare a căldurii în mediu, răspuns lent în timp la răcire.

Principalele aplicații ale actuatorilor termici sunt: acționarea unor întrerupătoare, a unor supape, dispozitive de control, mecanisme de blocare, în domeniul ingineriei auto și în tehnica aerospațială.

Analiza comparativă a unor actuatori termici

a) actuatori termici pe bază de dilatare a unor gaze

La încălzirea gazelor are loc o dilatare a acestora conform legii gazelor ideale. În fig. 3a este prezentat un microactuator bazat pe dilatarea aerului cu element deformabil de tip membrană.

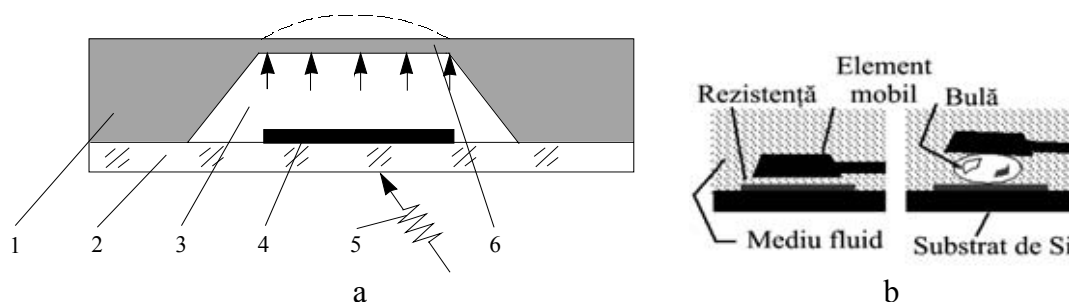


Fig. 3

Actuatori termici pe bază de dilatare a gazelor

În placa 1 este configurată membrana 6 având dimensiunile 2 mm x 2 mm x 5 μm . Înălțimea cavității 3 formate între membrană și capacul din sticlă 2 este de 100 μm (volumul cavității este aproximativ 0,4 mm³). La presiunea de 1 atm și temperatura ambiantă numărul de moli de aer este $n = 1,6 \times 10^8$. Energia luminoasă 5 aplicată elementului de încălzire 4 determină încălzirea aerului la $T' = 400$ K, astfel că presiunea în interiorul cavității ajunge la 1,3 atm. Deformația maximă a membranei 6 este de 20 μm , [5].

Din aceeași categorie de actuatori, în figura 3b este prezentată o microlamelă încastrată, a cărei deformație este de 25 μm , fiind acționată de o microbulă de vapor produsă prin încălzirea rezistivă a fluidului de lucru. Frecvența de lucru este 10 Hz. Pe principiul creșterii volumului unor bule de aer este realizată și generarea picăturilor de cerneală la imprimantele de tip *Bubble Jet*, [2]: cerneala este încălzită în duza capului de imprimare cu ajutorul unei rezistențe, se formează bule de vapor care se dezvoltă pe măsură ce crește temperatura și creează o undă de presiune ce determină expulzarea picăturii de cerneală (fig. 4).

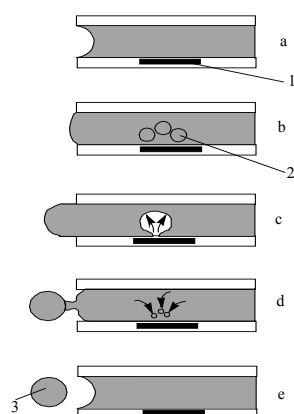


Fig. 4
Generarea picăturilor
la imprimantele BJ

Picăturile au masă cuprinsă între 110 ng (la 300 dpi) și 60 ng (la 600 dpi). Frecvența de operare este de 5 kHz. Alte aplicații practice ale microactuatoarelor termice având la bază dilatarea gazelor se referă la micropompe termopneumatice, micromotoare Stirling și micromotoare cu combustie.

b) actuatori termici pe bază de dilatare
a unor elemente active solide

În figura 5a este prezentat un exemplu de actuator termic a cărui funcționare se bazează pe dilatarea unui element activ solid, cu aplicații la prelucrarea prin electroeroziune. Elementul 1 este încălzit rezistiv. Dilatarea lui asigură apropierea electrodului 4 de piesa 5. Prin răcirea și contracția elementului 1 are loc depărtarea electrodului 4 de piesa 5. Astfel sunt create condițiile pentru a asigura un interstițiu constant între sculă și piesă. Cu 3 s-a notat sistemul de ghidare și cu 6 lichidul dielectric.

Un exemplu reprezentativ de actuatori termici pe bază de dilatare a solidelor îl constituie cei cu elemente active de tip bimaterial (în particular, bimetalice). Acestea sunt compozite având în structură materiale cu coeficienți de dilatare diferiți. În figura 5b sunt prezentate cele mai uzuale tipuri de elemente active bimetalice ce prezintă o dependență liniară temperatură - deformație de la -20 EC până la aproximativ 200 EC, [3], [6], [7].

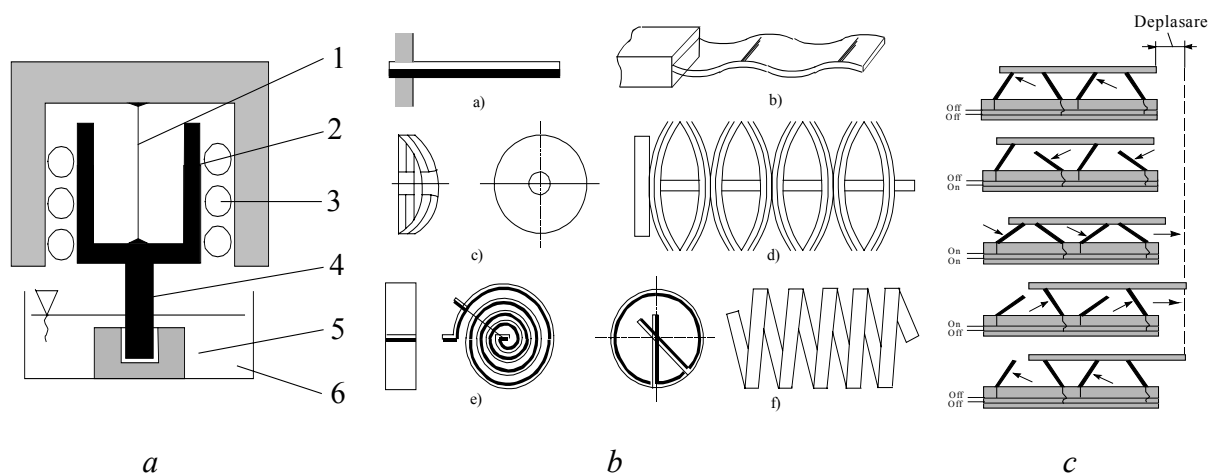


Fig. 5
Actuatori pe bază de dilatare a solidelor

Sistemul de locomoție din figura 5c are în structură elemente active din poliamide cu coeficienți de dilatare diferiți între care este o rezistență pentru încălzire. Pe 1 cm² sunt 512 elemente, cu dimensiunile 500 x 100 x 6 μm. Prin încălzirea lor coordonată, pot antrena în mișcare plăci de siliciu cu greutatea de 2,4 g cu o viteză de 27 μm/s și o frecvență de operare de 1 Hz. Puterea de activare este 33mW, [1].

c) actuatori termici pe bază de transformare de fază

Acești actuatori sunt în principiu de două feluri: pe bază de transformare de fază lichid-gaz și lichid-solid. La vaporizarea anumitor lichide, volumul gazelor este mai mare de peste 200 de ori decât al lichidelor. În figura 6a este prezentat un astfel de microactuator. Volumul lichidului de lucru 4 este 79 μl (aproximativ 2-3 picături). Lichidul are temperatura de vaporizare 47,5 EC și căldura latentă de vaporizare 1/16 din cea a apei, astfel că energia de vaporizare este mică. Încălzirea este asigurată de firul 6 din constantan. Forța dezvoltată la modificarea volumului, preluată de membrana 2, cu grosimea 0,2 mm, transmisă pistonului 1, este de 3 N. Cursa maximă este 1 mm. Dimensiunile de gabarit sunt Φ 16 mm x 10 mm.

Actuatorii cu ceară (parafină) se încadrează în grupă actuatorilor pe bază de transformare de fază lichid-solid. Modificarea volumului cerii, ca urmare a trecerii acesteia din fază solidă în fază lichidă (15%), este utilizată pentru a dezvolta un lucru mecanic. Ceara este încapsulată într-un recipient prevăzut cu un piston mobil, astfel încât creșterea de volum la încălzire determină mișcarea liniară a pistonului (fig. 6b), [6]. La răcire are loc transformarea inversă, cu un histeresis redus (2-5 EC), fiind necesară forța unui element elastic care să readucă pistonul în poziția inițială. Aplicațiile consacrate ale actuatorilor cu ceară sunt reprezentate de supapele termostactice din structura sistemelor de răcire a apei și uleiului, la automobile și din structura sistemelor de încălzire a apei calde din centralele termice.

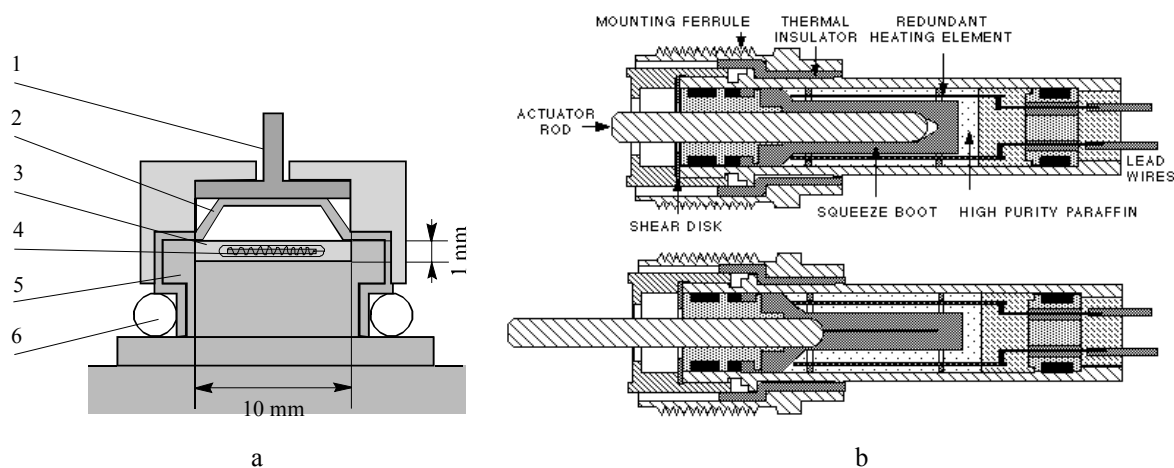


Fig. 6
Actuatori pe bază de transformare de fază

În categoria actuatorilor termici pe bază de transformare de fază intra și cei pe bază de aliaje cu memorie a formei. Aceștia au în structura elemente ce revin la forme /dimensiuni memorate ca urmare a unei transformări de fază reversibilă martensita – austenita. Acest tip de actuatori nu face obiectul acestei lucrări, fiind tratată în lucrări anterioare.

Concluzii

Actuatorii termici sunt mai simpli și mai ușor de realizat decât alții dar prezintă dezavantajul unei viteze reduse de operare. Acest dezavantaj este parțial eliminat în condiții de miniaturizare astfel că sunt tot mai frecvent utilizați în structura microsistemelor. Etapele de proiectare specifice sunt: dimensionarea elementelor active în funcție de cursa și forța impuse; sinteza structurală și dimensională a structurii mecanice asociate; proiectarea sistemului de activare (încălzire) și a celui de comandă și control.

Bibliografie

- [1] Ataka, M., ș.a., *Fabrication and operation of Polyimide Bimorph Actuators for a Ciliary Motion System*, J. of Microelectromech. Systems, vol.2, nr.4, 1993, pag. 146 – 150.
- [2] Fatikow, S., Rembold, U., *Microsystem Technology and Microrobotics*, Springer - Verlag, Berlin, 1997.
- [3] Mătieș, V.,ș.a., *Actuatori în mecatronică*, Editura MEDIAMIRA, Cluj-Napoca, 2000.
- [4] Mătieș, V.,ș.a., *Tehnologie și educație mecatronică*, Ed. Todesco, Cluj-Napoca, 2001.
- [5] Tabib-Azar, M., *Microactuators Electrical, Magnetic, Thermal, Optical, Mechanical Chemical & Smart Structures*, Kluwer Academic, Publishers, Boston, 1998.
- [6] Cataloage ale firmelor: Therm-Omega-Tech, Inc, Starsys Inc.
- [7] <http://transducers.stanford.edu/stl/Projects/organic.html>; <http://www.thermotion.com/>
http://www.up-all-night.ch/~m3d/Paraffin_actuator.html

Szilikon elasztomerek dinamikus mechanikai analízise, a WLF-egyenlet alkalmazhatóságának vizsgálata

DYNAMICAL MECHANICAL ANALYSIS OF SILICONE RUBBERS, APPLICABILITY OF WLF EQUATION

Dr. Molnár László, Czmerk András, Fischl Tamás

Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem,
Finommechanikai, Optikai Tanszék

Abstract

The silicon elastomers offer in our days new perspective for the construction in the precision engineering and in the medicine because of their special mechanical, electrical, optical and chemical properties. Since the essential material parameters like storage modulus and loss modulus depend on temperature and frequency explicit it is important for simulations to know these characteristics. This article is about dynamical mechanical testing and fitting of applicable characteristics on measuring results. As conclusion we can declare that the common used Williams–Landel–Ferry equation to describe temperature and time dependent behaviour of polymers is not applicable for silicone rubbers.

1. Bevezetés

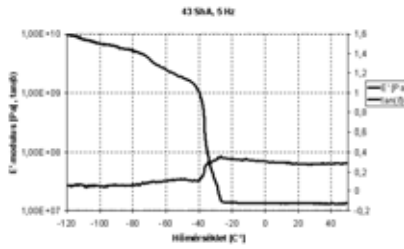
A BME Gépészmérnöki Karának Finommechanikai, Optikai Tanszékén 5 éve folynak a szilikonelasztomer anyagtulajdonságainak feltárására irányuló kutatások. Annak céljából, hogy a szilikongumi a mérés technikában (nyúlásmérő bélyeg) felhasználásra kerülhessen, vagy a finommechanikában funkcionális szerepet tölthessen be, elengedhetetlen a mechanikai, fizikai tulajdonságainak ismerete, azon belül is rugalmassági modulusának változása a terhelési idő és a hőmérséklet függvényében. Ennek része a nagyrugalmas anyagok viselkedésének feltérképezése dinamikus mechanikai gerjesztés felléptekor, valamint az általánosan használt polimerekhez hasonlóan a szilikongumikra is egy, a Williams-Landel-Ferry egyenlet analógiájára épülő összefüggés felállítása. A kutatás a nagyrugalmas anyagok relaxációs viselkedésének vizsgálatára koncentrált, és ezen anyagokra alkalmazható matematikai összefüggés felállítását tűzte ki céljául. Az általános (viszkoelasztikus) polimereknél használt egyenlet a következő:

$$\log a_T = \frac{c_1 \cdot (T - T_0)}{c_2 + (T - T_0)}$$

Ahol a c_1 , c_2 állandók a legtöbb polimerre azonosak és $T_0 = T_g$ esetén a $(T_g, T_g + 100^\circ\text{C})$ tartományban: $c_{1g} = -17,44$ $c_{2g} = 51,6^\circ\text{C}$

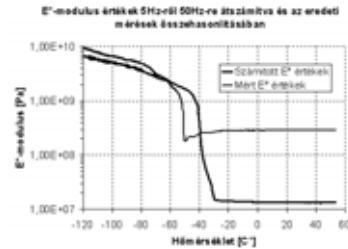
2. A WLF-összefüggés érvényessége szilikongumikra általános konstansokkal

A szilikongumikra érvényes összefüggés felállításának alapjául DMA-mérőgépen végzett mérési eredmények szolgáltak (1. ábra). Összehasonlításképpen az egyik szilikongumiminta 5 [Hz]-en elvégzett mérési sorozatát átszámolva 50 [Hz]-re, majd ezt átvétítve az 50 [Hz]-en elvégzett mérési sorozatra (mérésből származó), az eredmény a 2. ábrán látható. A WLF-összefüggés érvényességi tartományában $[T_g, T_g + 100^\circ\text{C}]$ több mint egy nagyságrend eltérés észlelhető a valóságos és számolt E^* értékek között. Ez bizonyítékul szolgál az általános konstansokkal számolt WLF-egyenlet alkalmazhatatlanságára szilikon elasztomerek esetén.



1. ábra

43 ShoreA keménységű (A) szilikongumi rugalmassági modulusa és veszteségi tényezője a hőmérséklet függvényében



2. ábra

E*-modulus értékek 5 [Hz]-ről 50 [Hz] -re átszámítva, illetve az eredeti mérésekkel összehasonlítva

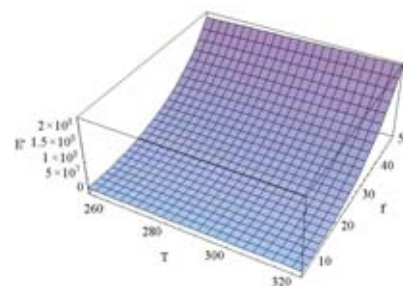
3. A WLF összefüggés alkalmazása új, számolt konstansokkal

A lehetőség, hogy a WLF-összefüggést más konstansokkal, esetleg egy szűkebb hőmérséklet tartományra mégis kellően jó közelítéssel alkalmazható a hőmérséklet-idő ekvivalencia azonossága, megmaradt. A konstansok meghatározásához a mérési sorozatok eredményeiből két pontpárra volt szükségünk, melyekre felírható a WLF-összefüggés. Az így kapott egyenletrendszer megoldásával számíthatók az új c_1 és c_2 konstansok. A mérési eredményekből azon pontpárok lettek kiválasztva, melyeknél az E^* komplex rugalmassági modulus megegyezik. A számolás eredményének ellenőrzéséhez egy újabb értéket kell kiemelni a diagramok háttérszámolásából. Legyen ez egy olyan $E_0^*(T_0, t_0)$ érték mely a fenti számítás értékeitől független, de ha a konstansok helyesek, nagy valószínűséggel ismét egy olyan $E^*(T, t)$ értékre fognak mutatni, amelyre igaz, hogy $E_0^* = E^*$. Az új konstansok bevezetésével ugyan kisebb eltérést tapasztaltunk az a_T eltolási tényező értékét tekintve, ugyanakkor továbbra sem sikerült a WLF-összefüggés alakú egyenletet semmilyen konstansokkal a szilikongumikra alkalmazni.

4. Új összefüggés keresése a WLF-összefüggés érvényességi tartományában

A mért termomechanikai görbék vizsgálata során a hőmérséklet, az idő vagy frekvencia, és a modulusértékeket tekintve egy állandó függő kapcsolat létezése fedezhető fel. Míg az elasztomerek tárolási modulusa az üvegesedési hőmérséklet felett a hőmérséklet növekedésével gumiállapotban emelkedik, a szilikon termomechanikai görbéi minden egyes kimért görbe esetén - az E' dinamikus, vagy tárolási modulus, illetve az E^* komplex rugalmassági modulus - az üvegesedési hőmérséklet feletti tartományban jellemzően alig változó, mintegy konstansnak tekinthető értéket vesz fel.

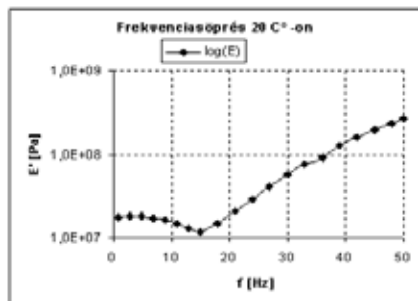
A számítás kimutatja hogy az üvegesedési hőmérséklet feletti tartományban (20...+50 [C°]-ig) az átlagértékhez viszonyított relatív szórás 1-3 [%], ami bizonyosságot ad arra nézve hogy ezen anyag dinamikus modulusértékei a hőmérséklet függvényében konstansnak tekinthetők. A vizsgált tartomány (...Hz) értékeire illesztett kétváltozós polinomot a hőmérsékletfüggés figyelembevételével együtt ábrázolva a 3. ábrán látható felületet kapjuk. Észrevehető, hogy a tárolási modulus értékek alig változnak a hőmérséklet függvényében.



3. ábra

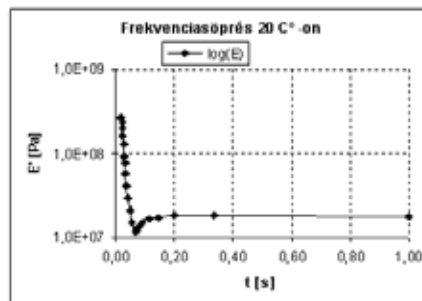
43 [Shore A] keménységű szilikongumi rugalmassági modulusának értéke a hőmérséklet és a gerjesztési frekvencia függvényében.

Az előbbieket alapján további modulusérték-vizsgálatot elegendő a frekvencia változásának függvényében végezni. Ha a gerjesztési frekvencia - modulus függvényt terhelési idő – modulus függvénybe transzformáljuk, akkor az 5. ábra szerinti függvényt nyerjük. A mérések alapján a modulusértékek az idő előrehaladtával konstans értéket közelítenek meg, ezzel jelezve az igénybevétel statikussá válását.



4. ábra

43 [Shore A] keménységű szilikongumi rugalmassági modulusa a frekvencia függvényében



5. ábra

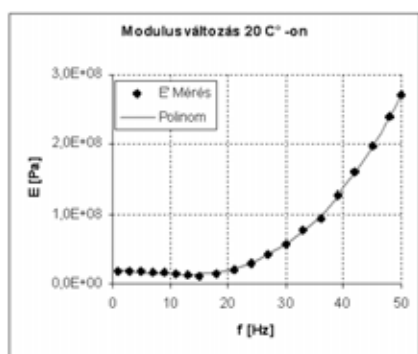
43 [Shore A] keménységű szilikongumi rugalmassági modulusa az idő függvényében

A mérések eredményei, melyek a 4. illetve 5. ábrán 20 [C°] hőmérsékleten láthatóak, [1.. 50] [Hz] gerjesztési frekvenciatartományban készültek. A görbe minimumértékét 15 [Hz] gerjesztési frekvenciánál, illetve ennek megfelelően 0,07 [sec] terhelési időnél éri el. Ennek oka nagy valószínűséggel a belső anyagszerkezetre jellemző láncrezonancia.

5. Függvényillesztés

Ahhoz, hogy a mérés egyes pontjai egy zárt formulával jellemezhetőek legyenek, a modulus-görbét az idő vagy a frekvencia függvényében kell felírni. Ennek megvalósításával a mérési eredmények jellemzésére elegendő lenne egyszerűen a függvény egyenletét leírni, mely akár előrejelzés alapjául szolgálna.

A vizsgálat több függvénytípusra terjedt ki. Az adott függvénytípus karakterisztikájának ismeretében a függvénygenerálásnál az idő és a frekvenciatartománybeli modulusérték – hozzárendelések felhasználásával az illesztés minőségére jó becslés adható. A függvények együtthatói a Mathematica program segítségével kerültek meghatározásra.



6. ábra

43 [Shore A] keménységű szilikongumi rugalmassági modulus-görbájének megközelítése harmadfokú polinommal

A függvényt illetően számszerű eredmény mégis a görbe ezen tartományon felvett átlagérték körüli szórásnégyzetének, valamint a mérési eredmények relatív szórásának ismeretében mondható.

A harmadfokú polinom kis hibaszázalékkal közelíti meg a pontsort. Értéke a mérési pontosság határain belül esik, ezenfelül alacsony frekvenciákon jól modellezi a statikus terhelési jelleget (6. ábra).

A harmadfokú polinom egyenlete:

$$E'(f) = a_0 + a_1 \cdot f + a_2 \cdot f^2 + a_3 \cdot f^3$$

Az együtthatók:

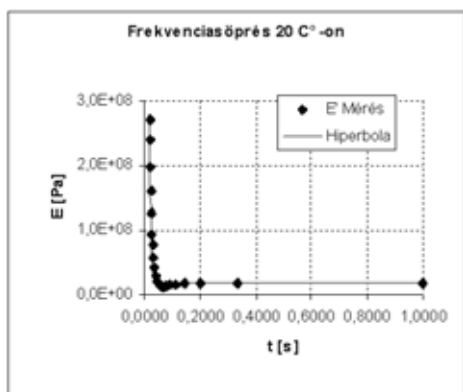
$$a_0 = 2,19351E+07$$

$$a_1 = -1,1434E+06$$

$$a_2 = 6032,11963$$

$$a_3 = 2340,82464$$

A szilikongumik rugalmassági modulusa gerjesztési frekvencia függvényében két jól elkülönülő részre bontható. Míg az alacsony frekvenciaértékekhez tartozó közel konstans, addig a magas frekvenciák felé exponenciális jeleggel növekedő modulusértékeket vesz fel.



7. ábra

43 [Shore A] keménységű szilikongumi rugalmassági modulus-görbéjének megközelítése hiperbolákkal

Az ilyen mérési pontsorokra a hiperbolákból összetevődő függvény jó eredménnyel járhat. A Mathematica program függvénykivetőre nem tudott optimalizálni, ezért egy a pontsorra viszonylagosan jól illeszkedő függvény is csak több lépésben volt megvalósítható.

Ahogy az a 7. ábrán is látható, a függvény a mérési tartományunk közepén nem írja le pontosan a mérési pontokat, ez az együtthatók pontosításával jelentősen javítható, magasabb frekvenciák felé viszont látható, hogy egyre jobban megközelíti a mért eredményeket, tehát a tartományunkon kívüli modulusértékekre is viszonylag jó becslést várhatunk.

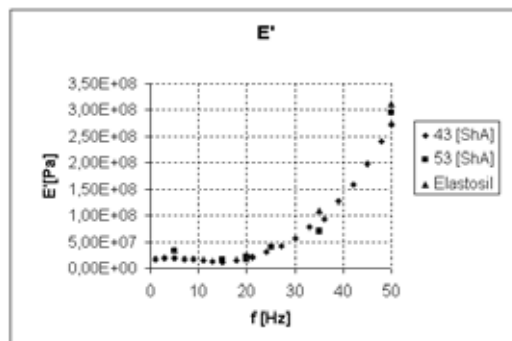
Hiperbola-egyenlet:

$$E'(t) = 18000000 + 380 \cdot t^{-3,72} - 1800 \cdot t^{-3,22}$$

6. A mérések összehasonlítása, megjegyzések

A három különböző típusú szilikongumi rugalmassági modulusát egy diagramban ábrázolva

(8. ábra) feltűnik, hogy a három szilikongumi a frekvenciát változtatva nagyon hasonló modulusértékekkel rendelkezik. Ha azt is figyelembe vesszük, hogy ugyanazon anyaggal történő mérésekkor is előfordulnak különböző okokból járulékos feszültségek, akkor az mondható, hogy a három szilikongumifajta viselkedése jó közelítéssel leírható egy egyenlettel. Mivel kísérletsorozatunk alkalmával nemcsak két ismert összetételű, hanem egy, az iparban felhasznált szilikongumit is mértünk, ezért feltételezhető a szilikongumik általánosan ilyen típusú viselkedése a vizsgált keménység esetén.



8. ábra

A három általunk vizsgált szilikongumi rugalmassági modulusának változása a gerjesztési frekvencia függvényében

7. Felhasznált irodalom

- [1] Molnár L., Huba A.: Measurement of dynamic properties of Silicone Rubbers /2001, Periodica Polytechnica, Mechanical Engineering, VOL. 45, NO. 1, pp. 87-94
- [2] Molnár L., Huba A., Csibi V.: Szilikon elasztomerek nemlineáris dinamikai modellje /2002, Románia, Székelyudvarhely, OGÉT 2002 X. Országos Gépész Találkozó, pp. 204-207
- [3] Huba A., Molnár L.: Synthesis Method for Identification of Material Models /2002, Budapest, Gépészet 2002, VOL. 1., pp. 189-193

A kutatást a Bólyai János Kutatási Ösztöndíj, valamint az OTKA TO32509 támogatta.

Tárcsás DC motor analízise végeselem módszerrel

FE ANALYSES OF DC MICROMOTOR

Dr. Molnár László, Kiglics Gábor

Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem,
Finommechanikai, Optikai Tanszék

1. Bevezetés

A BME Gépészmérnöki kar, Finommechanika, Optikai Tanszékén több éve folynak kutatások mikromotorok működésének mélyebb megismerése, optimalizálása céljából.

A motorvizsgálatokat eddig mérésekkel, analitikus számításokkal végezték, de a továbblépésekhez elengedhetetlenül szükséges volt a több éves kutatómunka eredményeképp megszerzett tapasztalatok.

A kutatási területen jelentős előrelépésnek bizonyult a folyamat végeselem módszerrel történő támogatása, másrészt a korszerű kutatás-fejlesztési projektek szükségszerűvé teszik a mérések numerikus helyettesítését, esetleges felváltását, valamint a méréseket megelőzhetik előzetes egyszerűbb számítások is.

A tanszéken alkalmazott végeselem rendszer lehetővé teszi, hogy a motorban lejátszódó jelenségeket nemcsak állandósult állapotban, hanem a tranziens folyamatokkal együtt is modellezhető és vizsgálható.

A bemutatott feladatban egy tárcsás mikromotor nyomaték-karakterisztikájának meghatározását végeztük el végeselem módszer segítségével. A megoldás első lépéseként meghatároztuk a motorba beépített ritkaföldfém mágnesben kialakult mágneses tér eloszlását, majd ezt felhasználva kvázistatikus állapotban meghatároztuk az egy ciklusban kialakult nyomaték-karakterisztikát.

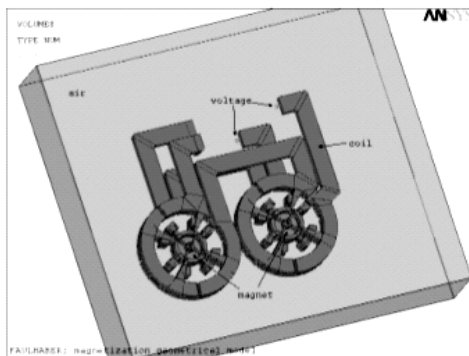
2. A felmágnesezés modellezése

A felmágnesezés modellezéséhez felépítettük a végeselem modellt, melyből a számítás elvégzését követően választ kaptunk a felmágnesezés során kialakuló térbeli mágneses erővonal-eloszlásra, ami a motor nyomatékképzési folyamatának vizsgálatkor rendkívül lényeges, ezzel nemcsak a motortengely irányú indukciókomponenseket vettük figyelembe, hanem azokat is, melyek a motor forgórészének hajlító deformációját okozzák.

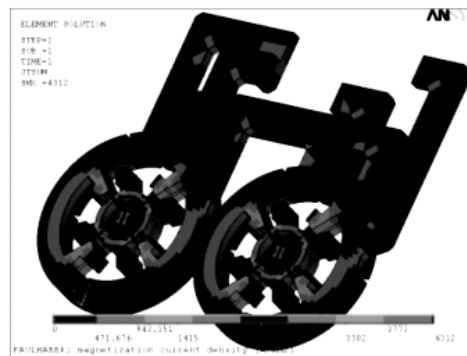
A felmágnesező egység két feszültségcsatlakozási pontja között 41.04 [V] feszültségterhelést alkalmaztunk, melynek hatására 41.4 [kA] áram haladt át a felmágnesező fejeken (*1. ábra*).

Az áramsűrűség alakulását mutatják a 2-3. *ábrák*. A mágneseket és a felmágnesező egységet körülvevő levegő külső határfelületein a mágneses vektorpotenciál értékét nullára állítottuk be.

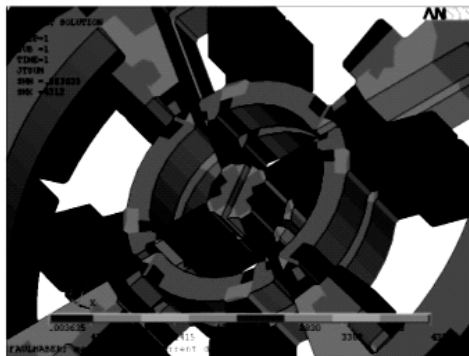
A 4. *ábra* a ritkaföldfém-mágnesben kialakuló, tengelyirányban vett mágneses indukció B_z - [Tesla] értékét láthatjuk. A mágneses indukció térszámaként nem teljesen szimmetrikus, mivel a felmágnesező szerszám sem szimmetrikus.



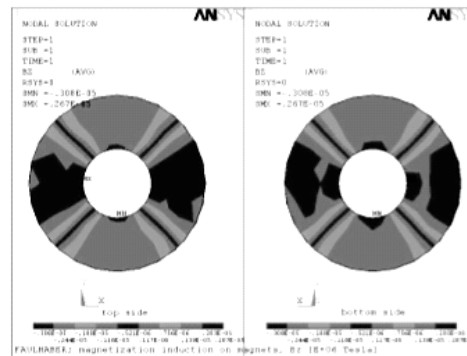
1. ábra



2. ábra



3. ábra



4. ábra

2.1. A végeelem modell csomópont és elemszáma

1. táblázat: A végeelem modell jellemzői

	csomópont	elem
Levegő	183.533	34.364
Tekercs	15.600	6.978
Mágnesek	696	348
Összesen	192.189	41.690

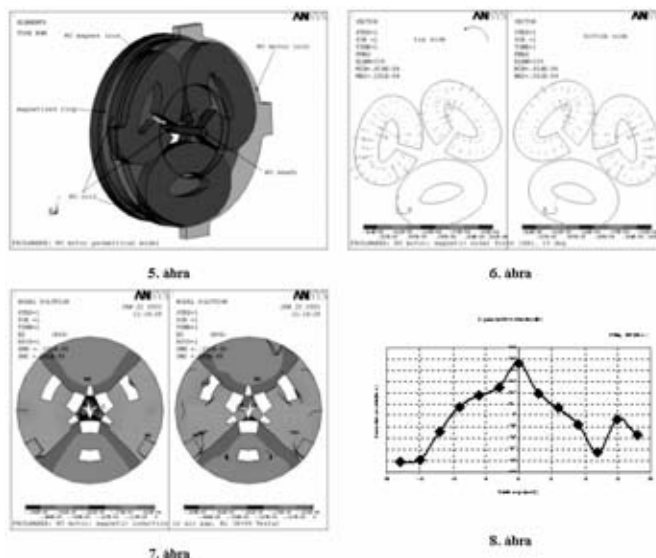
3. villamos motor nyomatékkarakterisztikájának meghatározása

A felmágnesezés eredményeként kialakult térbeli mágneses teret használtuk a motor nyomatékkarakterisztikájának meghatározásához. A motor geometriai modellje az 5. ábrán látható.

A vizsgálat kvázistatikus, amely azt jelenti, hogy a tekercsek és a mágnes egy-egy diszkrét relatív helyzetében számoltuk a mechanikai nyomaték nagyságát.

Feltételezve a nyomatékgörbe karakterisztikájának szögelfordulás szerinti periodicitását egy kommutációmentes tartományt (30°) vizsgáltunk 3°-os lépéshosszal.

A Megrendelő kérésére ezt a tartományt $\pm 3^\circ$ -kal kibővítettük. A kommutáció folyamatának részletes vizsgálatára e projekt keretében nem tértünk ki, úgy tekintettük, hogy minden állapotban csak két tekercs gerjesztett.



3.1. A nyomatékképzés során használt peremfeltételek, gerjesztések

A mágnesek mágneses terét, a felmágnesezés eredményét ebben a feladatban gerjesztésként használtuk. A választott kommutációmentes tartományban ugyanazon két tekercset gerjesztettük külön-külön 4 [V]-al. A 30°-os kommutációmentes tartomány két határán a köztes állapotban is gerjesztett tekercsek gerjesztődtek. A $\pm 3^\circ$ -os tartománytúllépésnél értelemszerűen módosultak a gerjesztett tekercsek.

3.2. Az analízis során használt anyagjellemzők

2. táblázat: Anyagjellemzők

	Anyag	Relatív mágneses permeabilitás [-]	Koercitív erő [A/mm]	Fajlagos ellenállás [Ω mm]
Tekercs	réz	1		$1.78 \cdot 10^{-5}$
Mágnes	N35	1.08	915	$130 \cdot 10^{-5}$
Levegő	levegő	1		
Fluxusszáró gyűrűk	vas	2000		10^{-4}

3.3. A végeelem modellek csomópont és elemszáma

3. táblázat: A végeelem modell jellemzői

	csomópont	elem
Levegő	4.109	17.878
Tekercs	702	304
Mágnesek	480	256
Fluxusszáró	988	1.102
Összesen	4.424	19.540

3.4. A motor nyomatékképzési folyamatának eredményei

A motor tekercsei csillagkapcsolásúak, ami maga után vonja azt, hogy egy időben csak két tekercs gerjesztett, így csak a két gerjesztett tekercsben képződik nyomaték. A nyomatékot létrehozó erők vektorait egy köztes állapotban a 6. ábra mutatja be.

A 7. ábra a mágnes és a fegyverzet között kialakult mágneses indukciót mutatja úgy, hogy az indukcióból csak a 0-1 [T] közötti értékek láthatók. A légrésben kialakult indukció az előző számításban keletkezett asszimmetria miatt szintén nem szimmetrikus, de a pólushatárok jól definiáltak.

A 8. ábra az egy kommutációs ciklusban kialakult (kvázistatikus vizsgálat során) nyomatékkarakterisztikát mutatja be. A kommutációs környezetben tapasztalható "lúktetés" egyrészt a nem szimmetrikus mágnesnek, másrészt a tranziens folyamatok elhanyagolásának tudhatók be. A kutatások továbblépése elsősorban a kommutációs pont további vizsgálata jelentheti.

Felhasznált irodalom

- [1] Betten, J.: *Finite Elemente für Ingenieure 1-2*, Springer, Aachen, 1997
- [2] Susanne C. Benner, L. Ridgway Scott: *The Mathematical Theory of Finite Element Methods*, Springer, New-York, 2002
- [3] ANSYS Theory Reference; www.ansys.com

Kötőtpályás járművek kerék-sín kapcsolatának alakítása nyomkarimakenéssel

DEVELOPING THE WHEEL-RAIL RELATION OF FIXED TRACK VEHICLES BY FLANGE LUBRICATION

Dr. Nagy Vince¹, Dr. Bozóky László¹, Takács Tibor²

¹ Széchenyi István Egyetem, Közúti és Vasúti Járművek Tanszék,

² Magyar Államvasutak Rt., Budapest

Abstract

Rim track lubrication is needed for all the fixed track vehicles whose wheel pairs are deteriorated through the abrasion of the thickness of the rim track.

The main functions of the rim track lubricating devices are to ensure and set the speed of abrasion of the thickness of the rim track by allocating the necessary quality and quantity of lubricating material to the surface of the rim track of the wheel pair that is in immediate contact with the track.

Further advantages of the lubrication of the rim track are the decrease of the deterioration of the track, the decrease of the noise strain and the increase in the safety of avoiding derailment.

The main source of the noise radiation is the contact between the wheel and track.

1. Bevezetés

Nyomkarimakenés szükséges mindazon kötőtpályás jármű kerékpárnál, ahol a kerékpár elhasználódása a nyomkarima vastagság méretének kopása miatt következik be.

A nyomkarimakenő berendezések alapvető funkciói a kerékpár nyomkarimájának sínnel érintkező felületéhez megfelelő mennyiségű és minőségű kenőanyag juttatásával a kerékabroncs anyagtól elvárható optimális nyomkarima vastagság méret kopási sebesség beállítása, biztosítása.

A nyomkarimakenés további előnye a sín kopásának csökkentése, zajterhelés csökkentése és a kisiklás elleni biztonság növelése.

A zajok kisugárzásának fő forrása a gördülési zaj, a kerék és sín érintkezése.

2. Nyomkarima kenőberendezések és kenőanyagok

2.1. Kenőanyagok

A nyomkarima kenőanyag kiválasztását laboratóriumi vizsgálatok és üzemi kísérletek előzték meg. A cél egy olyan kenőanyag kiválasztása volt, amely a jó kenési tulajdonságával a sín és nyomkarima kopásának csökkentése mellett nem zavarja a jármű üzemeltetését /pl. a biztosítóberendezést/, valamint környezetkímélő. A kenőanyag kiválasztásánál korábban végzett üzemi kísérletek tapasztalatait is felhasználtuk.

Az olaj nem alkalmas közúti kötőtpályás és vasúti járművek nyomkarima kenésére, mert a kenőolaj nem marad a kenendő helyen, a forgó kerékről leválk, a sín oldaláról lecsurog, ezzel szennyezi a sín környezetét, bejut a talajvízbe.

Zsírok esetében is részben hasonló problémával találkozunk, a kenendő felületek közül kizsorul a kenőanyag. Ezekből következik, hogy speciális kenőanyagot kell alkalmazni nyomkarima kenésre, melynek alapvető követelményei az alábbiak:

- jó tapadási képesség
- a kerék nyomkarimájáról ne váljon le a kerék forgása miatt
- a környezetre semmiféle káros hatása ne legyen
- biológiailag lebontható legyen

- a sínen egy filmet képezzen esőben is és csak a jármű nyomkarimájával történő érintkezéskor fejtse ki kenési tulajdonságát (tixotrópikus viselkedés).

Ezen követelményeknek megfelelő, széleskörű referenciával rendelkező, a SZE KVJT laboratóriumban is tesztelt kenőanyag, a TL 1500 B.

Laboratóriumi kísérletek

A laboratóriumi vizsgálatokat, méréseket a Széchenyi István Egyetem L2/5 számú laboratóriumában végeztük el egy Amsler 135 típusú koptatógépen.

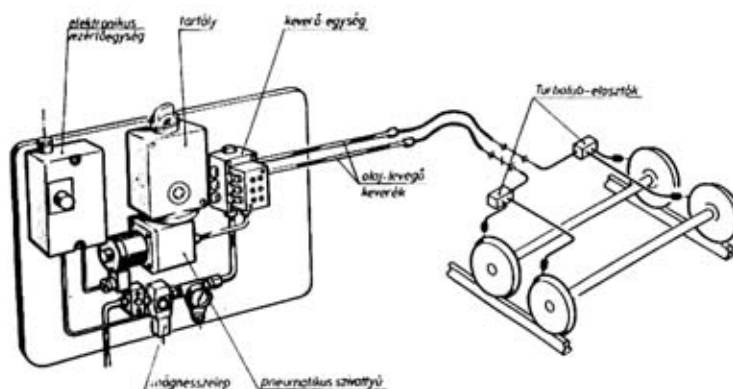
2.2. Automatikus nyomkarimakenő berendezések

Az előző pontban kiválasztott kenőanyag különleges jellemzői, főleg a tixotrópikus tulajdonsága miatt a kenőanyag felhordására csak speciális, automatikus nyomkarimakenő berendezések alkalmazhatók.

A korszerű nyomkarimakenő berendezéssel szemben támasztott követelmények az alábbiakban foglalhatók össze:

- legyen alkalmas mindenféle kenőanyag szállítására és a kenendő helyre juttatására
- legyen szabályozható a szállítási mennyiség
- a kenőanyag adagolás ellenőrzése megoldott legyen
- tömör építési mód
- az összes elem elektronikus vezérlésű, a kenés idő- és útfüggésű vezérlésére is alkalmas legyen
- a kenőanyag csak a kenendő helyre jusson
- egyszerű karbantartás célszerszámok nélkül
- a fűvókák be- és után állítása, ellenőrzése egyszerű kell legyen
- minden berendezésnek öngyógyítónak kell lennie, azaz a berendezés kiürülése és egy azt követő feltöltés után a rendszernek önműködően ismét üzemelnie kell
- a komplett berendezésnek sorozatértettnek és minden feltétel között működőképesnek kell lennie
- az egységek és a kopásnak kitett alkatrészek karbantartási intervallumának a járművek karbantartási intervallumával összhangban kell lennie
- kevés és olcsó kopó alkatrész
- a használati időnek nagyobb fenntartási ráfordítás nélkül el kell érnie a jármű élettartamát.

Az automatikus nyomkarimakenő berendezés működési elve a 2.1. ábrán látható.



2.1. ábra
Automatikus nyomkarimakenő berendezés elve

3. Nyomkarima kenőberendezéseket és kenőanyagokat vizsgáló próbaállomás

A győri Széchenyi István Egyetem Közúti és Vasúti Járművek Tanszék a MÁV Rt. segítségével egy nyomkarima kenőberendezéseket és kenőanyagokat vizsgáló próbaállomást épített és helyezett üzembe a tanszék járműszerkezetek laboratóriumában.

A minősítő-vizsgáló próbaállomás célja a nyomkarimakenő berendezések és a különböző kenőanyagok próbapadi körülmények közötti minősítése és beállítási paramétereinek meghatározása a gazdaságos üzemeltetés figyelembevételével.

A nyomkarimakenő berendezés és a kenőanyag minősítéséhez a próbaállomáson elvégezhető vizsgálatok az alábbiakban foglalhatók össze:

Nyomkarimakenő berendezés vizsgálat

- Funkció vizsgálat
 - energiacsatlakozás vizsgálata: levegő csatlakozás, villamos csatlakozás
 - ütemidők beállítása, ellenőrzése
 - tartampróba vizsgálatok
 - fűvókák ellenőrzése: kifűvási adagmenyiség, tömeg-arányok meghatározása
 - egyéb funkciók ellenőrzése: pl. előremenet, hátramenet, teszt program stb.
- Beállítások vizsgálata
 - kerékprofiltól való távolság
 - ráfűvási idő
 - porlasztás
 - fűvóka hajlásszög
 - fűvási kép

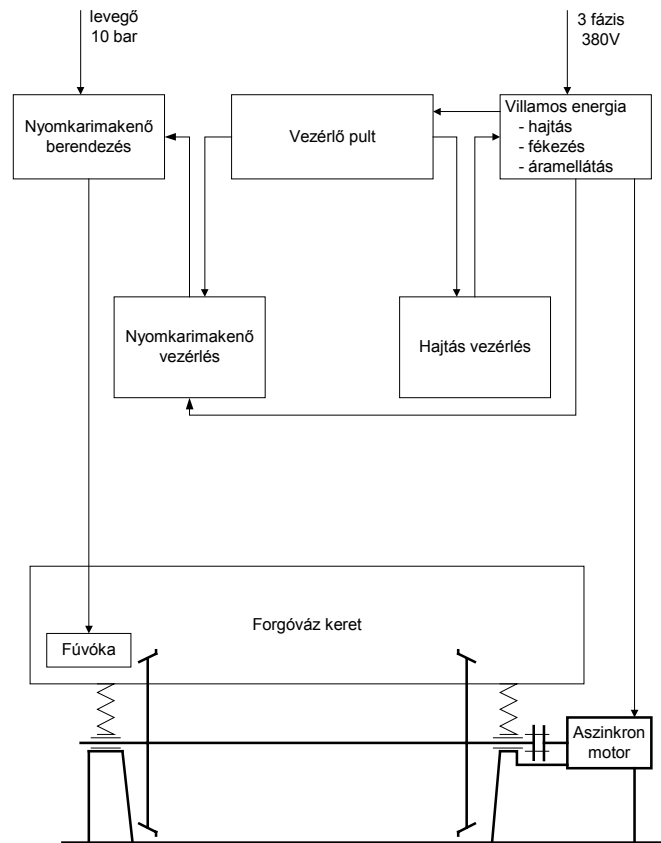
Kenőanyag vizsgálat

- Kenőképeség (másik próbapadon, pl. koptató pad)
- Súrlódási tényező
- Kopás
- Tapadás
- Statikus vizsgálat
- Dinamikus vizsgálat: menetszél és max. 160 km/h sebességnek megfelelően
- Nyomkarimára fűjt kenőanyag viselkedése
- Porlaszthatóság

3.1. A próbaállomás kialakítása

A vizsgálatok egy átalakított MÁV OSZZSD-rendszerű forgóvázon és a jelenleg rászerezelt 2 féle típusú, FluiLub rendszerű változtatható beállítású nyomkarimakenő berendezéssel folynak.

A forgóváz - a feladatra megemelt - mérő kerékpárját egy 11 kW-os 960 1/min-es változtatható fordulatszámú aszinkron motor hajtja meg kettős poligon tengelykapcsolón keresztül. A kerékpár a szükséges 160 km/h sebességnek megfelelő fordulatszámra dinamikus kiegyensúlyozott. A mérő berendezés fő egységei és elvi elrendezése a 3.1. ábrán látható.



3.1. ábra
A nyomkarimakenő berendezéseket
és kenőanyagokat vizsgáló próbapad elvi ábrája

4. Összefoglalás

A tanulmány összefoglalta a kötöttpályás járművek kerék-sín kapcsolatának alakítását nyomkarima kenéssel

- a kerék és sín kopások csökkentése
 - és a kisiklás elleni biztonság javítása
- érdekében, alapul véve
- a laboratóriumi minősítési környezetet
 - és az üzemi tapasztalatokat.

Könnyűszerkezetű raktár egy szerkezeti elemének alakoptimalása

SHAPE OPTIMIZATION OF AN ELEMENT OF A LIGHTWEIGHT DEPOT

Novák Csaba, Dr. Varga László

Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem,
Gépszerkezet-tani Intézet

Abstract

Present work shows two main fields of exploration of design of a lightweight depot. The global analysis deals with the load cycles of the structure and the stress state of components. The local exploration deals with the shape optimization of wind – bracing lug. FEA and FE Optimization have been applied for the solution. The result is a better design considering the material and manufacture costs. Some simplification and standard prescriptions have been applied in this study.

Keywords: lightweight depot, optimization, FEA

Összefoglaló

E munka egy könnyűszerkezetű raktár tervezésénél figyelembe vehető két fő vizsgálati területet mutat be. A szerkezet erőjátékát és a zavarásmentes szerkezeti részek elsődleges feszültségeit meghatározó globális, és a szerkezet egy kritikus elemének a szélrácsszemnek lokális vizsgálatát mutatja be geometriai alakoptimalásán keresztül. A számítások elvégzéséhez végeselemes eljárás és a hozzá kapcsolódó optimáló algoritmus lett alkalmazva. A feladat egy gyártási- és anyagköltségét tekintve kedvezőbb szélrácsszem kialakítási geometriának meghatározásával zárult. A vizsgálat során figyelembe vesszük az alkalmazható modellegyszerűsítési lehetőségeket, továbbá a teherhordó szerkezetek erőtan tervezésére vonatkozó előírásokat.

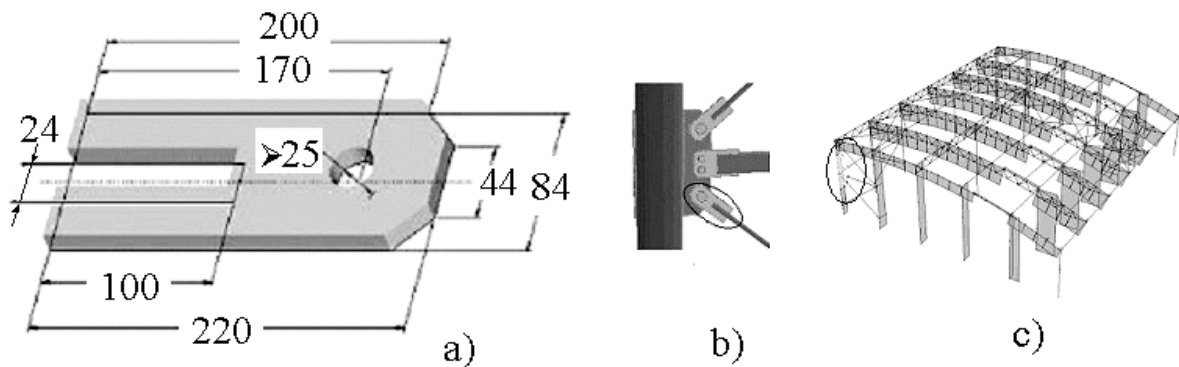
Kulcsszavak: tartószerkezetek, optimalás, VEM

1. Bevezetés

Napjainkban eléggé elterjedt, a műszaki problémák megoldása esetén az előírások szerinti „rutintervezés”. Ennek okát a tervezéshez rendelkezésre álló idő lerövidülésében kereshetjük. A tervezési stratégiának köszönhetően a szerkezetek sokszor túlméretezettek, a pontosított, jól átgondolt mechanikai modellek hiányában. A rutintervezés során a szerkezet terhelési tartaléka sok esetben a mechanikai modellek hiányosságait hivatott kompenzálni. A szerkezetben kihasználatlanul maradt jelentős teherbírási tartalékok elkerülése érdekében olyan vizsgálatokra van szükség, amelyek a szerkezetek, vagy gépelemek gyenge pontjait meghatározva – részletesebb analízissel, optimáló algoritmusok használatával, a tartalékok föltérképezésével – költségcsökkentő lépések lehetőségeit tárják fel. A feladat célja egy ilyen költségcsökkentő eljárás bemutatása, mely során egy raktárszerkezet egy szerkezeti elemének a szélrácsszemnek alakoptimalása lett elvégezve.

2. A szerkezeti modell

A globális analízisben a raktárszerkezet pszichikai, deformációs és csúcspontfeszültségi kritériumok szerinti ellenőrzése, továbbá a rácsszerkezet belső erőrendszerének és mechanikai viselkedésének megismerése történt, mely nélkülözhetetlen bármely szerkezeti elem további lokális vizsgálatához.



2.1. ábra

a) A raktárhelyiség modellje, b) Szélrácsszem beépítésének módja, c) Szélrácsszem geometria,

A geometriáról drótváz modell készült a 2.1 c) ábra szerint. A térbeli modellt alkotó elemek rudak és rácsrudak voltak. A modell nem veszi figyelembe a valós rögzítési csomópontok merevségi jellemzőit, hanem ezt idealizált merev és csuklós jellemzőkkel történő egyszerűsítéssel közelíti. A terhelés megadása terhelési alapesetek definiálásán keresztül történt, amelyből bizonyos szabályszerűségek alapján vizsgálati teherkombinációk lettek képezve, az ide vonatkozó előírásoknak megfelelően meteorológiai, hasznos teher és vázönsúly alapterhekből. A terhelési intenzitás meghatározásához a raktár földrajzi helyének égövi jellemzői és azokra vonatkozó előírások lettek számításba véve [4].

A terhelés megadására a terhelési történet leegyszerűsítésére használatos ún. „egyparaméteres” terhelési folyamatmodell lett alkalmazva, melyben a terhek arányai rögzítettek, nagyságuk pedig egy közös paraméter szerint változik, mely jól alkalmazható „statikus” jellegű meteorológiai terhek esetén. A statikus terhelési folyamathoz egyetlen, a benne szereplő terhek jellemzőit (nagyságát) megadó adatsor tartozik. A modellt a szélterhek dinamikus jellegét nem veszi figyelembe, mivel a szerkezet geometriai jellemzői - magasság/ szélesség arány – ezt nem teszi szükségsszerűvé. További elhanyagolások közé tartozik a felületen megoszló raktártetőt alkotó trapézlemez és szigetelőréteg, valamint a hó és szélterhek tartórácsokra redukált vonali terheléssel való megadása (2.1 c) ábra). A szerkezet igénybevételei közül figyelmen kívül lett hagyva az agresszív környezet korróziós hatása és a gépészeti fölépítmények forgó részeinek kiegyensúlyozatlanságából adódó dinamikus terhelések. A szerkezet peremfeltételeit a kenyelbe ágyazott oszlopvégek merev befogása adta. A raktár méretezésének biztonsági tényezője terhelés oldalról lett definiálva, ami nem jelent mást, mint hogy a várható üzemi körülményekhez tartozó terhelési intenzitás értékét az előírások szerint megnöveltük [2],[4].

Az előírások szerint a feszültségkoncentrációs hatásoktól mentes gerenda, oszlop, és szelvény méretek ellenőrzésekor a szerkezet elemeiben ébredő HMH szerinti egyenértékű feszültség értéke nem haladhatja meg a szerkezet anyagára jellemző folyáshatárt [2],[4]. Mindezek figyelembevételével a méretezési kritérium: $\sigma_{\max} \leq \sigma_{\text{meg}} = \sigma_f = 225 \text{ [MPa]}$

Mivel folyáshatárra való méretezés történik ezért elegendő volt a lineárisan rugalmas anyagmodell használata, hiszen a feszültség és a deformáció lineáris kapcsolata acél esetében – elhanyagolhatóan kis hibával – a méretezési kritériumban szereplő folyáshatárig fenn áll. A felhasznált anyagjellemzők: $E=210000 \text{ [MPa]}$, $\nu=0,3 \text{ [-]}$ értékek voltak [1].

3. A szélrácsszem optimalása

A raktár merevségét növelő szélrács, rögzítő véglemezének analízise és alakoptimalása lett elvégezve. A szélrács, mint részelem és merevítési technika, igen elterjedt, mely beépítési lehetőségét a 2.1 ábra szemlélteti. A költségcsökkentési vizsgálat során a fő hangsúly a geometria alakoptimalására lett fektetve. Az optimalás kezdő lépéseként a 2.1 a) ábrán található szemgeometria vége-selemes analízise lett elvégezve. Az analízis Von Mises feszültség eloszlásának alapján (3.1 a) ábra) egy paraméterezett geometria lett definiálva. Négy tervezői változó segítségével leválaszthatóak a teher-

viselés szempontjából kevésbé jelentős területek a geometriáról, ezzel a gyártási és anyagköltség csökkentését eredményezve a 3.1 b) ábra szerint.

Optimalás jellemző paraméterei: Geometriai típusú tervezési változók lettek alkalmazva. A célfüggvény az alkatrész költségvonzatával szoros kapcsolatban álló térfogat minimalizálás volt. Peremfeltételként feszültségkényszer lett definiálva. Az optimaló algoritmus konvergencia feltételének a célfüggvény 1%-os változása lett definiálva [3].

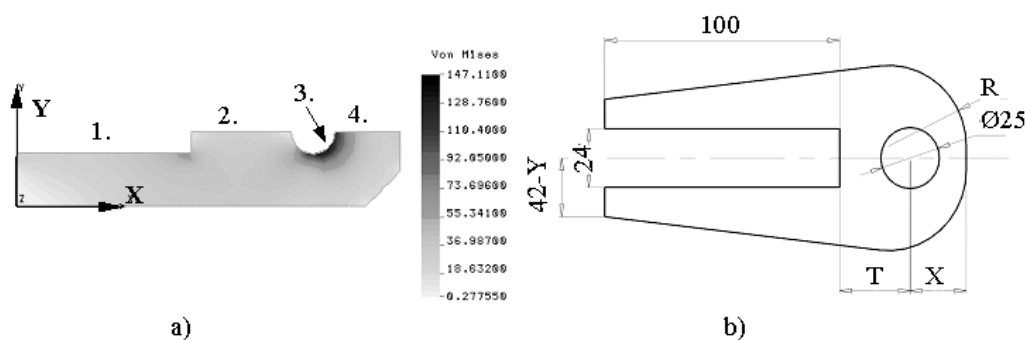
Geometriai modell: A kiinduló geometria a 2.1. a) ábrán látható furatos szem volt. A szemalak a szerkezet minden beépítési pontján, megegyező méretű. Ennek megfelelően az optimalás során a legnagyobb igénybevételű szem geometriai optimalása volt a cél. Automatikus hálógenerálással 2D-s TRIANG háromszögelemek lettek definiálva. A szemről fél-modell készült a szimmetria adta lehetőségek miatt.

Mechanikai peremfeltételek: Az alkatrész „lemez” jellegéből adódóan síkfeszültségi állapot lett feltételezve. A fél-modell esetében a modell szimmetriavonalán az elhagyott rész mechanikai hatása Y irányú megtámasztással lett helyettesítve a 3.1 a) ábra 2. és 4. felületén. Ez a modell a lemezbe besüllyesztett köracél merevtestszerű viselkedését feltételezi, mely a kontaktfelület Y irányú megtámasztásával modellezhető 3.1 a) ábra 1. felületén. Továbbá a szemet rögzítő csavar merevtestszerű viselkedése lett feltételezve, ami a furat – csap kontaktívének levő csomópontok sugár irányban történő megtámasztásával modellezhető a 3.1 a) ábra 3. felületén a furatközéppontban definiált polár koordináta-rendszer segítségével.

Mechanikai terhelés: A szem két fő igénybevétele a szerkezet oldalterheléséből adódó húzás és a köracél önsúlyterheléséből adódó hajlítás. A nagyságrendekkel nagyobb húzó igénybevétel lett figyelembe véve, mely szimmetrikus terhelési állapotot definiál. A globális analízis alapján a húzóerő $F = 30000$ N, mely a 3.1 a) ábra 1. felületén negatív X irányú megoszló terhelésként lett definiálva.

Anyagmodell: A használt anyagmodell lineárisan rugalmas volt. A szélrácsszem anyaga A38-as szavatolt szakítószilárdságú, gyengén ötvöztött szerkezeti acél. A felhasznált anyagjellemzők:

$$E=210000 \text{ [MPa]}, \nu=0.3 \text{ [-]}, \sigma_f=225 \text{ [MPa]}$$



3.1. ábra

a) A kiinduló szemalak feszültségképe, b) Paraméterezett szemgeometria

4. Az eredmények

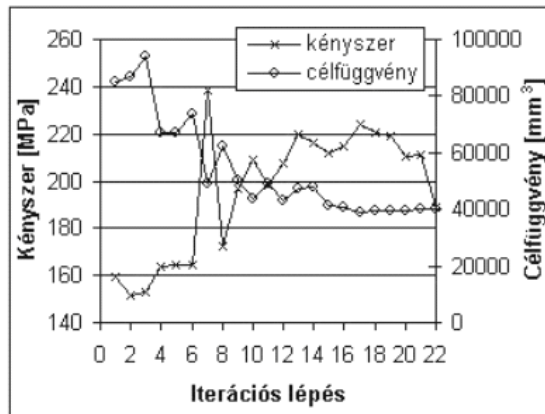
0.4. táblázat: A végelelemes optimalás eredményei

Tervezési változók	Értelmezési tartomány	Kiinduló érték	Optimált értékek
Y	1÷20 [mm]	5 [mm]	17,96 [mm]
X	13÷90 [mm]	40 [mm]	23,92 [mm]
T	30÷107 [mm]	80 [mm]	30 [mm]
R	10÷33 [mm]	27 [mm]	32,99 [mm]
Kényszer $\sigma_{\text{egyMax}}^{\text{HMH}}$	0÷225 [MPa]	147 [MPa]	188 [MPa]
Célfüggvény (térfogat)	849939 [mm ³]→	849939 [mm ³]	44950 [mm ³] 47%
Gyártási költség ~Kerület	785 [mm]→	785 [mm]	605 [mm] 23%



4.1. ábra

A kiinduló és optimált geometriák



4.2. ábra

A célfüggvény és kényszer változása az iterációk során

5. Következtetések

A kiindulós geometriához képest az optimált alak térfogata 47 %-kal csökkent, valamint a kivágási költséggel arányos terület értéke 23 %-kal csökkent.

Megfelelő kiosztási terv segítségével és a fenti eljárás alkalmazásával a kivágási hulladék csökkenthető.

A korszerű optimáló algoritmusok használatával a gyártási költségek jelentős mértékben csökkenthetők.

6. Irodalomjegyzék

- [1] Dr Gillemot László: *Anyagszerkezetek és Anyagvizsgálat*, Tankönyvkiadó, Budapest, 1972.
- [2] Dr Varga László: *Tartószerkezetek tervezése*, Műegyetemi Kiadó, Budapest, 1999.
- [3] Körtélyesi G. - Erdősné S. CS. - Dr. Váradi K.: *A szerkezetoptimalás numerikus módszerei*, Budapest, 1997.
- [4] MSZ 15021/1-86, *Építmények teherhordó szerkezeteinek erőtan tervezése, Magasépítésű szerkezetek terhei*

Rugalmas kapcsolódású mechanizmusok

VARIANTE CONSTRUCTIVE ALE MECANISMELOR COMPLIANTE

CONSTRUCTIVE FIELDS OF COMPLIANTE MECHANISMS

Simona Noveanu, Vencel Csibi

Kolozsvári Műszaki Egyetem

Abstract

The paper presents, in the first part, the construction fields of Compliant Mechanisms with their advantages in Microsystems. In the second part, there are present some applications of compliant mechanisms in construction of mini-and microgrippers.

Tartalom

A dolgozat a rugalmas kapcsolódású mechanizmusok szerkezeti felépítésének tanulmányozásával foglalkozik. Bemutatja a kötések használatának előnyét a mikrorendszerekben, valamint gyakorlati alkalmazását a mini- és mikrobefogók felépítésénél.

Introducere

Deoarece în ultimii ani tehnica a avansat foarte mult, în structura diferitelor sisteme a fost necesară implementarea altor tipuri de mecanisme care să nu necesite lubrifiere, să nu aibă jocuri, să nu producă zgomot în funcționare și să fie cât mai compacte. Aceste cerințe au condus la dezvoltarea unui nou tip de mecanisme și anume, *mechanisme compliant*, [9], [10].

Uzual, în aplicații tehnice, mecanismele au în structuri elemente rigide articulate. Realizarea lor reclamă asamblarea unor componente separate. Spre deosebire, biomecanismele întâlnite în lumea vie, oferă modele pentru a realiza structuri compacte, unitare, cu caracteristici funcționale superioare, ceea ce justifică cercetările și dezvoltările în domeniul mecanismelor compliant.

Mecanismele flexibile sunt structuri monopiesă care asigură mișcarea dorită prin deformare elastică, deci se apropie foarte mult de structurile naturale. Mecanismele cu conexiuni elastice sunt o clasă relativ nouă de mecanisme, folosind elasticitatea elementelor lor constitutive pentru a transmite mișcare și/sau forță [5].

Domeniul mecanismelor compliant poate beneficia în mod semnificativ de cel al structurilor adaptive/inteligente, deoarece ele oferă mijloace simple de a realiza o mișcare controlată și de a genera forțe fără dezavantajul unui număr mare de actuatori, așa cum reclamă mecanismele clasice.

Aceste mecanisme pot fi integrate în structuri cu actuatori electrostatici, piezoelectrics și pe bază de aliaje cu memoria formei, fără a necesita procese de asamblare complexe.

Tipuri de cuple din structura mecanismelor compliant

Pentru determinarea configurației elementelor flexibile se ține seama de traiectoriile pe care urmează să le efectueze elementul flexibil și de materialul din care este executat [6].

În continuare se vor prezenta variante constructive a unor mecanisme compliant plecând de la două tipuri de bază de cuple elastice și anume: cuple elastice obținute prin *subțierea secțiunii materialului* și cuple elastice obținute *cu arcuri lamelare* [8].

Modificarea geometrică a unei grinzi elementare în vederea obținerii unei cuple elastice de rotație, este prezentată în Fig. 1a. Zonele cu secțiune subțiată materializează cuplele cinematice, iar zonele cu secțiune îngroșată materializează elementele cinematice.

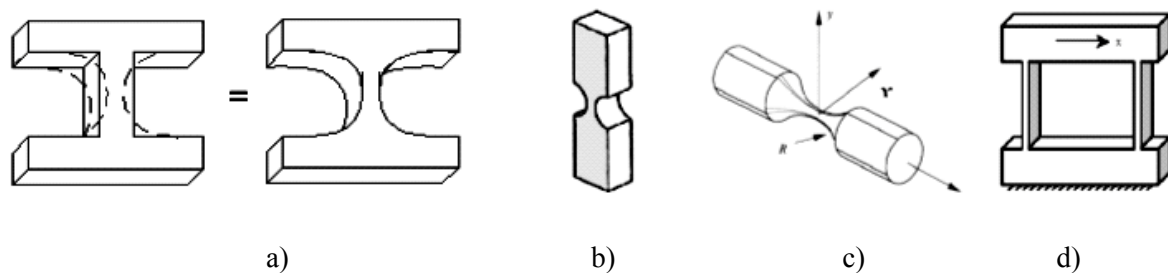


Fig. 1

O astfel de cuplă de rotație cu conexiune elastică este prezentată în figura 1b iar în figura 1c este prezentată o cuplă sferică obținută prin subțierea secțiunii unui cilindru.

Cuplele de translație se pot realiza din două lamele elastice dublu încastrate, așa cum este prezentat în figura 1d.

La proiectarea constructivă a unui mecanism compliant se ține seama de următoarele criterii :

- Amplitudinea mișcării permise;
- Modificarea poziției axei pe domeniul cursei;
- Rigiditatea în afara axei;
- Concentrarea de tensiuni.

Referitor la cuplele prezentate în figura 1 se pot face următoarele observații:

- amplitudinea de mișcare este limitată atât de proprietățile elastice ale materialului cât și de geometria elementelor;
- axa cuplei se deplasează pe domeniul cursei atât la cuplele de rotație cât și la cele de translație; aceste deplasări se pot reduce utilizând structuri simetrice.
- cea mai importantă caracteristică a unei articulații compliantă este raportul dintre rigiditatea în afara axei mișcării și rigiditatea axială; deoarece cupla trebuie să fie elastică în jurul axei de mișcare și rigidă în afara acestei axe, raportul sus menționat trebuie să fie cât mai mare.
- deoarece pentru realizarea cuplelor se modifică secțiunea, cupla reprezintă un concentrator de tensiuni mecanice, ceea ce conduce la scăderea durabilității.

Ținând cont de aceste observații, în continuare se prezintă variante constructive optimizate, pentru îmbunătățirea funcționării mecanismelor compliantă, având în structură lanțuri cinematice similare celor din prezentate mai sus.

a) Cuple de translație

Pentru a mări amplitudinea de mișcare a unei cuple de translație (fig. 2a), se subțiază secțiunea arcurilor lamelare folosite, conform figurii 2b.

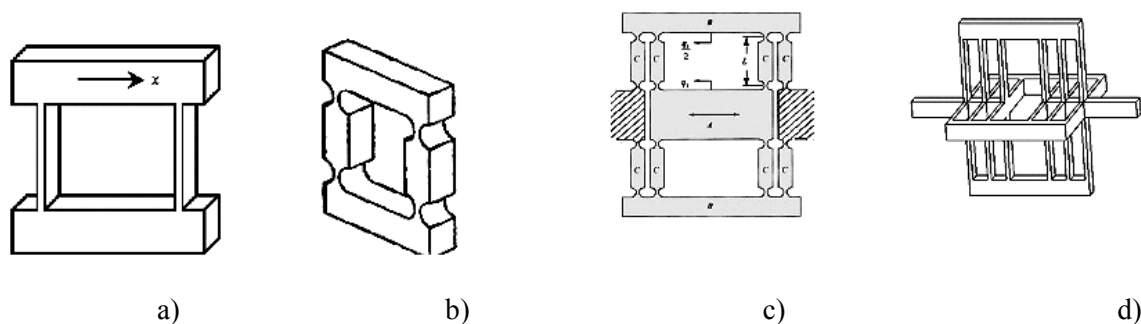


Fig. 2

Pentru a reduce deplasarea axei pe domeniul cursei, se propune o altă variantă constructivă, în fig. 2c. Îmbunătățirea criteriilor care stau la baza proiectării constructive, adică a amplitudinii mișcării permise, modificării poziției axei pe domeniul cursei, rigidității în afara axei și concentrării de tensiuni, au dus la o altă variantă constructivă [6] conform fig. 2d.

b) Cuple de rotație

Mecanismele compliante de rotație se materializează atât cu arcuri lamelare cât și cu cuple elastice obținute prin subțiere de secțiune.

În figura 3 sunt prezentate soluții constructive ale mecanismelor compliante pe bază de arcuri lamelare.

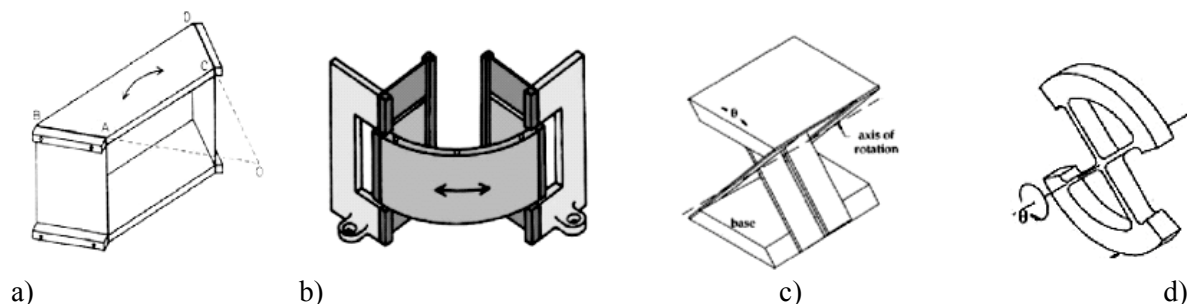


Fig. 3

În figura 4 sunt ilustrate cuple de rotație, obținute din cilindri cu pereți subțiri decupați după diferite profile (fig. 4a, b, c) și o cuplă de rotație cu profil complex (fig. 4d).

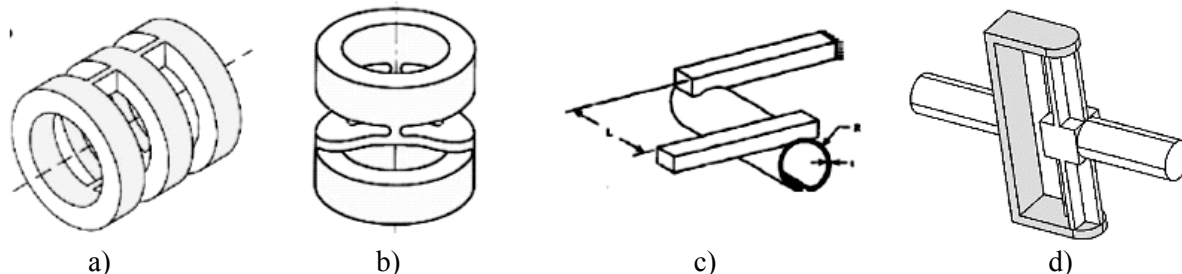


Fig. 4

Din analiza exemplurilor din literatura de specialitate, [4], [7], [10], rezultă următoarele caracteristici ale mecanismelor compliante:

- conservă caracterul de solide rigide pentru elemente ;
- legătura dintre elemente se face prin intermediul unor conexiuni / legături de tip elastic ce asigură o anumită mișcare relativă între elemente, definită în mod univoc;
- conexiunile elastice pot modela o cuplă cinematică, sau chiar un mecanism;
- majoritatea conexiunilor elastice se reduc la cuple cinematice de rotație sau de tip centroidal ca urmare a unor deformații de încovoiere după o direcție preferențială;
- mecanismul echivalent al unui mecanism cu conexiuni elastice se obține prin înlocuirea acestora cu cuple cinematice deduse din analiza mișcărilor relative a elementelor;
- la înlocuirea cinetostatică a mecanismului echivalent, alături de forțele exterioare și de cele de inerție, se introduc și forțele elastice corespunzătoare deformării elementelor componente ale conexiunilor;
- frecvențele proprii ale conexiunilor elastice influențează stabilitatea mișcării în condiții dinamice de funcționare;

- o modalitate de rezolvare a problemelor de sinteză dimensională are la bază mecanismul echivalent și dimensionarea conexiunilor elastice introduse;
- utilizarea conexiunilor elastice este foarte avantajoasă în domeniul microstructurilor ca urmare a simplificării din punct de vedere tehnologic.
- lipsesc frecările, nu mai este necesară ungerea, sunt eliminate jocurile și montajul este simplificat;
- mecanismele cu conexiuni elastice pot fi acționate cu actuatori termici, piezo/magnetostrictivi pe baza de aliaje cu memoria formei, etc.
- în domeniul micro se recurge la soluția de structuri flexibile de tip mono-piesă.

Aplicații

Mecanismele care folosesc cuple cinematice tradiționale, au un joc mare, deoarece sunt compuse din mai multe elemente, fapt care duce la micșorarea preciziei lor. Datorită acestor dezavantaje ele nu se pretează la miniaturizare.

Deoarece mecanismele compliante au la bază flexibilitatea unor elemente din structură, ele pot fi integrate cu elemente de acționare (actuatori) electrostatici, piezoelectrice și pe bază de aliaje cu memoria formei, fără a necesita procese de asamblare complexe. Astfel este posibil un proces de proiectare și fabricare integrată. Lipsa asamblărilor mecanice nu este numai un avantaj al acestor mecanisme, ci este o necesitate în domeniul fabricării microsistemelor electromecanice.

Datorită posibilităților de miniaturizare pe care le oferă, mecanismele compliante au cele mai numeroase aplicații în domeniul microsistemelor: microroboticii, microsenzorilor, microactuatoarelor, inginerie biomedicală, etc, [2].

Astfel, mecanismele compliante răspund cerințelor impuse de prinderea micro-obiectelor, destinate manipulării.

În figura 5 sunt prezentate câteva exemple de microgripere din structura microroboților, acționați cu actuatori pe bază de aliaje cu memorie a formei [1], (fig. 5a, c) și cu actuatori electrostatici (fig.5b, d).

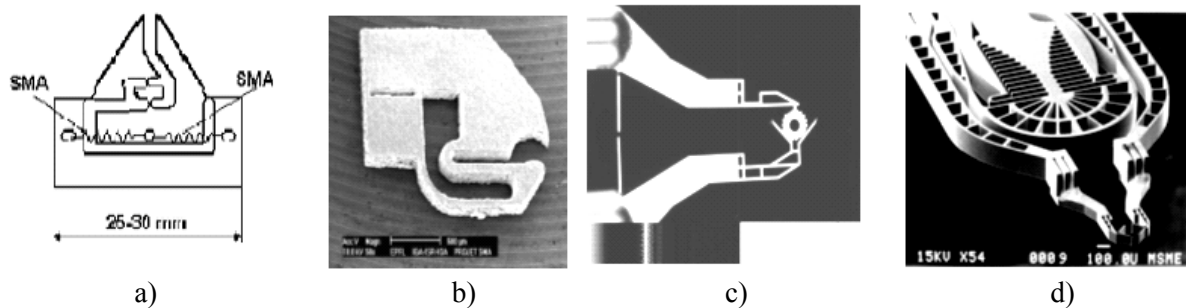


Fig. 5

Alte variante constructive pentru mecanismele compliante sunt prezentate în figura 6, acționate cu actuatori piezoelectrice (fig.6 a) și acționate manual (6. c,d).

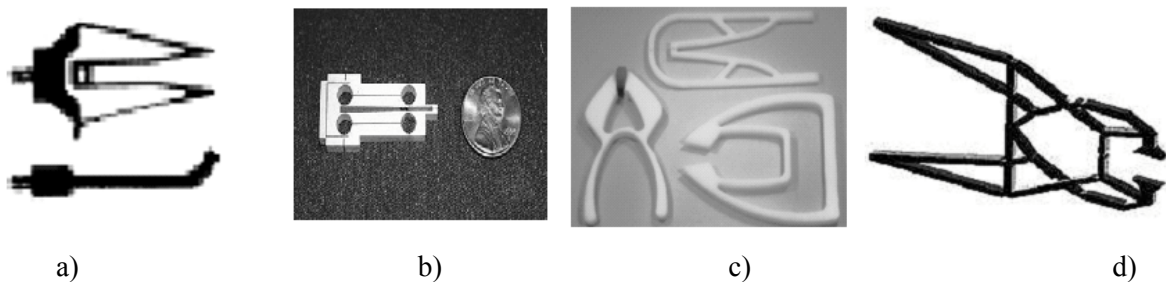


Fig. 6

Concluzii

Domeniul mecanismelor cu elemente/cuple flexibile este relativ nou, în plină dezvoltare, cu cercetări susținute în ceea ce privește proiectarea, modelarea, simularea funcționării, realizarea și aplicațiile acestora.

Aceste mecanisme deschid perspective noi datorită absenței asamblării mecanice, în special, în domeniul mecatronicii, caracterizate de dimensiuni și amplitudini reduse de mișcare, în condiții de simplitate constructivă.

În prezent, cercetările sunt îndreptate către realizarea întregii structuri specifice mini și microroboților seriali și paraleli cu mecanisme compliante.

Bibliografie

- [1] Csibi, V., Mihalcz, I., Valenta, L., *Micromecanisme de prehensiune de tip pensetă*, 1998.
- [2] Fatikow, S., Rembold, U., *Microsystem Technology and Microrobotics* Springer-Verlag, Berlin, 1997.
- [3] Goldfarb, M., *A well-behaved revolute flexure joint for compliant mechanism design*, Journal of Mechanical Design, vol. 121/1999 pag. 424-429.
- [4] Jensen, B., D., Parkinson, M., B., Kurabayashi, K., *Design optimization of a fully-compliant bistable micro-mechanism*, Proceedings of 2001 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, New York, 2001.
- [5] Mătieș, V., Mândru, D., Tătar, O., Mătieș, M., Csibi, V., *Actuatori în mecatronică*, Editura MEDIMIRA, Cluj-Napoca, 2000.
- [6] Moon, Y.M., Trease, B.P., Kota, S., *Design of large-displacement compliant joints*, Proceedings of DETC'02: MECH 27th Biennial Mechanisms and Robotics Conference, 29.09-02.10. 2002, Montreal, Canada.
- [7] Parkinson, M., B., Howell, L., *A parametric approach to the optimisation-based design of compliant mechanisms*, Proceedings of DETC' 97, 1997 ASME Design Engineering Technical Conferences, Sacramento, California, 1997.
- [8] Perju, D., *Mecanisme cu conexiuni elastice în mecanică fină și mecatronică*, Revista Romană de Mecanică Fină și Optică, Nr. 2, pag. 213-218, 1998.
- [9] Varga, Ș., Perju, D., *Considerații privitoare la precizia mecanismelor cu conexiuni elastice*, Revista Romană de Mecanică Fină și Optică, Nr. 2, pag. 223-226, 1998.
- [10] *** Pagini Web.

A mikrotopográfia változása a kopási folyamat során

CHANGE OF SURFACE MIKROTOPOGRAPY IN WEAR PROCESS

Palásti Kovács Béla¹, Czifra Árpád², Váradi Károly²

¹ Budapesti Műszaki Főiskola, ² Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem

Abstract

This work is focussed on exploring surface microtopography changes in the course of the sliding friction of surfaces with different finish. A 3D stylus instrument and a scanning electron microscope were used for performing tests. The joint use of these technologies made it possible to monitor surface changes and to better understand the wear process of operating surfaces.

It has been established that the height distribution and bearing area curves change significantly, characterizing surface changes in the course of the wear process. The changes of some parameters, such as the RMS roughness and the bearing area index, indicate changes in the nature of the wear process.

Key words: microtopography, sliding friction, wear process, tribology

Összefoglaló

Jelen munka különféle megmunkálású felületek csúszó súrlódása során a felületi mikrotopográfiában bekövetkező változások feltárására irányul. A vizsgálatok elvégzésére a 3D-s metszet-tapintós technikát és a pásztázó elektronmikroszkópot használtuk. Ezen technikák együttes használata lehetővé tette a felületek változásának nyomon követését és a működő felületek kopási folyamatának pontosabb megértését.

Megállapítottuk, hogy a magasságeloszlási és hordozófelületi görbék jelentősen változnak a kopási folyamat során jellemezve a felület megváltozását. Néhány paraméter – mint az érdesség négyzetes középérték és a hordozófelületi jelzőszám – változása a kopási folyamat jellegének megváltozását mutatja.

Kulcsszavak: mikrotopográfia, csúszó súrlódás, kopási folyamat, tribológia

1. Bevezetés

Egymáson elcsúszó szerkezeti elemek működése, megbízhatósága és élettartama nagymértékben függ a megmunkált felületek minőségétől [1]. Napjaink magasabb szintű minőségi követelményei szükségessé teszik a megfelelően pontos gyártás mellett a felületminőség tényezőinek részletesebb elemzését is. A felületi mikrotopográfia vizsgálata során felmerül a kérdés, hogy a mérőműszerrel kapott adathalmazt miként dolgozzuk fel.

Jelen munka célja hatékony vizsgálati és kiértékelési módszer kidolgozása, mely képes a felületi mikrotopográfiáról és csúszóérintkezés hatására annak változásáról megfelelő eredményeket szolgáltatni.

A vizsgálatok során forgácsolási eljárással előállított felületekről Perthen Concept típusú tapintófejes mérőkészüléken 1x1 mm-es felületről, 2x2 µm-es szabályos letapogatással, illetve JEOL JSM 5310 típusú pásztázó elektronmikroszkóppal készültek felvételek.

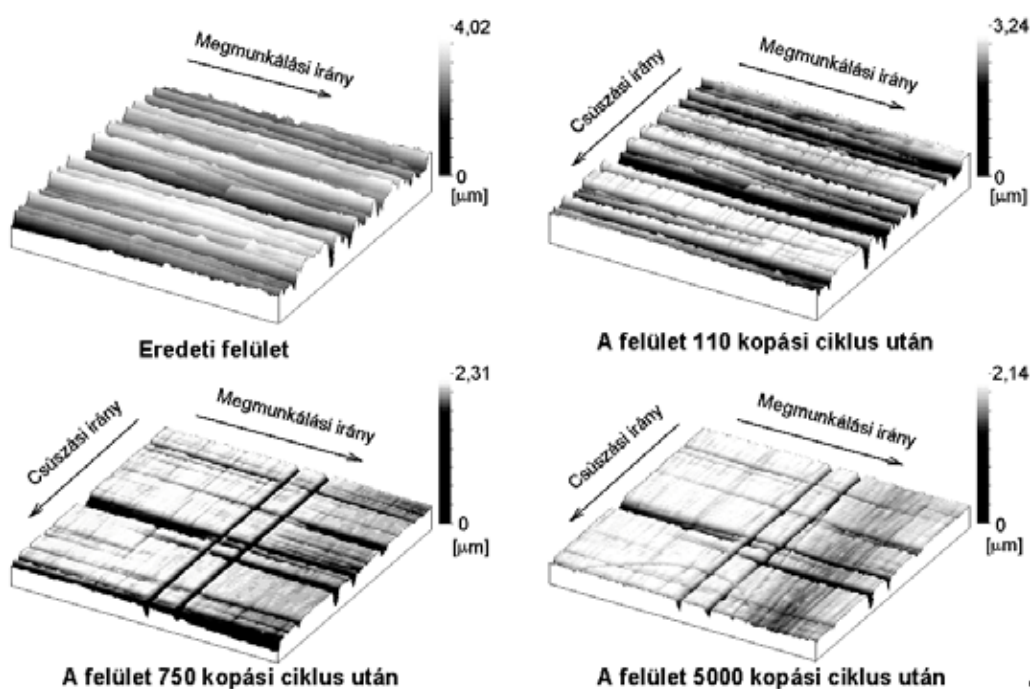
2. Acél felületen csúsztatott bronz próbatest felületének alakulása

Az elemzés a felületi mikrotopográfia változására, alakulására irányult a kopási folyamat során. A vizsgálatok kenés nélkül, 0,0125 MPa terhelésen, kis csúszási sebességgel készültek.

A bronz felületek változását a kopási folyamat különböző fázisaiban az 1. ábrán követhetjük nyomon [2]. Megfigyelhetjük, hogy a kopási folyamat kezdeti szakaszában (110. kopási ciklus) a kiálló érdességcsúcsok (gerincek) részben eltűnnek, mintegy „lecsonkolódnak”, az ellenfelület érdességcsúcsai pedig a relatív mozgás irányának megfelelően „finoman” rámásolódnak a felületre. Ez az

átmásolódás persze csak részleges, hiszen nem a pálya felületének tökéletes mása jelenik meg, hanem csupán a kiálló gerincek, csúcsok által kialakított barázdák, melyeknek mérete feltehetően erősen függ a terheléstől. A jelenséget egy alakítási folyamatként értelmezhetjük, ahol az „alakítási ellenállás” a barázdák mélységétől és az anyagtól függ, míg az alakító erő a felületi terheléssel arányos. Ezen két mennyiség egyensúlyi helyzeteként alakul ki az új mintázat a felületen.

A folyamat következő szakaszában (750. kopási ciklus) a felületen megjelenik néhány mélyebb karc a csúszás irányában. Ennek magyarázata az lehet, hogy a bronz felületből kivált, az acélra feltpadt részecskék hagytak nyomot az ellenfelületen. A kopási folyamat ezen szakaszában ugyanis már szemmel láthatóan megjelentek kisebb bronz felrakódások az acél felületen, és a lejtő alján kisebb mennyiségű kopadék volt megfigyelhető. Eközben a próbatesten a kontúr érintkezési felület nagysága elérte a névleges érintkezési felület méretét, a kopási folyamat erősen lelassult. Ezt a jelenséget igazolja a 4. ábra.

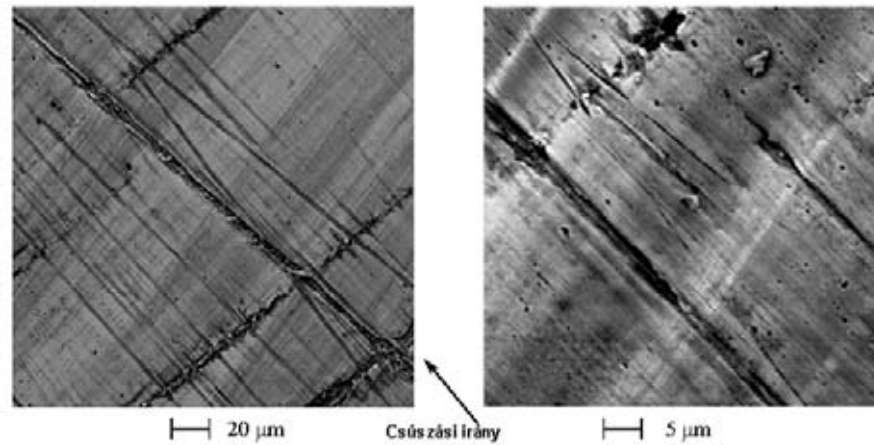


1. ábra

Bronz próbatest kopási folyamata

Ha a csúszás irányával megegyező, új megmunkálási nyomok ezen állapotát összevetjük a 110. kopási ciklushoz tartozó ábrán tapasztalt barázdákkal, megállapíthatjuk, hogy a későbbi állapotban finomabb a kialakuló mintázat. Ez összhangban van a korábban felvázolt alakítási elmélettel, mert az ott említett alakító erő a folyamat során állandó, viszont a barázdák számának növekedésével csak úgy maradhat állandó az „alakítási ellenállás”, ha azok mélysége csökken. Az 5000. kopási ciklusnál már csupán két igen mély nyom maradt meg az eredeti megmunkálásból. Szinte teljes egészében új mintázat alakult ki a felületen.

A kopási folyamat további megfigyelése érdekében a felületekről elektronmikroszkópos felvételek is készültek, melyek a végső, kopott állapotot szemléltetik (2. ábra). Jól megfigyelhetők a már említett „új” felület csúszási irányval megegyező karcai, míg az eredeti megmunkálási nyomok már szinte teljesen eltűntek.



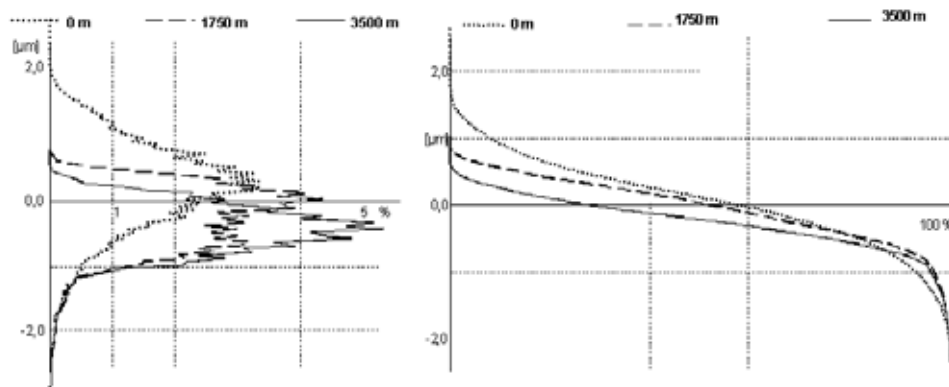
2. ábra

Kopott bronz felületről készült SEM felvételek

A kép közepén egy durva karc vonul végig, melyet feltehetően egy kemény szemcse alakított ki. A többi karc viszont egészen finom. Az is megfigyelhető, hogy az anyag elkenődik, belekenődik a barázdákba. Látható, hogy az eredeti megmunkálási nyom maradványát betemeti, sőt már-már a kopás során kialakult mélyebb nyomok is eltűnnek, betömődnek. A nagyobb nagyítású képen megfigyelhetünk két apró kopadék szemcsét, melyek lerakódtak a felületre és már szinte teljesen beágyazódtak. Később ezek „kiszabadulva” újabb mély karcok előidézői lehetnek.

3. A kopási folyamat jellemzése a mért felületi érdesség alapján

A felületi topográfia jellemzésére számos függvényt, illetve paramétert használhatunk [3]. Ezek közül kitüntetett figyelmet érdemel a magasságeloszlási és a hordozófelületi görbe (3. ábra), amelyek alakja jól jellemzi a felületen bekövetkező változások jellegét. A kopási folyamat előrehaladtával a magasságeloszlási görbe egyre hegyesebb és asszimmetrikusabb lesz. Ez azt jelenti, hogy a mérési pontok egy adott magassági szinten sűrűsödnek, itt sok felületi pont található, tehát kialakulnak a korábbiakban megfigyelt „platók”. Az, hogy a görbe asszimmetriája is fokozódik, jelzi számunkra, hogy az új felület kialakulása során elsősorban a „felső” rétegekben történt változás, az itteni érdességcsúcsok tűntek el, helyükre új, kisebb csúcsokból álló mintázat került.



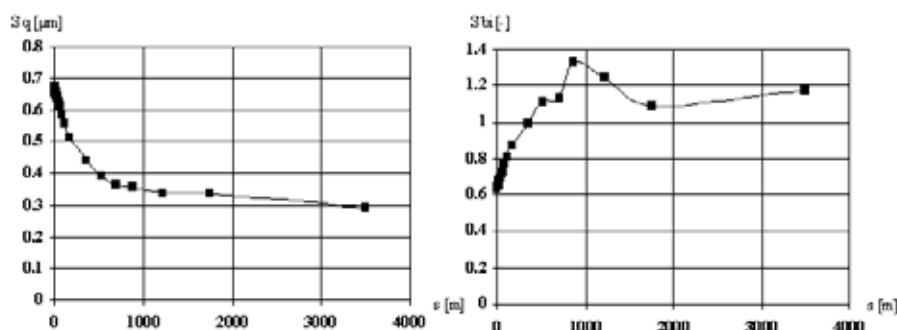
3. ábra

A magasságeloszlási és hordozófelületi görbe változása a kopás folyamán

A kopási folyamat jellegének változását két topográfiai paraméter értékének alakulásával tudjuk nyomon követni a 4. ábra szerint. Az S_q érdesség négyzetes középérték paraméter - mely a felület

középsíkjától való eltérések geometriai középértéke – matematikailag: $S_q = \sqrt{\frac{1}{MN} \sum_{j=1}^N \sum_{i=1}^M \eta^2(x_i, y_j)}$ -

jelentősen csökkent. Ebből arra következtethetünk, hogy az idő előrehaladtával a kopási folyamat – legalábbis a felület finomodásának folyamata – erősen lelassult. Ez többféle okra vezethető vissza. Egyrészt a mérések során megfigyelhető volt, hogy a próbatesten a kontúr érintkezési felület nagysága nő, és egy idő után eléri a névleges felület nagyságát. Ez számunkra azt jelenti, hogy a kontúr felület terhelése csökken. Másrészt a felület finomodásának határt szab az ellenfelület érdessége, mely állandónak tekinthető, és átlagos értéke: $S_{q,acél}=0,33 \mu\text{m}$. A másik kiemelt paraméter a hordozófelületi jelzőszám (S_{bi}), mely utal a felület teherviselési képességére. Matematikai definíciója: $S_{bi}=S_q/\eta_{0,05}$, azaz a geometriai átlagos érdességet viszonyítja az 5%-os hordozófelülethez tartozó $\eta_{0,05}$ magassághoz. Megállapíthatjuk, hogy a hordozófelület egyre nagyobb, tehát nemcsak a kontúr érintkezési felület növekszik, hanem ezen belül a tényleges érintkezési felület nagysága is folyamatosan nő, ami ismételtén a felületi nyomás csökkenését jelenti. Az S_{bi} görbe egy idő után szélsőértéket (max.) ér el, és innen elkezdi csökkenni. Ez a csökkenés utalhat a kopási folyamat megváltozására, vagy jelentheti azt a koptató hatást, amelyet a felületre felragadt nagy mennyiségű kopadék okoz.



4. ábra

Az érdesség négyzetes középértéke (S_q) és a hordozófelületi jelzőszám (S_{bi})

4. Következtetések, megállapítások

A kopásvizsgálatok eredményeként megállapíthatjuk, hogy a felületi textúra két alapvető változáson megy keresztül. Az egyik az eredeti mintázat eltűnése, és ezzel egy időben zajlik egy új felületi textúra kialakulása. Az új mintázat kialakulását jelentősen befolyásolja a csúszási irány, a felületen keletkező lerakódások és a felületek közé került kopadék.

A mérési adatok kiértékeléséből nyert függvények – elsősorban a hordozófelületi és magasságeloszlási görbék – fontos eszközei a kopási folyamat jellemzésének. Alakulásuk jól érzékelteti a felületen bekövetkező változásokat.

Megállapíthatjuk, hogy a paraméterek alakulásának nyomonkövetésével lehetőségünk nyílik a kopási folyamat jellemzésére.

Irodalomjegyzék

- [1] Palásti K. B., Czifra Á., Kovács K.: Microtopography of machined surfaces, tribological aspects of surface and operation DMC 2002, Kassa 2002. p 50-57
- [2] Palásti K. B., Wiesel Cs., Kovács K., Néder Z., Váradi K.: Surf3d software, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Budapesti Műszaki Főiskola Bánki Donát Gépészmérnöki Kar, Boronkay György Műszaki Középiskola, (2000)
- [3] Kovács K., Váradi K., Palásti K. B.: Műszaki felületek mikrotopográfiájának jellemzése, Gépgyártástechnológia (1999 augusztus) p. 31-38

A forgócsukló kényszeregyenleteinek egyszerűbb alakja

A MORE SIMPLE FORM OF RESTRAINT EQUATIONS OF THE REVOLUTE JOINT

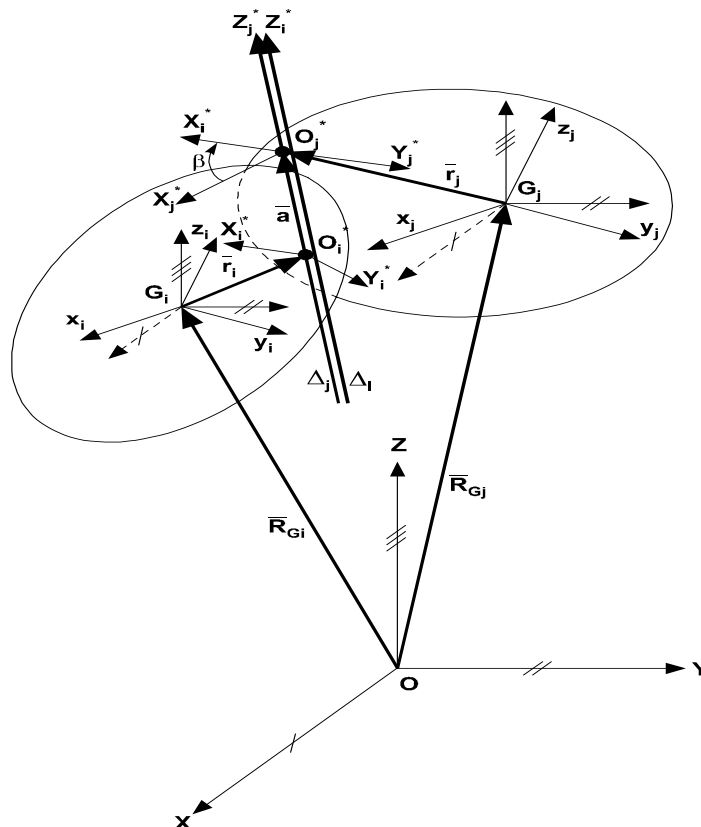
Dr. Papp István

„Petru Maior” Egyetem, Marosvásárhely

Abstract

This paper presents in detail the constrained equations of the revolute joint. The settled equations suit a particular situation, in which the rotation angles of the two systems are equal. Considering these conditions the equations become more simple and easier to interpret. The constrained equations written under this form, are destined for the kinematical analysis of the plane mechanism.

A dolgozat az érdeklődők figyelmét szeretné felhívni a kötésegyenletek jelentőségére és alkalmazási lehetőségeire. A forgócsukló egyenletei egyszerűsített alakba írva a módszer áttekinthetőségét és elsajátítását segíti elő. Az általános leírással szemben az egyszerűsített alakra hozás a tehetetlenségi főtengelek és a segédrendszerek párhuzamossá tételében áll. Bármely mechanizmusra a kényszeregyenletekből alkotott egyenletrendszerek könnyen programozhatóak, mivel ugyanolyan típusú csuklóra felírt egyenletek csak indexet cserélnek a mechanizmust alkotó tagok sorrendje szerint.



Ugyanolyan típusú de más sorrendben elhelyezett kinematikai párokat tartalmazó mechanizmus mozgásegyenlete ugyanaz, csak az egyenletek sorrendje változik.

Egy test helyzetét a térben hat általános koordináta határozza meg, három a test súlypontját X_{Gi} , Y_{Gi} , Z_{Gi} koordináta és három Euler szög a központi tehetetlenségi főtengelek elfordulását egy tetszős szerint felvett $OXYZ$ rögzített rendszerhez viszonyítva

Legyen az ábrán látható i és j , egy térbeli mechanizmus forgócsuklóval kapcsolt két tagja. Ezekhez a tagokhoz tartozó Δ_i és Δ_j egyenesek folyton egymásra tevődnek.

A kinematikai párok egy független forgó mozgást végezhetnek $\Delta_i \equiv \Delta_j$ körül egymáshoz viszonyítva. A kötésegyenletek száma pedig egyenlő kell legyen a kizárt mozgások számával.

A két rendszer hozzá van kötve egy rögzített OXYZ rendszerhez hat általános koordinátával, ahol az $R_{Gi}(X_{Gi}, Y_{Gi}, Z_{Gi})$ és $R_{Gj}(X_{Gj}, Y_{Gj}, Z_{Gj})$ a két test súlypontjának koordinátái, a ψ_i, ϕ_i, θ_i és ψ_j, ϕ_j, θ_j a központi tehetetlenségi fő tengelyek Euler szögei az OXYZ rendszerhez viszonyítva. Az i testhez tartozó O_i^* pont helyzete, az $\vec{r}_i(x_{ij}, y_{ij}, z_{ij})$ helyzetvektorral van meghatározva a $G_i x_i y_i z_i$ rendszerhez viszonyítva. Hasonlóképpen, a j testhez tartozó O_j^* pont helyzete a $G_j x_j y_j z_j$ rendszerhez képest az $\vec{r}_j(x_{ji}, y_{ji}, z_{ji})$ helyzetvektorral van meghatározva. Az x_{ij}, y_{ij}, z_{ij} koordinátákat csak azután határozzuk meg, miután meghatároztuk a $G_i x_i y_i z_i$ a központi tehetetlenségi fő tengely helyzetét a darab rajzon feltüntetett méretek alapján.

Felvezünk az i és j testekhez rögzített két segédrendszert. Ezen rendszerek Euler szögei az OXYZ viszonyítva $\psi_i^*, \theta_i^*, \phi_i^*$, illetve $\psi_j^*, \theta_j^*, \phi_j^*$. Az i és j testekhez rögzített $O_i^* X_i^* Y_i^* Z_i^*$, és $O_j^* X_j^* Y_j^* Z_j^*$ koordináta rendszerek úgy voltak meghatározva, hogy a forgócsuklóval csatolt szerkezeti elemek esetén az $O_i^* Z_i^*$ és $O_j^* Z_j^*$ tengelyek egymásra tevődjenek. A segédrendszerek O_i^* és O_j^* origói, a közös Δ_i és Δ_j tengelyeken helyezkednek el. A forgó csukló esetén nem mozdulnak el egymáshoz viszonyítva, illetve $a=$ állandó.

A fent említetek alapján következik hogy, fennáll a következő egyenlőség:

$$\begin{aligned}\psi_i^* &= \psi_j^* \\ \theta_i^* &= \theta_j^*\end{aligned}\quad (1)$$

Ha feltételezzük, hogy a $G_i x_i y_i z_i$ és a $G_j x_j y_j z_j$ központi tehetetlenségi fő tengelyek rendre párhuzamosak a $O_i^* X_i^* Y_i^* Z_i^*$ és a $O_j^* X_j^* Y_j^* Z_j^*$ segédrendszerekkel, akkor felírható:

$$\begin{aligned}\psi_i^* &= \psi_i \\ \theta_i^* &= \theta_i \\ \phi_i^* &= \phi_i \\ \psi_j^* &= \psi_j \\ \theta_j^* &= \theta_j \\ \phi_j^* &= \phi_j\end{aligned}\quad (2)$$

Az ábrán alkotott vektorsokszög alapján felírható:

$$\vec{R}_{Gi} + \vec{r}_i + \vec{a} - \vec{R}_{Gj} - \vec{r}_j = 0 \quad (3)$$

A vektorok az OXYZ rögzített rendszer tengelyeire eső vetületei a következő mátrixegyenletbe vonhatók össze:

$$\begin{bmatrix} \cos \alpha_{1i} & \cos \beta_{1i} & \cos \gamma_{1i} & X_{Gi} \\ \cos \alpha_{2i} & \cos \beta_{2i} & \cos \gamma_{2i} & Y_{Gi} \\ \cos \alpha_{3i} & \cos \beta_{3i} & \cos \gamma_{3i} & Z_{Gi} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_{ij} \\ y_{ij} \\ z_{ij} \\ 1 \end{bmatrix} + a \cdot \begin{bmatrix} b_{13i} \\ b_{23i} \\ b_{33i} \\ 0 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \cos \alpha_{1j} & \cos \beta_{1j} & \cos \gamma_{1j} & X_{Gj} \\ \cos \alpha_{2j} & \cos \beta_{2j} & \cos \gamma_{2j} & Y_{Gj} \\ \cos \alpha_{3j} & \cos \beta_{3j} & \cos \gamma_{3j} & Z_{Gj} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_{ji} \\ y_{ji} \\ z_{ji} \\ 0 \end{bmatrix} = 0 \quad (4)$$

Ahol a b_{13i} , b_{23i} , b_{33i} az $O_i^*Z_i^*$ tengely irányítványozói az OXYZ rendszerhez viszonyítva, amelyek a (2) feltételek alapján kifejezhetők.

$$\begin{aligned} b_{13i} &= \cos \gamma_{1i} \\ b_{23i} &= \cos \gamma_{2i} \\ b_{33i} &= \cos \gamma_{3i} \end{aligned} \quad (5)$$

A $G_i x_i y_i z_i$ és a $G_j x_j y_j z_j$ rendszerekhez tartozó irányítványozók ψ_i, θ_i és ϕ_i Euler-szögekkel kifejezhetők, amelyek:

$$\begin{aligned} \cos \alpha_{1i} &= \cos \psi_i \cos \phi_i - \sin \psi_i \cos \theta_i \sin \phi_i \\ \cos \beta_{1i} &= -\cos \psi_i \sin \phi_i - \sin \psi_i \cos \theta_i \cos \phi_i \\ \cos \gamma_{1i} &= \sin \psi_i \sin \theta_i \\ \cos \alpha_{2i} &= \sin \psi_i \cos \phi_i + \cos \psi_i \cos \theta_i \sin \phi_i \\ \cos \beta_{2i} &= -\sin \psi_i \sin \phi_i + \cos \psi_i \cos \theta_i \cos \phi_i \\ \cos \gamma_{2i} &= -\cos \psi_i \sin \theta_i \\ \cos \alpha_{3i} &= \sin \theta_i \sin \phi_i \\ \cos \beta_{3i} &= \sin \theta_i \cos \phi_i \\ \cos \gamma_{3i} &= \cos \theta_i \end{aligned} \quad (6)$$

A (4) mátrix-egyenlet tagjainak Euler szögekben való kifejezése érdekében, figyelembe kell venni a (5) és (6) egyenlőségeket.

Bármely típusú kinematikai párra felírt kötésegyenletek alapegyenletei egyszerűsített alakja a (4) mátrix-egyenlet szerint a következők:

$$\begin{aligned} &X_{Gi} + x_{ij} \cdot (\cos \phi_i \cdot \cos \psi_i - \sin \phi_i \cdot \sin \psi_i \cdot \cos \theta_i) - \\ &- y_{ij} \cdot (\sin \phi_i \cdot \cos \psi_i + \cos \phi_i \cdot \sin \psi_i \cdot \cos \theta_i) + z_{ij} \cdot \sin \theta_i \cdot \sin \psi_i + \\ &+ a \cdot \sin \psi_i \cdot \sin \theta_i - X_{Gj} - x_{ji} \cdot (\cos \phi_j \cdot \cos \psi_j - \sin \phi_j \sin \psi_j \cdot \cos \theta_j) + \\ &+ y_{ji} \cdot (\sin \phi_j \cdot \cos \psi_j + \cos \phi_j \cdot \sin \psi_j \cdot \cos \theta_j) - z_{ji} \cdot \sin \theta_j \cdot \sin \psi_j = 0 \\ &Y_{Gi} + x_{ij} \cdot (\cos \phi_i \cdot \sin \psi_i + \cos \theta_i \cdot \sin \phi_i \cdot \cos \psi_i) - \\ &- y_{ij} \cdot (\sin \phi_i \cdot \sin \psi_i - \cos \psi_i \cdot \cos \phi_i \cdot \cos \theta_i) - z_{ij} \cdot \sin \theta_i \cdot \cos \psi_i - \\ &- a \cdot \cos \psi_i \sin \theta_i - Y_{Gj} - x_{ji} \cdot (\cos \phi_j \cdot \sin \psi_j + \cos \theta_j \cdot \sin \phi_j \cdot \cos \psi_j) + \\ &+ y_{ji} \cdot (\sin \phi_j \cdot \sin \psi_j - \cos \psi_j \cdot \cos \phi_j \cdot \cos \theta_j) + z_{ji} \cdot \sin \theta_j \cdot \cos \psi_j = 0 \\ &Z_{Gi} + x_{ij} \cdot \sin \theta_i \cdot \sin \phi_i + y_{ij} \cdot \sin \theta_i \cdot \cos \phi_i + z_{ij} \cdot \cos \theta_i - \\ &- x_{ji} \cdot \sin \theta_j \cdot \sin \phi_j - y_{ji} \cdot \sin \theta_j \cdot \cos \phi_j - z_{ji} \cdot \cos \theta_j - Z_{Gj} + a \cdot \cos \theta_i = 0 \end{aligned}$$

(7)

A (7) egyenletrendszerből kiindulva, a megfelelő feltételek hozzácsatolása után, mind a hat típusú kinematikai pár kötésegyenleteinek egyszerűsített alakja felírható.

A forgó csukló kényszeregyenleteinek egyszerűsített alakja

A forgó csukló egy forgó mozgást enged meg az $O_i Z_i^*$ tengely körül.

Következés képen öt viszonylagos mozgás kizárt (2 forgó, 3 haladó) ennek megfelelően öt kötétséget visz be az általa kapcsolt kinematikai párba, amely matematikailag öt kényszeregyenlettel fejezhető ki. Az első három egyenletet a (7) rendszer adja. E rendszerhez mellé kell rendelni az (1) feltételeket a (2), (5) és (6) egyenlőségek figyelembe vételével.

$$\begin{aligned}\sin \psi_i \sin \theta_i - \sin \psi_j \sin \theta_j &= 0 \\ \cos \psi_i \sin \theta_i - \cos \psi_j \sin \theta_j &= 0\end{aligned}\tag{8}$$

Irodalom

- [1] PAPP, I., Contribution on Dynamic Balancing of Spatial Mechanisms, Teză de doctorat, Cluj-Napoca, 1999.
- [2] CHACE, A.M., CALAHAN, A.D., ORLANDEA, N., SMITH, D.A., Formulation and Numerical Methods in the Computer Evaluation of Mechanical Dynamic Systems. Kupari, Jugoslavia, vol. A., p. 61.

Az axiális tájolás és hibaanalízise golyósorsóknál

THE AXIAL POSITIONING AND ITS ERROR ANALYSIS IN BALLSCREWS

Dr. Patkó Gyula, Dr. Takács György, Hegedűs György

Miskolci Egyetem, Szerszámgépek Tanszéke

Abstract

The ballscrew transmission mechanisms have been widely used their advantageous properties in modern NC and CNC machine tools. The important positioning issues on assembling of ballscrew drive mechanism were shown in an earlier article.

In this paper the determination of axial positioning by an approximate mathematical method and error analysis of approximate method will be analysed.

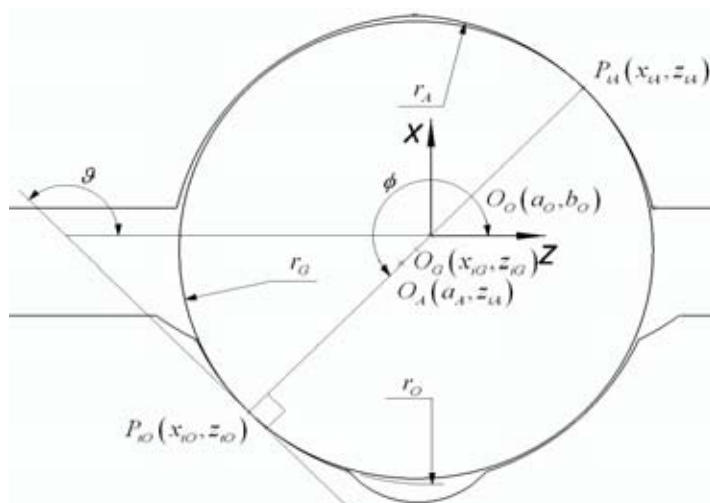
1. Bevezetés

A mai NC és CNC vezérlésű szerszámgépekben a mozgásátalakításra legelterjedtebben a golyósorsókat alkalmazzák. Egy korábbi cikkben [1] bemutattuk a golyósorsók szerelésekor fontos tájolási kérdéseket, melyek egzakt meghatározására a működés jósága, a golyósorsó várható élettartama szempontjából nagy hangsúlyt kell fektetni.

Ebben a cikkben az axiális tájolás közelítő matematikai módszerrel történő meghatározását és a meghatározás hibaanalízisét, a közelítés megbízhatóságát, pontosságát vizsgáljuk.

2. Az axiális tájolás matematikai modellezése

Ebben a fejezetben a tengelyirányú tájolás egy matematikai meghatározását mutatjuk be. Erre a célra az alkatrészek közötti geometriai kapcsolatot a golyó középpontján átmenő csavarvonalra merőleges síkmetszetben vizsgáljuk (1 ábra).



1. ábra

A golyó környezetének síkmetszete

Az ismert adatok:

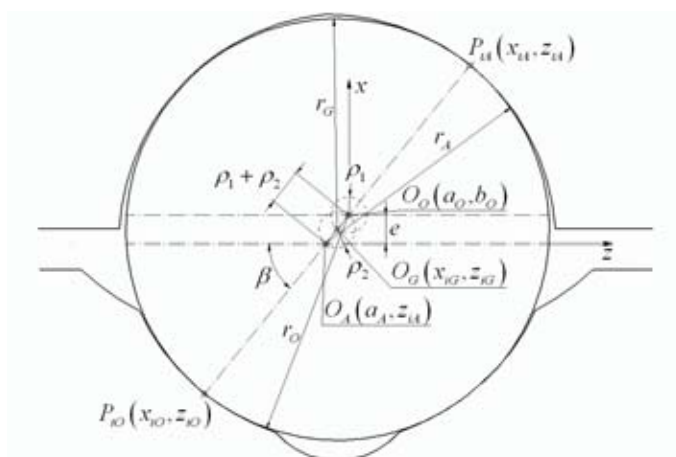
- r_O : az orsóprofil rádiusza
- $O_O(a_O, b_O)$: az orsóprofil középpontja (a_O, b_O a síkban rögzített)
- r_A : az anyaprofil rádiusza
- $O_A(a_A, z_{iA})$: az anyaprofil középpontja (a_A rögzített a síkban, z_{iA} változó)
- $O_G(x_{iG}, z_{iG})$: a golyó középpontja ($x_{iG}, z_{iG}, P_{iO}(x_{iO}, z_{iO})$ függvénye, ahol P_{iO} az orsó profiljának tetszőleges pontja, az 1 ábrán $P_{iO} \equiv P_{iO}$)

Ha a golyó egyidejűleg érinti az orsó – anya profiljait (előfeszített állapot), a középpontokra fektetett egyenes merőleges a P_{iA}, P_{iO} pontokban az érintő egyenesekre (2 ábra). A normális meredekségének a szöge:

$$\beta = \arccos \frac{e}{\rho_1 + \rho_2}, \quad (2.1)$$

ahol e az orsó – anyaprofil középpontjai közötti x irányú távolság, és

$$\rho_1 = r_O - r_G \quad \rho_2 = r_A - r_G. \quad (2.2)$$



2. ábra

Az érintési pontok meghatározása metsző egyenesek által

Ha P_{iA} pont és a β szög ismert, a középpontok helyzetei könnyen meghatározhatók, mivel egybeesnek a normális egyenessel:

$$x - a_O = \tan \beta (z - b_O) \quad (2.3)$$

Az anya- és orsóprofil közötti tengelyirányú távolság a menetemelkedési szög figyelembevételével:

$$d = (\rho_1 + \rho_2) \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha, \quad (2.4)$$

ahol α a golyó középpontján átmenő csavarvonal menetemelkedése. Felhasználva a (2.1) egyenletet, majd elvégezve az egyszerűsítéseket a

$$d = e \cdot \cos \alpha \quad (2.5)$$

eredményre jutunk.

3. A matematikai modell hibanalízise

Ebben a fejezetben a klasszikus hibaszámítás elemeit felhasználva próbálunk rávilágítani arra, hogy az általunk felírt matematikai egyenletekkel jellemzett modell a gyártási tűrések függvényében mennyire ad megbízható eredményeket.

Az alapmodell a következő: a pontos értéket nem ismerjük csak adott hibakorlátú (tűrésű) közelítéseiket. A közelítő értékekkel pontosan végzett műveletek eredményét az ismeretlen elméleti eredmény közelítésének tekintjük, és azt vizsgáljuk, hogy mekkora a közelítés hibája.

A hibaanalízist a 0 pontban bemutatott egyszerű módszerre fogjuk elvégezni. Az alapösszefüggések a következők:

- az abszolút hiba

$$|\Delta a| = |x - a| \quad (3.1)$$

- az abszolút hibakorlát

$$\delta a \geq |\Delta a| \quad (3.2)$$

- a relatív hiba

$$\frac{|\Delta a|}{|x|} \leq \frac{\delta a}{|x|} \quad (3.3)$$

Az abszolút hibakorlátok összeg és különbség esetén

$$\delta(a \pm b) \leq \delta a + \delta b, \quad (3.4)$$

a szorzat abszolút hibakorlátja

$$\delta(a \cdot b) \leq |a| \cdot \delta b + |b| \cdot \delta a + \delta a \cdot \delta b, \quad (3.5)$$

és végül az osztás abszolút hibakorlátjára a

$$\delta\left(\frac{a}{b}\right) \leq \frac{|a| \cdot \delta b + |b| \cdot \delta a}{|b|^2 \cdot \left(1 - \frac{\delta b}{|b|}\right)} \quad (3.6)$$

eredményt kapjuk.

Felhasználva a (3.1)-(3.6) egyenleteket az abszolút- és relatív hibák értékei a 6. táblázatban láthatók.

5. táblázat

Az ismert adatok elméleti- és tűrésértékei

Elméleti érték	r_G (mm)	r_A (mm)	r_O (mm)	e (mm)	α (rad)
	1,5875	1,72	1,72	0,2	0,04954
Eltérés (tűrés)	δr_G (mm)	δr_A (mm)	δr_O (mm)	δe (mm)	$\delta \alpha$ (rad)
	$\pm 0,02$	$\pm 0,02$	$\pm 0,01$	$\pm 0,01$	$\pm 0,00015$

6. táblázat
A számított hibaértékek

<i>Elméleti érték</i>	ρ_1 (mm)	ρ_2 (mm)	β (rad)	d (mm)
	0,1325	0,1325	0,715574	0,0529
<i>Abszolút hiba</i>	$\delta\rho_1$ (mm)	$\delta\rho_2$ (mm)	$\delta\beta$ (rad)	δd (mm)
	0,03	0,03	0,04019	0,01025
<i>Relatív hiba</i>	$\frac{\delta\rho_1}{\rho_1}$	$\frac{\delta\rho_2}{\rho_2}$	$\frac{\delta\beta}{\beta}$	$\frac{\delta d}{d}$
	0,2264	0,2264	0,0562	0,19376

A fenti értékek alapján látható hogy az axiális elmozdulás matematikai közelítésének abszolút- és relatív hibája elfogadható. Ez az érték tovább javítható amennyiben szükség van erre, azonban ekkor a törésmezőket csökkenteni kell.

A gyakorlatban meg kell vizsgálni, hogy mekkora az a gyártási pontosság, amit a megmunkálás során el tudunk érni, és ennek függvényében döntünk arról, hogy a közelítés hibája mennyire megbízható.

4. Köszönetnyilvánítás

Köszönetünket fejezzük ki az OTKA TO42657 projekt által nyújtott támogatásért.

5. Irodalom

- [1] Hegedűs, Gy – Dr. Takács, Gy.: *Issues of the orientation of return guide in ballscrews*, MicroCAD 2003, International Scientific Conference 6-7. March 2003, Miskolc, Section K: Machine and structure design, pp.:37-42 (ISBN 963 661 557 8)
- [2] Galántai, A – Jeney, A.: *Numerikus módszerek*, Miskolci Egyetemi Kiadó, 2002.

Golyósorsók beszorulásának elemzése

THE ANALYSIS OF THE STRUCK OF THE BALLSCREW

Pál Albert

Miskolci Egyetem, Szerszámgépek Tanszéke

Abstract

Nowadays the expected requirements of the computer controlled machine tools have increased. Such requirements are accuracy, stiffness, productivity, noisiness, ergonomics, etc. of the machine tools. This requirement system has a strong effect on the slave-drives, as well, which can be found in every machine tools. The ballscrew is one of the important elements of the slave-drives. In view of the single requirements, we have to examine the ballscrew, as well, according to the different kinds of considerations. During the analysis of the ballscrew, I am occupied in the detailed analysing of the deflector of the ball. In the article I am going to show a short summary of the types of the problems till now and the analysis of the possible stuck problem of the ball in the deflector till now as well as the coonsiderations according to the research, the results till now and my further objectives.

1. Bevezetés

Napjainkban a számítógéppel vezérelt szerszámgépekkel szemben támasztott követelmények megnövekedtek. Ilyen követelmény a szerszámgépek pontossága, merevsége, termelékenység, zajossága, ergonómiája, stb. Ezen követelményrendszer erős hatást gyakorol a minden szerszámgépben megtalálható mellékajtásokra is. A mellékajtások egyik fontos eleme a golyósorsó. Az egyes követelmények szemszögéből nézve, különböző szempontok szerint kell megvizsgálnunk a golyósorsót is. A golyósorsó elemzése során, a golyó visszavezető csatornának a részletes elemzésével foglalkozok.

A cikkben egy rövid áttekintést mutatok be az eddigi problémakörök típusairól és bemutatom a visszavezető csatornában lehetséges golyó befeszülési kérdésének az eddigi elemzését, valamint a vizsgálattal kapcsolatos megfontolásokat, eddigi eredményeket és a további célkitűzéseimet.

Egy golyósorsó kitörései [4] nyomán látható az 1. ábrán.



1. ábra
A golyósorsó felépítése

2. A visszavezető csatornák vizsgálata

A vizsgálatokat többféle irányból közelíthetjük meg:

- A pálya optimális görbületének kérdése
- A pálya hosszának optimalizálása
- A golyók befeszülésének problémái (akadás)
- A be és kilépési problémák (kipattanás)
- Kiverődés

2.1 Az eredeti pálya görbületének vizsgálata

A vizsgálatokat egy valóságos golyósorsó visszavezető tagjának az elemzésével kezdtük.

Az eredeti visszavezető pályát is elemeztük dinamikai szempontok alapján. Előállítottuk a pálya kísérő triéderét és a normális irányú gyorsulás vektorainak komponenseit. Ehhez először egy spline-al közelítettük a pályát a [2] alapján. A spline-al közelített térgörbére vonatkozó eredmények a [3] irodalomban találhatók meg.

2.2 Elméleti közelítések a pálya hosszára nézve

A pálya hosszának elemzése során a bonyolult térbeli visszavezető csatornát a síkbeli vetületeivel közelítettük meg. Ezen azt értettük, hogy az orsó tengelyére merőleges síkban és egy erre merőleges síkban szerkesztett síkgörbékkel képeztük a térbeli görbét. A térgörbék és a velük kapcsolatos vizsgálatra most nem térnek ki, ezeket az eredményeket az [5] irodalomban elemeztem ki.

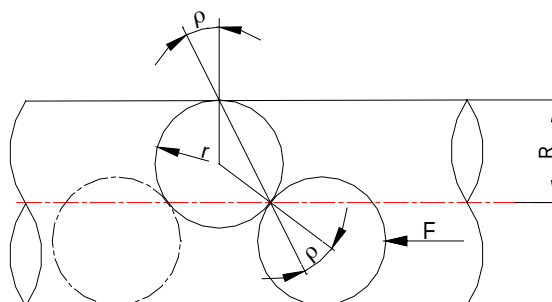
2.3 A golyók befeszülésének problémái

A visszavezető tagban haladó golyók befeszülhetnek, ha egy bizonyos R/r sugár aránynál nagyobb értéket vesznek fel.

Ahol: R – a visszavezető cső sugara

r – a golyók sugara

A problémát első megközelítésben úgy vetjük fel, hogy egy egyenes csőben haladó golyósor milyen esetekben tud beszorulni. A befeszülés határfeltételét az [1] nyomán a 2. ábra szemlélteti:



2. ábra
Befeszülés egyenes cső esetében

Ahol: R – a cső sugara

r – a golyók sugara

ρ – a súrlódási félkúpszög

F – a terhelő erő

A vizsgálataimat szilárd merev test modellek esetén végeztem el.

Az ábrából felírható egyenletek alapján kifejezhető az a maximális cső sugár és golyó sugár aránya amely esetén már befeszülnek a golyók:

$$\left(\frac{R}{r}\right)_{\max} = \frac{\sin 2\rho}{\operatorname{tg} \rho}$$

Ez azt jelenti, hogy ha ettől nagyobb értéket ér el a sugár arány akkor adott ρ esetén biztos, hogy befeszülnek a golyók. Acél –szinterfém párosítás esetén ezek az értékek:

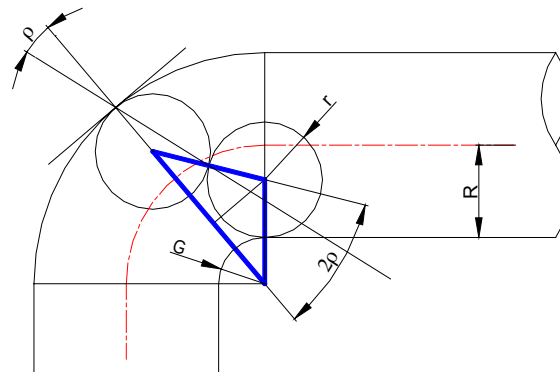
$$\mu \approx 0,16 - 0,22 \Rightarrow \frac{R}{r} = 1,9501 - 1,9076$$

Kent felületek esetében:

$$\mu \approx 0,08 - 0,11 \Rightarrow \frac{R}{r} = 1,9873 - 1,9761$$

Látható, hogy a valóságban ez az eset nagy valószínűséggel nem fog előállni, így az egyenes szakaszok mentén valószínűleg nem fog befeszülni a golyó.

A következő megközelítésben azt vizsgáljuk, hogy mi a helyzet egy meggörbített cső esetében. A probléma megoldásához induljunk ki a 3. ábrából.



3. ábra

Az ívben haladó golyók határesetek

Ahol: r – a golyók sugara

R – a cső sugara

G – az ív belső sugara

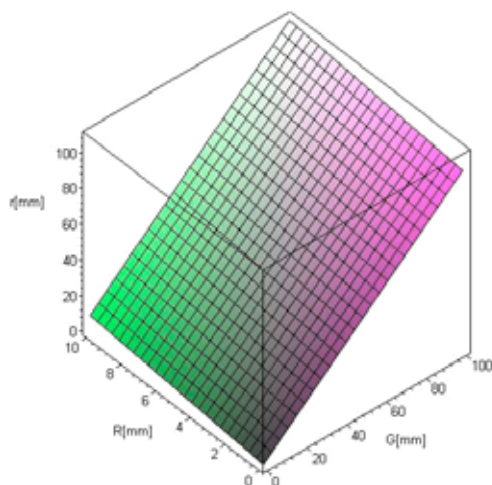
ρ – a súrlódási félkúpszög

A kiemelt háromszögből kiindulva felírható a következő másodfokú egyenlet és megoldása:

$$(G+r)^2 = (2r)^2 + (G+2R-r)^2 - 2(2r)(G+2R-r)\cos 2\rho$$

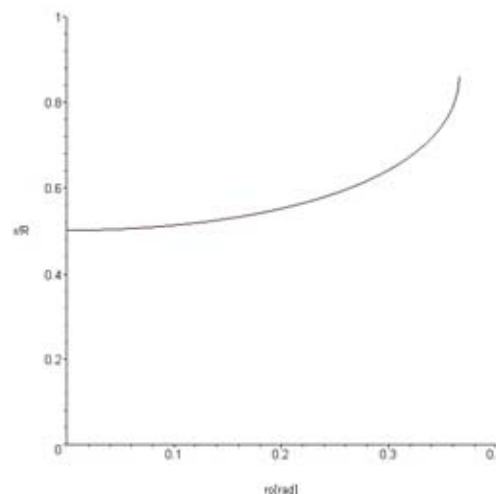
$$r_{1,2} = \frac{R+G+(2R+G)\cos 2\rho \pm \sqrt{[R+G+(2R+G)\cos 2\rho]^2 - 4R(R+G)(1+\cos 2\rho)}}{2(1+\cos 2\rho)}$$

Az r megoldás az R , G és ρ függvényében határozza meg azt a golyó átmérőt, ami a befeszülést okozza az adott G , R és ρ értékeknél.



4. ábra

A golyók befeszülési határ sugarainak függése a G és R sugaraktól, $\mu=0,2$ esetén



5. ábra

Az r/R arány a ρ paraméter függvényében

A 4.ábrán látható egy adott $\mu=0,2$ súrlódási érték mellett a G és R paraméterek függvényében hogyan alakul az (r) golyók sugarának értékei. Az ábrából látható, hogy lineáris kapcsolat van a paraméterek között, mivel a pontok egy síkon helyezkednek el. Az 5.ábrán a r/R arányt fejeztem ki a ρ (súrlódási félkúpszög) függvényében. Látható, hogy ha $\rho = 0$, vagyis nincs súrlódás akkor az r/R arány 0,5-öt ad, ami azt jelenti, hogy pontosan két golyó fér be a cső átmérőjébe. Ahogy növekszik a súrlódási tényező, úgy növekszik az a határ golyó sugár – cső sugár arány is aminél bekövetkezik beszorulás állapota.

A görbe csőre felírt egyenlet általánosítható az egyenes cső esetére is, mert ha a megoldásban szereplő G paramétert, ami az cső görbületének mértékét fejezi ki, végtelennek tekintem akkor visszkapom az egyenes csőre vonatkozó egyenletet:

$$r = \frac{R}{1 + \cos 2\rho}$$

A továbbiakban azt a kérdést is meg akarom vizsgálni, hogy milyen befeszülési problémák lépnek fel akkor, ha az ív külső és belső sugarainak középpontja nem esik egybe. A befeszülési problémát rugalmas testek esetében is meg kell vizsgálni, hiszen ez áll közelebb a valóságos modellhez.

3. Irodalomjegyzék

- [1] KIRÁLY B.: Dinamika. Miskolc, Miskolci egyetemi kiadó, 1998.
- [2] JUHÁSZ I.: Számítógépi geometria és grafika. Miskolc, Miskolci egyetemi kiadó, 1993.
- [3] Dr. PATKÓ GY., PÁL A.: Golyósorsó visszavezető pályái, Doktoranduszok fóruma, 2001. november 06., Miskolci Egyetem
- [4] GAMFIOR, Precision Ball Screws, Catalogue 85.
- [5] Dr. PATKÓ GY., PÁL A.: Golyósorsók dinamikai vizsgálata, Doktoranduszok fóruma, 2002, Miskolci Egyetem

Általános görbére támaszkodó kúpfelület kiterítése a síkban numerikus módszerrel

ON THE DEVELOPING OF GENERAL CONICAL SURFACES

Drd. Popa-Müller Izolda

Sapientia – Erdélyi Magyar Tudományegyetem, Marosvásárhely,
Műszaki és Humán Tudományok Kar, Gépészmérnöki Tanszék

Abstract

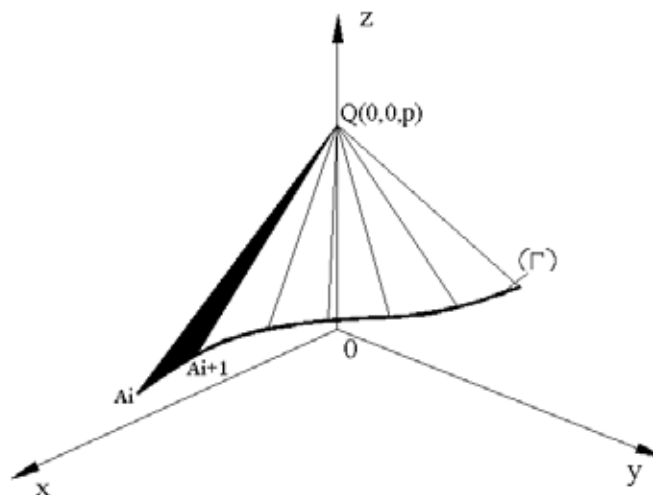
In the technical usage we regularly meet this kind of surfaces, which are very complicated analytical expressions, can be built up with the help of so named numerical approaches. When they are constructed of very thin layer of plates, it is a very hard task to define its real shape or pattern, because even if all conical surfaces are line-surfaces, they can be laid out on a surface, in the practice only the straight circle – cone is laid out.

In this case the only result can be the numerical approach of the cone – shaped surface which after the dismember (division) by analyzing the elements, by spreading them out, is getting the final form.

Bevezetés

A műszaki gyakorlatban egyre gyakrabban találkozhatunk olyan felületekkel, amelyeket igen bonyolult analitikus kifejezések, úgynevezett numerikus közelítések segítségével építhetők fel. Vékony lemezből való megvalósítás esetén nehéz feladat a szabásminta meghatározása, mivel – bár minden kúpfelület vonalfelület, és ezért síkba teríthető, alkalmazott gyakorlati módszereink csupán az egyenes körkúp síkbaterítésére van. Ebben az esetben, elfogadható megoldásként jelentkezik a megadott kúpfelület numerikus kezelése, ami a széttagolásból, a tagok elemzésétől, közelítéséből illetve ezek kiterítéséből, majd a kiterített részek egyesítéséből áll.

Matematikai modell



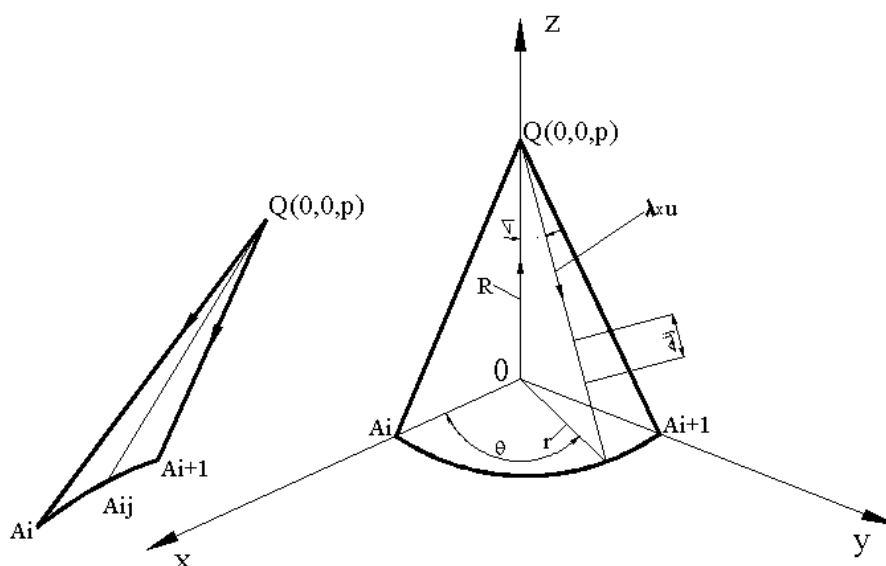
1. ábra

Általános Γ görbére támaszkodó kúpfelület

Tekintsük az 1.sz. ábrán megadott általános kúpfelületet, amelynek a Z csúcsa 0xyz jobbso-drású koordináta rendszer 0z tengelyén található $Q((0,0,p))$, és a (Γ) térgörbére támaszkodik. A (Γ) térgörbét pontokban megadottnak tekintjük, de előfordulhat, hogy analitikus egyenleteit ismerjük.

$$\Gamma(\phi): \begin{cases} x(\phi) = \left[r + 2 \times \phi \times (R - r) / \pi \right] \times \cos \phi \\ y(\phi) = \left[r + 2 \times \phi \times (R - r) / \pi \right] \times \sin \phi \\ z(\phi) = A \times \sin \phi \end{cases}$$

Tegyük fel, hogy a (Γ) görbét véges számú pontjain keresztül értelmezzük, és továbbá azt, hogy adott $\overline{A_i A_{i+1}}$, $i \in 0, \dots, n-1$ görbeszakaszt harmadfokú spline görbével közelítünk. Ebben az esetben tetszőleges számú pont helyzetét határozhatjuk meg az $\overline{A_i A_{i+1}}$ íven, és ezáltal minden ilyen ívre újabb m pontot kapunk. (2.ábra)



2. ábra

Kúppalást, és kúppalást megközelítve egyenes körkúppal

A 2.ábrán levő kúppalást – részt olyan körkúppal közelítjük meg, amelynek az egyszerűsítés kedvéért tengelye egybeesik az általános kúpfelület 0z tengelyével, félszöge σ . Ezeknek a paramétereknek a kiszámítása érdekében felírjuk:

Az alapkör sugarának vektoriális egyenletét: $\bar{r} = \bar{R} + \lambda \times \bar{u}$

$$\bar{u} \text{ generátor irányvektora: } \bar{u} = \begin{bmatrix} \sin \sigma \times \cos \phi \\ \sin \sigma \times \sin \phi \\ -\cos \sigma \end{bmatrix}$$

Az alapkör parametrikus egyenlete:

$$\begin{cases} x = 0 + \lambda \sin \sigma \times \cos \phi \\ y = 0 + \lambda \sin \sigma \times \sin \phi \\ z = p - \lambda \times \cos \sigma \end{cases}$$

A z egyenletéből kifejezzük a λ paramétert és ennek négyzete: $\lambda^2 = (z - p)^2 / \cos^2 \sigma$

A λ értékét visszahelyettesítünk az x és y egyenletekbe amelyeket négyzetreemelve és összeadva megadja az az egyenes körkúp egyenletét:

$$F(x, y, z) = (z - p)^2 \times \tan^2 \sigma - x^2 - y^2 = 0$$

Az általános kúpfelületből kiragadott részleten pontrendszert vesszünk fel.

Felosztjuk az QA_iA_{i1} általános kúppalás szakaszt $n_1 \times n_2$ pontra ($A_{i1}A_{i2} \dots A_{in-1}A_{i1+1}$), mindegyik generátoron felvesszünk még n_2 pontot.

$\overline{u}_{ij}$ generátor irányvektora: $\overline{u}_{ij} = \overline{OA_{ij}} - \overline{OQ} = \begin{bmatrix} x_{ij} \\ y_{ij} \\ z_{ij} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ p \end{bmatrix}$

generátor modulussza: $\|\overline{u}_{ij}\| = \sqrt{x_{ij}^2 + y_{ij}^2 + (z_{ij} - p)^2}$

és egységvektorának: $\overline{e}_{ij} = \overline{u}_{ij} / \|\overline{u}_{ij}\|$

A generátort felosztjuk n_2 pontokra.

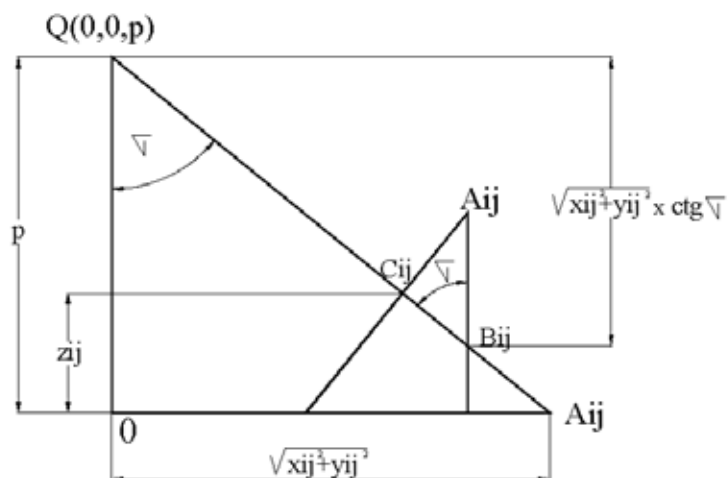
Meghatározzuk a két pont közötti távolságot a generátoron: $\Delta_{ij} = \|\overline{u}_{ij}\| / n_2 - 1$

Az alapkör sugarának vektoriális képlete: $\overline{r}_{ij} = \overline{r}_q + \Delta_{ij} \times \overline{e}_{ij}$

Az optimális félszög meghatározása numerikus módszerrel:

$$\Phi(\sigma) = \sum_{i=1}^{n_1} \left(\sum_{j=1}^{n_2} \left((z_{ij} - p)^2 \times \tan^2 \sigma - x_{ij}^2 - y_{ij}^2 \right) \right)^2 \rightarrow \min$$

$$d\phi(\sigma)/d\sigma = 0$$



3. ábra

A tengely és az A_{ij} pont egy olyan síkot határozz meg (3. ábra) amely tartalmazza a közelítő kúp generátorát. Ha az A_{ij} pontból merőlegest állítunk a generátorra, akkor ez a kúpfelületnek is a normálisa lesz. A kapott C_{ij} pont a helyettesítő kúpfelületen az A_{ij} pontnak megfelel bár nem identikus. A σ félszögű helyettesítő kúpot kiterítvén, a kapott Q középpontú síkfelület- cikket a C_{ij} pontok által meghatározott görbe határozza meg.

Távolságok kiszámítási képletei:

$$A_{ij}B_{ij} = \operatorname{ctg} \sqrt{x_{ij}^2 + y_{ij}^2} - (p - z_{ij})$$

$$B_{ij}C_{ij} = A_{ij}B_{ij} \times \cos \sigma$$

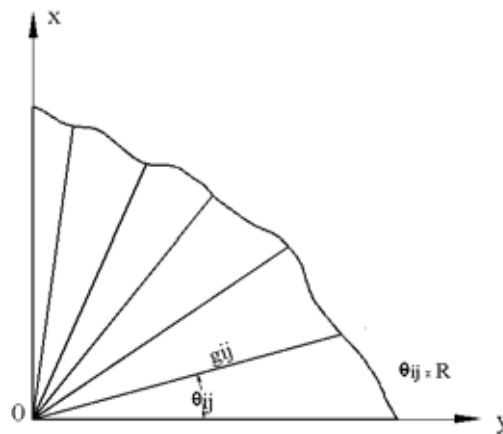
Az A_{ij} pontnak a tengelytől mért távolsága: $d_{ij} = \sqrt{x_{ij}^2 + y_{ij}^2}$

Kúppalást generátorának potjai : $g_{ij} = d_{ij} / \cos \sigma \times \operatorname{ctg} \sigma$

Kiterítési szög értéke a két generátor között: $\phi_{ij} = \operatorname{arctg} y_{ij} / x_{ij}$

A következő kiterítési szög értékeit megkapjuk, ha az előző kiterítési szögeket hozzáadjuk az aktuális kiterítési szög értékéhez.

A kiterítési szögek közötti körív értéke: $\phi_{ij} \times R$



4. ábra

Általános kúpfelület kiterített képe

A fentebb említett algoritmus AutoLisp környezetben lett megvalósítva, mivelhogy a rajzok megvalósítására az Autocad volt használva, mivel könnyen beépíthető a tervezési folyamatba.

Irodalom

- [1] **Hollanda D.**, Bazele aşchierii și generării suprafețelor, Universitatea "Petru Maior" Tîrgu-Mures, 1996.
- [2] **Murgulescu E., șa.**, Geometrie analitică și diferențială, Editura didactică și pedagogică, 1966.
- [3] **Larionescu D.**, Metode numerice, Editura tehnică, București 1989.

Repcéből előállított biodiesel szerepe környezetünk védelmében

THE ROL OF RAPE-MADE BIODIESEL INPROTECTION OF OUR ENVIRONMENT

Révész Erzsébet

Brassai Sámuel Elméleti Líceum, Kolozsvár

Abstract

The fossil energy carriers and the environmental pollution urge the specialists the find alternative for substituting them, searching new types of energy sources.

Undoubtedly, this is a long process, which supposes of this kind of fuels.

This article series intends to overview the most essential alternatives, concerning especially the pollution characteristics.

A manapság általánosan használatos fosszilis üzemanyagok (kőolaj, szén, földgáz) hátránya, hogy égetésükkel felszabadul az évmilliók során elnyelt szén-dioxid és a légkörben így kiváltott üvegházhatás egyre veszélyesebb következményekkel jár.

A szénhidrogén-alapú és más fosszilis energiahordozók azonban drágulnak (fogynak), ezért a megújuló, alternatív energiaforrások fokozott igénybevétele szükséges.

Nyugat-Európában az elmúlt években felfutott az ún. megújuló energiaforrások hasznosítása. Olyannyira, hogy az Európai Unió célként tűzte ki, hogy az energiatermelésen belül az ilyen források részarányát az 1998-as 6 %-ról 2005-ig 12 %-ra kell növelni és ehhez megfelelő támogatási forrásokat is biztosított.

A Közép-és Kelet-Európa, ezen a területen elmaradt a Nyugattól, nehezebben tudja megvásárolni vagy megfelelő színvonalon gyártani a szükséges berendezéseket és elemeiket, a felzárkózást azonban az európai integrációra való tekintettel sem odázhhatja el.

Ezért az Európai Unió csatlakozásra váró országok egyre több területen kezdik el a gyorsnövő-sű növények kifejezetten energetikai célú termesztését.

Európai országok által bioüzemanyag termesztésére használt területek

Ország	Megújuló energiaforrás termesztésére használt területek (mil.ha)		
	Összesen	biodízel	biogáz
Ausztria	0,50	0,20	0,30
Belgium	0,20	0,10	1,10
Németország	3,00	1,50	1,50
Dánia	0,50	0,30	0,20
Spanyolország	2,00	1,00	1,00
Franciaország	3,00	1,50	1,50
Finnország	0,10	0,05	0,05
Nagy-britannia	2,75	1,50	1,25
Görögország	0,15	0,05	0,10
Olaszország	1,00	0,50	0,50
Írország	0,50	0,25	0,25
Luxemburg	0,00	0,00	0,00
Hollandia	0,50	0,30	0,20
Portugália	0,50	0,20	0,30
Svédország	0,30	0,05	0,25
Összesen e-15	15,00	7,50	7,50

Ország	Megújuló energiaforrás termelésére használt területek (mil.ha)		
	Összesen	biodízel	biogáz
Csehország	0,60	0,30	0,30
Estónia	0,40	0,20	0,20
Magyarország	0,80	0,40	0,40
Lengyelország	3,00	1,50	1,50
Szlovénia	0,20	0,10	0,10
Osszesen	5,00	2,50	2,50
Összesen e-20	20,00	10,00	10,00

Főleg a vegyi termékek feldolgozásához szükséges újra termelődő nyersanyagok nyertek egyre nagyobb jelentőséget és elfogadást a források védelme miatt.

Új iparág született az elmúlt 10 évben az USA-ban: a *biodiesel-gyártás*.

A projekt a kilencvenes évek elején indult, de gyökerei sokkal mélyebbre nyúlnak vissza.

Rudolf Diesel 1912-ben a következőket írta:

„A növényi olajok üzemanyagként való felhasználása ma értelmetlen lenne. Idővel azonban éppen olyan jelentőségre tehetnek szert, mint ma a kőolajszármazékok.”

Diesel 1900-ban, a párizsi világkiállításon bemutatott híres motorját azonban még *földimogyoró-olaj* hajtotta (a motort 1895-ben találta fel).

Az elméleti munka néhány év alatt gyakorlati sikre terelődött, megszületett a szabvány is, a bármely növényi zsírból és olajból nyerhető üzemanyag (a zsírok deészterilizálásával – alkohol felhasználásával – állítják elő) a

D 6751 (másik besorolás szerint B 100) azonosítószámot kapta a keresztségben.



Finomítás előtti zsírmolekula



Deészterizált biodiesel

1994-ben átadták az első nyilvános biokutat (a biodieselt benzinkutaknál B20-ként kell keresni). A biodiesel bármelyik diesel autóba tankolható a motor módosítása nélkül.

A biodízel gyártása repcéből Magyarországon 1992-től futott fel. 2001-re a termelési kapacitás elérte az 50 ezer tonnát.

A biodízelnak két formája van. A tisztán metilészterből álló a termelési költségei miatt eladhatatlan.

A zöld üzemanyagának nevezett termékben pedig a hagyományos gázolajhoz kevernek 30 % metilésztert és ezt használják a dízelüzemű motorokban.

Vegyi összetétele hasonló a gázolajhoz, fűtőértéke is megegyezik azzal (kb.20 % jobb mint a benzinné).



A repceolaj és gázolaj kémiai elemek szerinti összehasonlítása

Összetétel	Repceolaj	Gázolaj
	%	
Szén	78,15	87,13
Hidrogén	11,84	12,63
Oxigén	10,01	0,0
Kén	0,0	0,24
Nitrogén	<0,01	0,0

Kiváló a konzisztenciája és mivel nem tartalmaz ként, benzolt, aromás szénhidrogéneket, kevésbé környezetszennyező (a közzétett: amerikai adatok szerint 75-90 %-al kevesebb a károsanyagok kibocsátása egy bioautónak, a német kutatók 24-36 %-ra teszik ezt az értéket).

Az USA Energiaügyi Hivatala szerint jobb az égési mutatói és kisebb a szénmonoxid kibocsátási érték, mint a fosszilis fűtőanyag esetében.

Kevésbé balesetveszélyes, gyulladási pontja 170 C°.

Természetesen az új üzemanyag bármilyen arányban keverhető kőolajszármazékkal, javítja annak tulajdonságait.

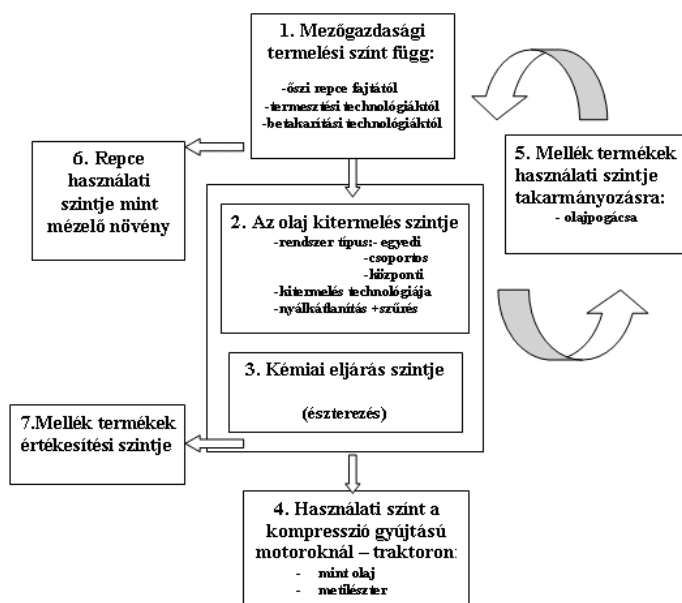
A projektnek olyan támogatói akadtak mint az Amerikai Posta, Philadelphia városa, egyes nemzeti parkok, és nem utolsósorban a NASA. Legfőbb célpont a tengerészet, mivel az USA olajfelhasználásának 10 %-át a hajók és kiszolgálógépeik (pl. generátorok) viszik el.

A RME (repceolaj-metilészter) üzemanyagnak a jövőben egyre nagyobb jelentősége lesz, mivel ez a nyersanyag újra kinő és ezáltal védi a forrásokat.

Az RME megfelel a legmagasabb nemzetközi normáknak és vezető motorelőállítók dízelmotorok üzemeltetésére javasolják.

Az RME-nek a környezettel való összeegyeztethetőségének további szempontja a biológiai lebonthatóság, a környezet-érzékeny területeken való alkalmazási lehetőség és a környezetkimélőnek nevezhető termelési folyamat.

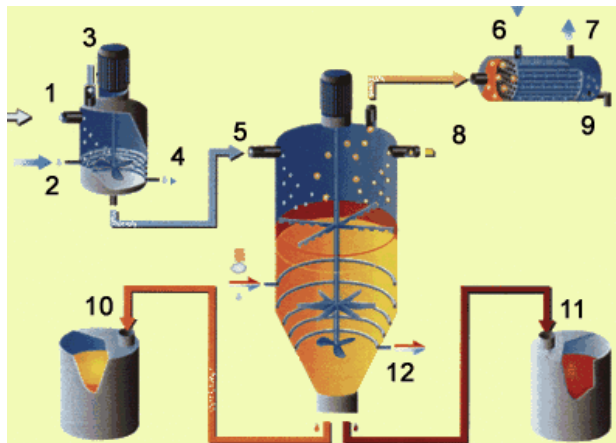
A REPCEOLAJ FELHASZNÁLÁSA ÉS TERMESZTÉSÉBE BEILLESZKEDŐ SZINTEK



Az észterezési berendezésekben a zsírsavakból előtermékek készülnek a mosópor-, a kozmetikai és a gyógyszeripar számára.

Egy berendezésben egyidejűleg technikailag különböző folyamatok zajlanak le.

Az így nyerhető anyagok például metilészter, butilészter, glicerín-monosztearat, valamint triacetin.



BIODIESEL repceből, a környezetnek kedvező alternatíva

- | | |
|---------------------------|-----------------------------------|
| 1. CH_3OH | 7. Hűtővíz |
| 2. Hűtővíz | 8. Növényolaj |
| 3. NaOH/KOH | 9. Metanol CH_3OH |
| 4. Hűtővíz | 10. Biodiesel |
| 5. Katalizátorkeverék | 11. Glicerín |
| 6. Hűtővíz | 12. Hűtővíz |

A repceből készült BIODIESEL a környezetnek megfelelő alternatívát jelent a dízelmotorok számára.

A repcedízel növényi olaj formájában tárolt napenergia, amely egy egyszerű átalakítási lépéssel minden dízel gépjárműben alkalmazható. A motorikus alkalmasságát számos vizsgáló állomás és próbaút igazolta.

Ez az új üzemanyag igazolja a mindennapi gyakorlatban, hogy milyen problémamentesen használható, a számos bemutató során is egész Európában, az Egyesült Államokban és még Ázsiában is.

Már a zsenge repce is „zöld tüdő”-ként hat a szántóföldön minden más élet számára. A növények az atmoszférából elvonják a klímára káros széndioxidot és a napenergia segítségével oxigént bocsátanak ki.

Ez visszatér a környezet levegőjébe. Ennek során 10.000 m² repce 40 ember oxigén-szükségletét fedezi. Összehasonlítva egy erdővel, a kultúrnövény tehát majdnem háromszor annyi levegőt tisztít meg a széndioxidtól.



A mély gyökerezetű repce a földet befedő nagy levéltömegével az augusztustól a következő év júliusáig terjedő hosszú vegetációs ideje alatt enyhíti a talajeróziót és ezáltal is hozzájárul a környezetvédelemhez. A hatalmas gyökérrendszere már a tél előtt a talajból sok nitrogént szív el és ezáltal megakadályozza, hogy a nitrát bekerüljön a talaj- és az ivóvízbe.



A repce intenzív sárga gyönyörű virága nem csak a szemlélő szemének kedves. A repcevirág számos rovar számára nyújt élelmet és életteret.



Az elvirágzást követően is a repceföldön egy sor fejlődési lehetőségük van a rovaroknak és emlősöknek, a levéltömeg védelmének és a kísérő flóra tápláléknak köszönhetően.

A repcedízel jelentősen javítja a kipuffogógáz kibocsátást

Amikor a repcedízel a motort hajtja, csak annyi CO₂ szabadul fel, amennyit a növény előzőleg felvett az atmoszférából. A kipuffogó gáz gyakorlatilag kénmentes, úgyhogy nem okozhat savas esőt. A koromkibocsátás a dízelüzemmel szemben több mint 1/3-dal csökken. Azonban sokkal fontosabb az a megállapítás, hogy a repcedízel kipuffogógáza sokkal kevésbé rákkeltő és mutagén mint a dízelüzemnél.

A repcedízel alternatíva energetikai szempontból is megéri. A repcedízel előállításához az üzemanyag-energiának kb. 1/5-ére van szükség a mezők repcével való beültetéséhez, a repceolaj ki-préseléséhez és az átalakításhoz, valamint az ezek közötti szállításhoz. A napenergia elraktározására vonatkozó energia mérleg így egyértelműen pozitív. A repcedízel nem veszélyezteteti a vizeket, a talajban rövid időn belül teljesen lebomlik. Ha minden gondosság ellenére a repcedízeltől kis mennyiség a környezetbe jutna, a talajból és a vízből nem lesz azonnal veszélyes hulladék, amit el kellene távolítani. A tankolásnál is előnyös a repcedízel. Semleges szagú és nem illannak el mérges gőzök, mint a fosszilis üzemanyagoknál. Magában a tankban sem képződik kellemetlen hab, amely a kút betöltő pisztolyát idő előtt kikapcsolhatja. Még ha a repcedízel nehezen is gyúlékony, természetesen kerülni kell a nyílt lángot tankolás közben

A repcedízel előnyei

- Az energia mérleg pozitív. 72-80% fosszilis energia megtakarítható.
- A klíma mérleg pozitív. 70-83%-kal kevesebb klímát károsító gáz szabadul fel.
- A repcedízel nem mérgező és ezért a talajban gyorsan lebomlik.
- A tankolásnál nem illannak el a gépjármű tankjából mérges gázok.
- A magas gyulladási pont csökkenti a balesetveszélyt.

- A repce dízelnek jó a kenhetőségi határa és a magas cetánszámnak köszönhetően csendes motorfutást tesz lehetővé. A repcedízel ezáltal semmi esetre sem növeli meg a motorkopást.
- A környezet kevésbé szennyeződik a tisztább kipufogógáznak köszönhetően (az összes mérés középértéke):
 - 15%-kal kevesebb CO (szénmonoxidok)
 - 27%-kal kevesebb HC (hidrokarbonok)
 - 22%-kal kevesebb szilárd részecskék emissziója
 - 50%-kal kevesebb korom-
 - 40%-kal kevesebb PAH (rákkeltő poliaromás szénhidrogének), gyakorlatilag kénmentes.
- 10 %-al alacsonyabb energiasűrűség ellenére a fogyasztás térfogatszázalékban csupán átlagban kb. 3%-al nő.

Az EU előírásai szerint 2005-ben az üzemanyagok 5 % bioeredetű lesz, ennek jelentős része a biogáz mellett éppen a biodiesel kell legyen. Ma még kevés benzinkút van, azok is leginkább Németországban. A szénhidrogén tartalékok csökkentésével megnőhet az igény az újratermelő energiára.

Irodalom

- [1] Petru Guş, Nicolae Cordoş, Ioan Mihaiu, Teodor Rusu, Ilarie Ivan: RAPIŢA-Tehnologie de cultivare aliment şi combustibil-Risoprint-Cluj-Napoca-2003
- [2] Universitatea Tehnică Din Cluj-Napoca, Facultatea De Mecanică, Catedra de Autovehicule Rutiere şi Maşini Agricole: AMMA 2002-Conferinţa Naţională cu participare Internaţională-Vol.3,4-Editura U.T.Pres-Cluj-Napoca, 2002
- [3] Sárközi Péter, Seléndy Szabolcs: Szánóföldi és Kertészeti Növénytermesztés, Biogazda 1, 2,-Biokultura Egyesület- 1994.

A konstrukciós tervezési folyamat optimalálása mesterséges intelligencia módszerek alkalmazásával

CONSTRUCTIONAL DESIGN PROCESS OPTIMIZATION WITH ARTIFICIAL INTELLIGENCE METHODS

Rick Tamás

Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem,
Gépszerkezteti Intézet

Abstract

The article describes a new method of design process optimization. The way of description rests upon the SADT and IDEF3 techniques. The first step of process creation is to circumscribe the design fields of a company with the help of neural networks or if the task description makes it possible, to create the crude topology of the design process using the case-based design method. If the case-based method finds a project which corresponds to the environmental conditions in the case base, the whole design topology is adopted and then the parameters are actualized. If the above mentioned method does not work, we perform the fine programming of the parts among the elements of the crude topology with the help of genetic algorithms. Fine programming involves the selection and also the attachment of process elements based on the comparison of their input and output data. This kind of topology is optimized according to resource, cost and time parameter with the help of genetic algorithms. The process created this way is applicable to economic, risk, resource and time estimation of design processes as well as to evaluation and further reoptimization.

Kivonat

A cikk a tervezési folyamatok optimalálásának új módszeréről számol be. A leírási mód az SADT valamint IDEF3 technikán alapszik. A folyamat előállításának első lépésében körülhatároljuk a cég tervezési területeit, eset alapú tervezés módszerét alkalmazva létrehozuk a tervezési folyamat durva topológiáját. Ha az esetalapú tervezés talál a környezeti feltételeknek megfelelő projektet az esetbázisban, úgy annak teljes topológiáját átvesszük, majd annak paramétereit aktualizáljuk. Amennyiben ez nem tehető meg mesterséges neurális háló alkalmazásával létrehozuk a folyamat durva topológiáját, majd azt a genetikai algoritmusok segítségével finomítjuk. A finomprogramozás a folyamatelemek kiválasztásán kívül azok ki és bemeneti adatainak összehasonlításán alapuló összefűzésből áll. Az így létrehozott topológia erőforrás, költség és idő paraméter szerinti optimalálása a genetikai algoritmusok segítségével történik. Az így létrehozott eljárás alkalmas a tervezési folyamat gazdasági, rizikó, erőforrás és időbecslésére, valamint értékelésére, későbbi újra optimalálására.

1. Bevezetés

A tervezés a vállalat jellegzetes információ és innováció forrásának vehető. A tervezés egy dinamikus és komplex folyamat, egyrészt azért, mert az innováció és a kreativitás nem egy előre megadott utat követ, másrészt a folyamatban résztvevő emberek különböző szaktudással, ismerettel és tapasztalattal rendelkeznek, és változó feladataik köre is. Továbbá a tervezők különféle technikákat és eszközöket alkalmaznak a folyamat során, pl.: EDM/PDM rendszerek, Virtual Reality, Digital Mock-Up (DMU), valamint további modern irodai alkalmazásokat anélkül, hogy ezek teljes kapacitását kihasználnák. Így meglehetősen nehéz a legjobb rendszer kiválasztása, és a működéséhez szükséges adatok, információk rendelkezésre bocsátása a megfelelő időben, mennyiségben és minőségben. A nem egyértelmű információáramlás és folyamatlefutás miatt nehéz a projekt haladását lemérni [1], [5], ezért a tervezési folyamat minden lépése nemcsak előre nem látható, de nem is reprodukálható. Ebben a dinamikus környezetben nehéz a projekt célokat, időket költségeket ellenőrizni. A tervezési folyamat alapjaiban különbözik a gyártási- adminisztrációs és controlling folyamatoktól. Ez az alapvető oka annak, hogy az előbb említett területekről nem lehet közvetlenül a már meglévő folyamattervezési eszközöket és módszereket átvenni.

2. A folyamat modellezés elemei és eszközei

A hatékony tervezéshez, amely megköveteli minden folyamat és tevékenység ismeretét, azok ellenőrzését és szabályozását, a tervezőnek szüksége van egy segédeszközre. Ennek a segédeszköznek modelleznie kell a tevékenységek sorozatát minden lehetséges paraméterrel (pl.: idő, költség) együtt, valamint a környezetet és annak változása esetén arra a szükséges beavatkozási lehetőségeket értékelve reagálnia kell.

Az egyértelmű meghatározás érdekében az alábbi definíciókat vezetjük be [2]:

- Egy feladat elvégzésére szolgáló **folyamat** tevékenységek vagy részfolyamatok halmaza. A tevékenységek, időben, költségben határozatlanok. A tevékenységek és részfolyamatok kapcsolata nem merev, és egy részfolyamat része a folyamatnak, de ugyan úgy tevékenységek, vagy részfolyamatok halmaza is lehet.
- A tevékenységeket a **folyamatelemek** írják le. A folyamatelemek önmagukban zártak, és logikai kapcsolatban állnak egymással. A folyamatelemek leírása egy meghatározott struktúra alapján történik, mely lehetővé teszi a számítógépes támogatást.
- Az egyes **munkalépések** a tervezési folyamat részalmazát képezik.
- Egy **projekt** egy vagy több folyamatból, workflowból áll, melyeket rugalmas illetve merev szabályok kapcsolnak össze. A projekt keretein belül definiáljuk a peremfeltételeket, pl.: érintettek, idők, időpontok, erőforrások. A projekt egy adott feladatra vonatkozik, van meghatározott célja, kezdete és vége.

A folyamatok modellezésére, leírására a folyamatelemek szolgálnak, amelyek logikai kapcsolatait szabályok rögzítik. A folyamatok leírására az alábbi technikák állnak rendelkezésre [2]:

- Folyamatábra
- Nyílfolyam ábra
- Multiple Activity diagram
- Folyamatdiagramok.

A legelterjedtebb, szabványosított tevékenységmodellező eljárás az SADT (Structured Analysis and Design Technique) [4], ami a Multiple Activity diagram technikák közé tartozik. Az SADT alapján jött létre az **IDEF0** (International DEFinition language 0). Az IDEF0 a modellkészítés általános grafikus módszerét definiálja. A módszer lehetővé teszi tevékenységek részfolyamatokká történő összefoglalását, melynek segítségével egy folyamat hierarchikus és áttekinthető formában jelenik meg.

Az így létrehozott folyamatelem nem csak a feladatot és annak leírását tartalmazza, hanem az áttekinthetőség, valamint a későbbi számítógépes automatizálás miatt, a lehetséges előző és a következő feladatokat, és kivitelezőiket (folyamatelemeket) is. Ez azért fontos, mert így lehetővé válik a tervezési folyamat topológiájának meghatározása és optimalizálása. Ezen kívül a folyamatelem tartalmazza a feladat elvégzésére szánt időt, az időpontokat, a megvalósítót, valamint a lehetséges felhasználható eszközöket, módszereket is.

Ezek a folyamatelemek nagy mennyiségű tudás tárolására alkalmasak, amelyet a folyamatelem-könyvtárban tárolhatunk. Így lehetőség nyílik egy létrehozott projekt előzetes átfutási idejének, valamint tervezési költség vizsgálatára, amely alapján a felállított topológiák értékelhetők.

Az IDEF0 alapján definiáltuk a folyamatelemeket, mely során, az alábbi 1. ábrán látható grafikus forma jött létre.

Bemenetek	Azonosító			Kimenetek
Kapcsolódási lehetőségek más folyamatelemekkel				Kapcsolódási lehetőségek más folyamatelemekkel
Adatok	Kivitelező	Eszközök, módszerek		Adatok
	Kvalifikáció	Idő, időpontok	Költség	

1. ábra

A folyamatelem szerkezete

A folyamat elem tartalmazhat bizonyos kvalifikációs követelményeket arra nézve, hogy milyen tudással kell rendelkeznie a feladatot végrehajtó dolgozónak, ezt a továbbiakban kvalifikációs profilnak nevezzük [1].

A számítástechnikai támogatás valójában így is megoldható, viszont az egyes alkalmazások közti átjárhatóság biztosítása érdekében IDEF0-ról át kell térni az IDEF3-ra, mely az időket, és időpontokat jobban tudja kezelni. Ezt a szabványos leírási módot kifejezetten az időfüggő dinamikus rendszerek leírására fejlesztették ki [6].

3. A tervezési folyamat optimalizálása

A tervezési folyamat leírása során az alábbi kikötésekkel élünk:

A folyamat vagy egy részfolyamat része, vagy folyamat elemekből épül fel (ez az elrendezésük valamely kombinációját jelenti: párhuzamos, soros, iteratív)

A folyamatok, valamint a részfolyamatok modellezése a tervezési folyamat fázisai alapján, nem pedig a vállalati funkcionális területek alapján történik

A folyamat elemekhez szükséges eszközök, módszerek, valamint a lefutott projektek adatbázisa rendelkezésre áll.

A tervezési folyamat optimalizálásának fő célja az átfutási idő és a költség csökkentése.

I. Az optimalizálás első lépést a tervezési folyamat fázisait felépítő folyamat elemek folyamat elem könyvtárból történő kiválasztása képezi. Ehhez először mesterséges neurális hálót alkalmazva körülhatároljuk az adott vállalat tervezési környezetét, és ennek tükrében kiválasztjuk a tervezési folyamat főbb elemeit. Az így előállított durva topológia finomítására a genetikai algoritmusokat alkalmazva finomprogramozást hajtunk végre, amely a folyamat elemek kiválasztásán kívül azok ki és bemeneti adatainak összehasonlításán alapuló összefüggésből áll. A főbb elemek kiválasztását az eset alapú tervezés módszerét alkalmazva is elvégezhetjük, ahol a lefutott projektek adatbázisából a leghasonlóbbat választjuk ki, majd ezt aktualizáljuk az új tervezési feladatra.

A genetikai algoritmusok előnye, hogy sok megoldás képes generálni, és azt értékelni, hátránya a környezet dinamikus változását követő célfüggvény felállítása képezi.

Mesterséges neurális hálók előnye, hogy a tanítás során figyelembe tudja venni a nagy számú környezeti feltételek változását, míg hátrányát éppen a tanításhoz szükséges sok adat adja.

Az így létrehozott topológia az IDEF0 szintnek felel meg, tehát csak az elvégzendő feladat leírását tartalmazzák a folyamat elemek.

II. A második lépésben a projekt-adatbázisban tárolt lefutott projektek alapján Top-Down módszerrel (folyamat – al-folyamat – folyamat elemek) kiosztásra kerülnek a feladatok elvégzésére szánt idők. Itt természetesen emberi beavatkozás is lehetséges, előre definiált időtartam alapján arányosan osztja ki a rendszer az idő értékeket.

A feladatok „készültségi” fokának előzetes becslése alapján lehetőség nyílik az egyes munkalépések részben történő átlapolására, ezzel is rövidítve a projekt idejét.

Az IDEF3 egyik előnye, hogy az elkészített topológia az idők hozzárendelés után egyszerűen alakítható át egy hálótérvvé, ahol a tervezők, projektmanagerek leellenőrizhetik az elkészült folyamat tervet, és egyben lehetőség nyílik az elkészült folyamat idő szerinti értékelésére.

III. Az optimalizálás utolsó lépésében a folyamat elemek további két paramétere kerül feltöltésre. A folyamat elemek kvalifikációs profiljának megfelelően kiválasztására kerülnek a személyek, csoportok, módszerek, eszközök. Ez lehetővé teszi a költségek egyszerű és azonnali számítását (gépóradíjak, órabérek) és egyben a folyamat értékelését is.

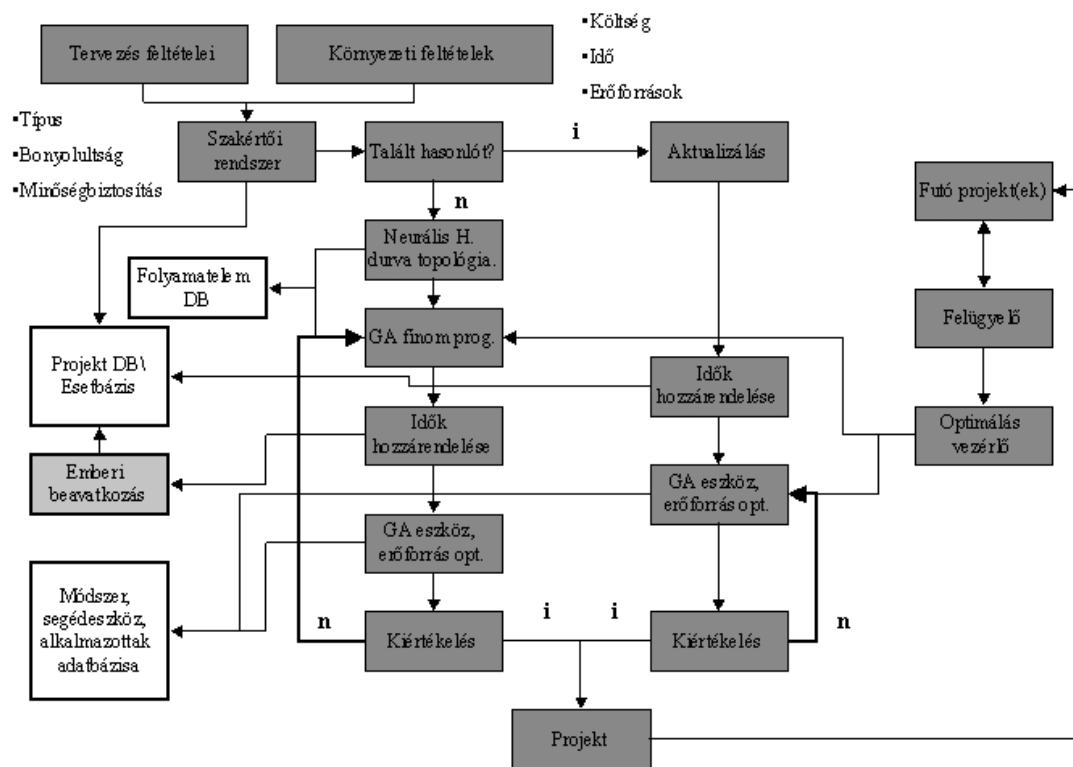
Ha az előállított tervezési folyamat nem felel meg a költség, idő, terhelés célkitűzéseinek természetesen a rendszer ciklikusan tovább keres, míg egy jó megoldást nem talál.

Az így létrehozott rendszer kiegészítve egy folyamatos összehasonlító modullal nem csak a tervezési folyamat létrehozásában, hanem a futó projekt felügyeleti és vezérlő szerveként is használható. A 2. ábra a vázolt koncepció felépítését mutatja.

4. Összefoglalás

A fent leírt módszer alapelemi, az erőforrás-kezelés, a hálótervezési technikák, valamint a felhasznált mesterséges intelligencia módszerek jelenleg csak szeparált formában szerepelnek a tervezési folyamatok előállításának és optimalizálásának területén. A T03247 számú OTKA keretében a fent emlí-

tett területek integrációja a cél, mellyel egy hatékony és gazdaságos tervezési folyamat állítható elő, valamint lehetőséget ad futó projektek felügyeletére és a tervezési környezet dinamikus változásának kezelésére.



2. ábra

A tervezési folyamatokat előállító és felügyelő rendszer blokkvázlata

Irodalom

- [1] Freisleben, D., Schabacker, M.: Wissensbasierte Projektnavigation in der Produktentwicklung, In: Proceedings of the 20th CAD-FEM Users' Meeting 2002, October 9-11, 2002
- [2] Freisleben, D.: Gestaltung und Optimierung von Produktentwicklungsprozessen mit einem wissensbasierten Vorgehensmodell, Buchreihe Integrierte Produktentwicklung, Band 2, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg 2001
- [3] Schabacker, M., Rick, T., Bercsey, T., Vajna, S.: Prozessoptimierung in der Produktentwicklung mit Methoden der Künstlichen Intelligenz, 13. Symposium „Design for X“ Neukirchen, 2002
- [4] Marca, D. A.; McGowan, C. L.: Structured analysis and design technique: SADT, McGraw-Hill, New York 1988
- [5] Vajna, S.; Freisleben, D.; Schabacker, M.: Dynamisches Managen von Prozessen in der Produktentwicklung, In: VDI-Tagungsband Informationsverarbeitung in der Produktentwicklung 2002 - Von CAx zu PLM, CAT Engineering 18.-19.06.2002 Stuttgart Messe
- [6] Kim, C-H., Yim, D-S., Weston, R. H.: An integrated use of IDEF0, IDEF3 and Petri net methods in support of business process modeling, Proceedings of the I MECH E Part E Journal of Process Mechanical Engineering, Vol. 215, 2001

Gépkocsi sebességváltójának automatikus üzemeltetése pneumatikus úton PLC vezérléssel

PLC CONTROLLED AUTOMATIC GEAR SYSTEM WITH PNEUMATIC OPERATION

Dr. Szabó Tibor

Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem,
Gépészmérnöki Kar, Finommechanikai, Optikai Tanszék

Abstract

We aim at to convert a mechanical gear system into an automatic gear system. It uses two button, one for gear-change up, and the other for gear-change down –like in FORMULA 1 cars. During the gear-change operation the driver have to use the clutch.

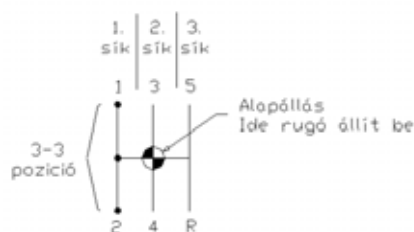
It is controlled by MECMAN MICRO-1 PLC, with the aid of electro-pneumatic valves. Three pneumatic cylinders are used for the throwing into gear. The PLC is programmed with the aid of the ladder-diagram.

A belső égésű motorok bizonyos jellemzőikből adódóan nem alkalmasak az autó közvetlen meghajtására. Ezért a motor és a hajtott kerekek közé mindig be kell építeni egy a motor nyomatékát és fordulatszámát módosító áttételt, vagy áttételrendszert, – vagyis egy sebességváltót. Általánosan igaz az, hogy minél több fokozatú a sebességváltó, annál jobban képes a jármű különböző terhelési viszonyaihoz alkalmazkodni. Mechanikus sebességváltóknál azonban az ideális hajtónyomaték-változtatás csak közelíthető, de nem érhető el.

Az automata váltó ötlete már igen régen megfogalmazódott az ember gondolatában. Elsődleges célja kezdetben természetesen a kényelem, és az egyszerűbb vezethetőség volt, amelyet a mai napig sikeresen teljesít. Megjelenése először az amerikai gépjárműgyártásban figyelhető meg, és az 1940-es évektől szinte szériafelszereltséggé vált az Egyesült Államokban. Az ősi, vitathatatlanul kényelmes konstrukció az egész világon elterjedt, miután kiderült, hogy használata a mechanikus kiviteleknel sokkal egyszerűbb. Azonban ezek a konstrukciók viszonylag bonyolultak és nem minden igényt tudnak kielégíteni (pl. nagyobb az üzemanyag-fogyasztás).

Azt tűztük ki célul, hogy egy meglévő mechanikus szinkronizált 5+1 fokozatú sebességváltót alakítsunk át oly módon, hogy a sebességváltás folyamatát automatizáljuk két gomb beépítésével – amint az a FORMULA-es versenyautókban is használatos. Az egyik gomb a felváltásra, a másik a visszaváltásra szolgál. A sebességváltás folyamata alatt a vezetőnek a tengelykapcsolót használnia kell. Nem volt célunk sorozatgyártásra alkalmas konstrukció kialakítása.

A váltó kapcsolását pneumatikus munkahengerekkel oldottuk meg. A munkahengereket a váltóhoz közel a váltóházon helyezük el. A H-kapcsolású váltón a munkahengereknek a síkok közötti váltást (1–2–3) illetve a fokozatba és üresbe való kapcsolást kell megvalósítaniuk.



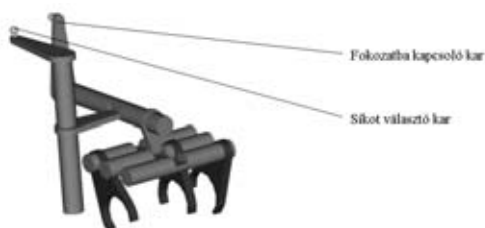
1. ábra

Váltókar pozíciók

A 1. ábrán a háromsíkú váltó kapcsolását láthatjuk (a vezető szemszögéből nézve). Az 1-es fokozat kapcsolásához ki kell mozdítanunk a váltókart az 1. síkba, majd előre kell tolnunk a kart. A 2-

es fokozat kapcsolásához nem kell síkot váltani csak a fokozatba kapcsoló kart kell a vásik vég helyzetbe tenni. A többi fokozatok kapcsolása is hasonlóképpen zajlik.

A váltókar mechanikusan (két rúddal) kapcsolódik a váltóhoz, amin két kar található, egyik a síkokat, másik pedig a fokozatot kapcsolja az egyes fogáskerékpárokon.



2. ábra

Kapcsolókarok elrendezése

A síkot választó kar elmozdításával a fokozatba kapcsoló kar a tengelye mentén elmozdul. Ezzel kiválaszt egy tolórudat, majd a fokozatba kapcsoló kar elforgatásával az előzőleg kiválasztott tolórúd is elmozdul, és a kapcsolóvilla segítségével kapcsolja a kiválasztott fokozatot. Működést a 2. ábra szemlélteti.

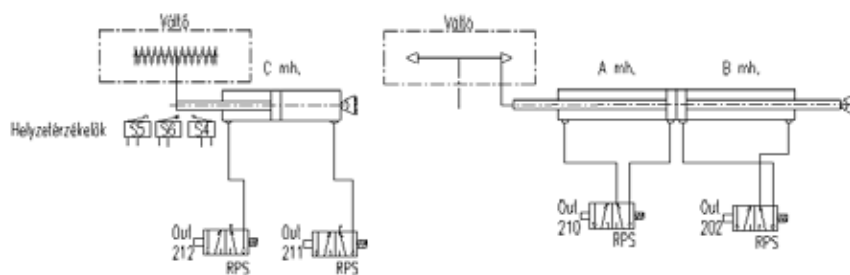
A váltón lévő két karnak három-három állása van, így munkahengereinknek is három fix pontot kell lekövetniük. Mivel azt a kart, amely a síkokat váltja, rúgó állítja középre (ez a rúgó állítja alapállásba a váltókart, ha üresbe váltunk) azt tehetjük, hogy egy kettősműködésű munkahengert építünk be úgy, hogy a löketét a kar két szélső helyzete határozza meg. Nyomás alá helyezve az egyik illetve a másik munkahenger kamrát, a munkahengert a két szélső helyzetébe állíthatjuk. Ha leszellőztetjük, a rúgó középre állítja a munkahengert, azaz üresbe teszi a váltót.

A fokozatba kapcsoló kart már nem lehet az előzőleg bemutatott konstrukcióval megoldani, mivel ez a kar nem rugós visszaállítású. A megoldás, hogy két munkahengert építünk össze a talpuknál fogva. Ekkor háromállású munkahengert kapunk.

A pneumatikus munkahengerek pozíciójának érzékelését elektromos mikrokapcsolókkal oldottuk meg.

A pneumatikus kapcsolást a 3. ábra tartalmazza. A „C” munkahenger szolgál a síkot választó kar működtetésére, az „A” és „B” munkahengerekkel történik a fokozatok kapcsolása.

A hengerek működtetésére monostabil, 5/2-es elektropneumatikus szelepeket választottunk.

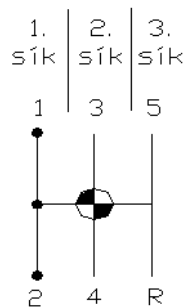


3. ábra

Pneumatikus kapcsolás

A PLC választás során a tanszéken rendelkezésre álló eszközök közül a Micro-1-re esett a választás. A Micro-1 16 bemenetet, és 12 kimenetet tud kezelni, ami elegendő a feladatunk megoldásához. Programozása létradiagram (áramúterv) segítségével történik.

A programozás megkezdése előtt készítettünk egy táblázatot, ami a munkahengerek állapotát mutatja az egyes fokozatokban. A memóriák (merkek) közül mindig csak egy lesz aktív, ami megfelel a legutóbb kapcsolt, – éppen működő – sebességfokozatnak, azaz minden egyes sebességfokozathoz egy és csakis egy memória tartozik.



Fokozat	3-as	R
A mh. helyzete	+	-
B mh. helyzete	+	-
C mh. helyzete	0	-
Memória száma	403	400

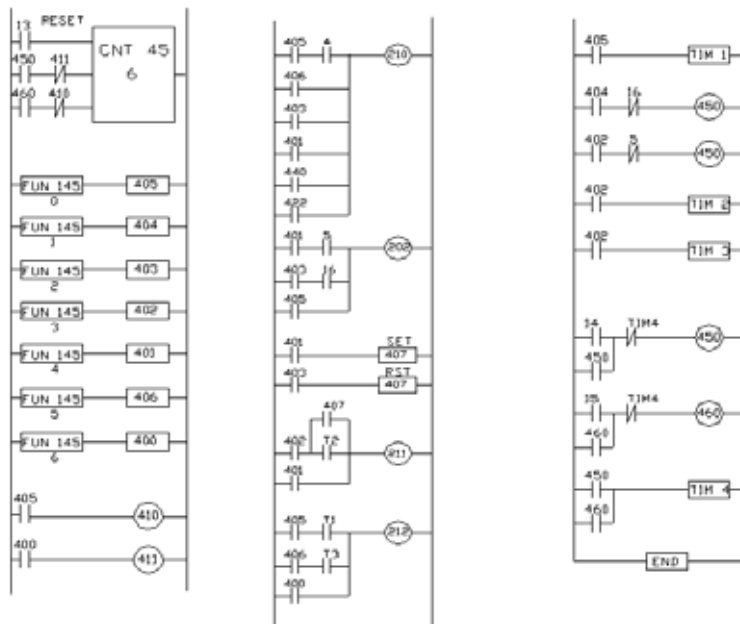
1-es	4-es	N üres
+	-	-/+
+	-	+/-
+	0	0
401	404	406

2-es	5-ös
-	+
-	+
+	-
402	405

A programozás megkönnyítése érdekében elhelyeztünk három helyzetérzékelőt a síkot választó kar két szélső és középső pozíciójánál. Ezeknek a kapcsolóknak az a feladata, hogy csak akkor engedjék meg a fokozatba kapcsolást az „A” és „B” munkahengernek mikor azok már a megfelelő síkban helyezkednek el. A fokozatba kapcsolás megtörténtét nem detektáltuk, időzítőt használtunk.

A váltó működtetése két nyomógommbal (14 és 15) történik, amely egy differenciálszámlátót (CNT 45) léptet 0–6-ig, melynek aktuális értékéhez van hozzárendelve a kapcsolt fokozat.

A program létradiagramja a 4. ábrán található.



4. ábra
A program

Mechatronikai modell-berendezés sokszög- és fogazott felületek NC pályavezérlésének vizsgálatához

A MECHATRONICS MODELL-EQUIPMENT
TO CONSIDERATION OF CNC BY FORM POLYGON
AND TOOTHED SURFACES

Dr. Szabó Ottó C.Sc., Ph.D.

Miskolci Egyetem

Abstract

In conventional production they are carried out by rigid kinematic connections (e.g. copying). The author calls attention to results which can be achieved by electronic kinematic chains. In order to investigate the theoretical results he designed and built a polygon drawing machine with numerical control (NC). With the help of this machine epicycloids and hypocycloids can be drawn. This equipment can also perform NC controlled cutting.

During the relative motion of the tool and workpiece in a system of coordinates fixed to the workpiece, a point of the tool describes a field curve (plane curve for NC polygon drawing machine). The tool edge wipes the surface, the tool surface envelopes a surface. The relative path of some point of the tool (e.g. centre point) on the NC machine is fixed by a program. On NC machines composed of electronically connected kinematic chains thread surfaces (NC lathes, etc.) can be created by the generating method: worms, worm-wheels, spline shafts, gearings.

1. Bevezetés

A gépekben, műszerekben nagy számban találhatók különféle alakos felületű alkatrészek, mint például: fogaskerek, menetes és bordás alkatrészek, csigák és csigakerek, poligon-profilú alkatrészek, vezértárcsák, stb.

Általános elvként megállapítható, hogy az előgyártmány, a forgácsolt illetve, köszörült felületek mindig ún. translációs felületek, amelyek úgy jönnek létre, hogy a szerszám aktív alakító felületei vagy forgácsoló élei, mint generátor mozognak a térbeli szerszámpályán, mint direktrix mentén. Az előző alakképzési elv, alakképzési mechanizmus alapján formázó, profilozó, burkoló metszésekkel dolgozó lefejtő és általános alakgeneráló eljárásokat különböztetünk meg.

A számítástechnika, a mechatronika és a számjegyvezérlésű (NC, CNC) eszközök fejlődése az alakos felületek előállítására területén sok újat hozott, további új megoldások várhatók.

2. Alakképzés merev és elektronikus kinematikai láncokkal

A hagyományos lefejtő eljárás vagy kinematikai alakképzés elvén dolgozó megmunkálógépek merev kinematikai kényszerekkel valósítják meg a különféle alakos felületeket. Ezek a gépek alakképzés szempontjából merev programú gépeknek tekinthetők. Például a hagyományos, forgácsoló késsel végzett menetesztergálásnál a merev kinematikai kényszert fogaskerék kapcsolatok, menetes orsó (vezérorsó) és menetes anya, ágyvezeték és szán együttesen adják. Ilyenek a hagyományos fogazó gépek is.

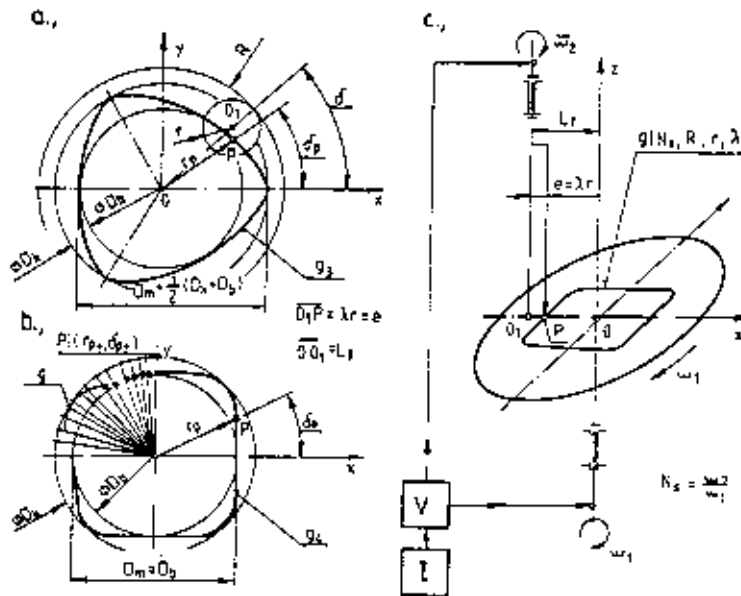
A korszerű gépszerkezetekben nő a nyomtatékátvivő poligonkötések alkalmazási részaránya. A poligonprofilú kötések a hagyományos tengely-ágy kötésekhez (ék, retesz, bordás, stb.) képest műszakilag és gazdaságilag is előnyösebbek, amit a Miskolci Egyetemen folytatott kutató-fejlesztő munka eredményei is bizonyítanak.

A gyakorlatban alkalmazott poligonfelületek többségének normál metszete nyújtott hipocikloisok (nyújtási tényező $\lambda < 1$) vagy annak származékai. Az 1. ábra jelöléseivel hipocikloisok (hipotrochoidok) paraméteres egyenlete:

$$\left. \begin{aligned} x &= x(\delta) = L_t \cdot \cos \delta + e \cdot \cos C_2 \delta \\ y &= y(\delta) = L_t \cdot \sin \delta + e \cdot \sin C_2 \delta \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

ahol

$$L_t = R - r; \quad e = r \quad \text{és} \quad C_2 = \frac{R - r}{-r}.$$



1. ábra

*Hipociklois alakú poligonprofilok
és általános síkgörbék leképezésének modellje*

A nyomatékátvívó poligonkötésekben domború vagy „lapközépen” közel egyenes görbékkel kialakított hipocikloisok alkalmazása célszerű.

A geometriai és kinematikai viszonyokból felírható a következő egyenlet.

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{R}{r} = \omega_1 N_s; \quad N_s = \frac{R}{r} = \text{entier} \frac{\omega_2}{\omega_1} \quad (2)$$

ahol: ω_1 – az R sugarú alapkör-, ω_2 – az r sugarú gördülőkör szögsebessége; $N_s = 1, 2, 3, 4, \dots$, a hipociklois oldalak száma (azonos irányú szögsebességek). Ellentétes forgásirányok mellett epicikloisokat kapunk.

A (2) összefüggést kielégítő, két forgómozgás szuperpozícióján alapuló kinematikai leképző rendszer (1.c. ábra) különféle hipo- és epicikloisok, körök, egyenesek (*Cardano*-féle feladat), ellipszisek, Pascal- csigák, cardioidok leképezését biztosítja (V- pl.: fogaskerekes hajtómű). A *Cardano*-féle egyenes előállítás ellenőrzést is biztosítja.

Könnyen belátható, ha tetszőleges g síkgörbén vezetjük a P pontot, akkor (2) összefüggések általában nem érvényesek, s az elv megfordításával általános síkgörbék képzéséhez jutunk. Tehát, ha 1 és 2 jelű kinematikai láncok merev, mechanikus (fogaskerekes, stb.) kapcsolatát megszüntetjük és helyettük két darab irányított (vezérelt vagy szabályozott) pozicionáló hajtást alkalmazunk, és azokat 1 elektronikus irányító rendszeren (CNC) keresztül úgy kapcsoljuk össze, hogy az előírt pályagörbe szerinti kinematikai kapcsolat mindig meglegyen, akkor a tetszőleges g síkgörbe leképezése biztosított. A mechanikus kinematikai kapcsolatot elektronikus kinematikai kapcsolat helyettesíti, amit számjegyvezérlésű berendezéssel valósítunk meg. Ennek legfontosabb előnyei: tetszőleges pályagörbék programozhatók és állíthatók elő, a programozás gyorsan és rugalmasan hajtható végre.

3. Számjegyvezérléssel megoldott hipociklois és epiciklois képzés, poligon rajzológép

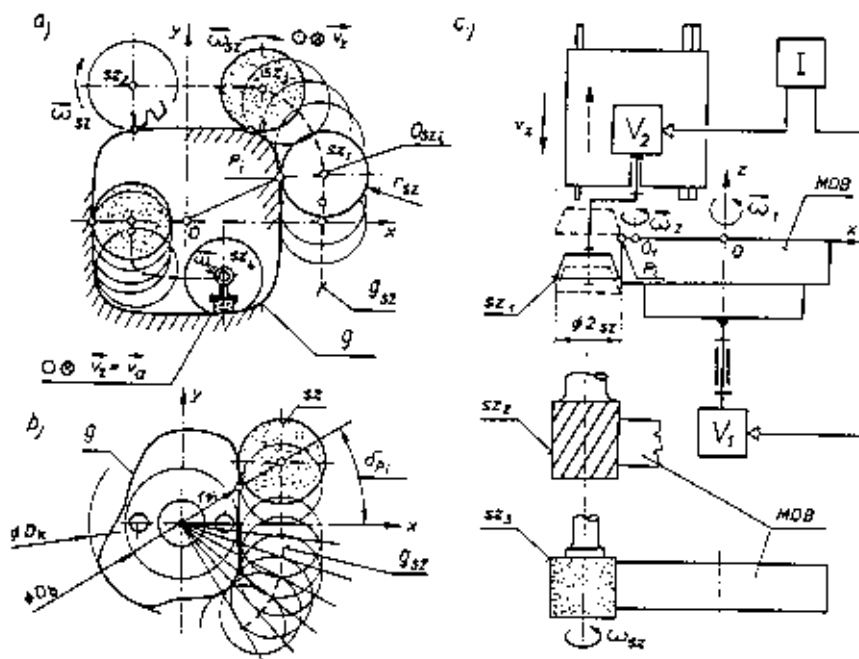
Az előzők alapján a forgácsoló gépek néhány jellegzetes típusára kidolgoztuk az elektronikus kinematikai lánc alkalmazását tartalmazó alpmegoldásokat. A megoldás ellenőrzésére olyan működő modellberendezést építettünk, amely mint poligon-görbe rajzológép működik. A gép felépítését 1.c. ábra szemlélteti. A számjegyvezérlésű poligon-görbe rajzológép végrehajtó szervei nyílt hatásláncban vezérelt léptetőmotorok, irányítóberendezése integrált áramkörből áll. A pályaképzését (2) összefüggés szerint működő vezérlés és végrehajtó-rendszer biztosítja. Különleges pályaképzési feladat esetén külső adatbevitel (pl. számítógépről) lehetséges. Ilyen feladat például vezértárcsák gyártásánál adódik.

A fenti modell-berendezésen megvalósuló pályaképzési elv (elektronikus kinematikai kapcsolatok) különféle számjegyvezérlésű (CNC) poligon felület megmunkáló gépeken (eszterga, köszörűgép, stb.) közvetlenül megvalósítható.

4. Fogazott felületek számjegyvezérlésű megmunkálásának alapelve

Elektronikus kapcsolatú kinematikai láncokból felépített számjegyvezérlésű szerszámgépeken menetes felületek (NC esztergák, stb.), - lefejtő eljárással: csigák, csigakerekek, bordás tengelyek, fogazatok állíthatók elő. Általánosan alkalmazott menet-, evolvens fogazat, stb. megmunkálási feladatoknál az NC vagy CNC irányító- és a pozicionáló rendszerek úgy működnek, hogy az alapmozgások (2) típusú összefüggéseket kielégítik.

A 2. ábra néhány jellegzetes, lefejtő eljárással működő számjegyvezérlésű fogaskerék-megmunkálást mutat (a – fogmarás és metszőkerekes foggyalulás; b – foggyalulás fésűs késsel és fogköszörülés; V – pozicionáló rendszer; I – NC vagy CNC irányítóberendezés). Itt is program szerint változtatott elektronikus kinematikai kapcsolat különféle alakkorrekciókat biztosít.



2. ábra

Számjegyvezérlésű, lefejtő eljárással működő fogaskerék megmunkológépek alpmegoldásainak elvi vázlatai

5. Következtetések, összefoglalás

A mechatronika és számítástechnika új lehetőségeket teremt a szerszámgépépítés és annak részfeladatainak modellezésében és megvalósításában. Munkadarab és szerszámmozgások, kinematikai kapcsolatok, pályagörbék, burkoló görbék (felületek) képzése, szerszámütközések, stb. vizsgálata válik lehetségessé.

Két forgómozgás, illetve további egyenesvonalú és forgómozgások, polárkoordináta rendszerű gépelrendezés további szerszámgép-variánsok, többtengelyű megmunkálások alapját képezik. Ezek segítségével különféle alakos felületek (pl. poligon-, menet-, csiga- fogazott felületek) megmunkálása modellezhető, ami a géptervező és a technológus munkáját segítik.

A kutatómunkát OTKA T030668. sz. támogatása tette lehetővé.

Irodalom

- [1] Weck, Manfred: Werkzeugmaschinen – Fertigungssysteme Band 1-2. VDI Verlag Düsseldorf, 1991.
- [2] Fortuna-Werke Maschinenfabrik AG: Wissenwertes über Polygon. Stuttgart-Bad Cannstatt, é.n. 87p + Anhang 20p. Nr: 854 1069 (300E).
- [3] Szabó Ottó: Generation and Production of Form (Polygon) Surfaces by Means of Two Rotary Motions. 8th International Machine Design and Production Conference. Proceedings. Ankara, 9-11. September, 1998. pp.485-494. ISBN 975-429-123-3/1.
- [4] Szabó Ottó: Optimisation of Technology and „Quasi Honing” of Polygon Bores. Journal of Materials Processing and Technology. 119 (2001). ELSEVIER. pp.117-121.

Dörzsköszörülés anyagleválasztási és kopási folyamatai

PROCESS OF MATERIAL REMOVAL AND WEAR BY HONING

Dr. Szabó Ottó

Miskolci Egyetem

Abstract

The material removal and tool wear processes of honing are determined by a great number of factors as regards the tool, the workpiece and the technological parameters.

One way to describe the material removal process is to try to find a relation between the input and output parameters by treating the process as a black box and in accurate knowledge of the input and output parameters or by measuring them as the need arises, a functional relation is searched for.

The paper presents an empirical model. In addition to the theoretical background [1], it is an important achievement that such a solution is useful for industrial users and that it provides a prompt result with adequate data collection by means of personal computers.

The method developed is suitable for the description of various grinding processes.

1. Az anyagleválasztási folyamat meghatározása

Az abrazív megmunkálások (köszörülés, dörzsköszörülés-, stb.) elméleti törvényszerűségei ma már tisztázottak, de a folyamat leírása számos nehézségbe ütközik. Ennek oka a folyamat összetettsége és sztochasztikussága, a szerszám bonyolult geometriai felülete, a forgácsolóképeségének változása és a végső eredményt befolyásoló tényezők nagy száma. Az előzőek miatt modellezésük is nehéz. A jellemző technológiai mennyiségek mérése is nagyobb felkészültséget, pontosságot és különleges eszközöket igényel, amelyek üzemi körülmények között nem mindig állnak rendelkezésre [1], [2].

A vizsgálat célja olyan empirikus összefüggések felállítása, amelyek a munkadarabról leválasztható ráhagyás, szerszámkopás, elérhető érdesség, stb. meghatározását lehetővé teszik.

A leírás módszere üzemi körülmények között kivitelezhető kísérletekre épül. Ennek lényege: meghatározott technológiai feltételek mellett megmunkálások végzése, és e közben történik a munkadarab (szerszám) méretváltozásának mérése a megmunkálási idő függvényében. Közben célszerű az érdességi mutatók mérését is elvégezni. Elegendő számú (5-7) kísérlet után a mért értékek átlagából a megmunkálási idő függvényében az anyagleválasztásra, a szerszámkopásra, az érdességi jellemzők (R_a , R_{max} , R_z , t_p , stb.) változására diagramok állíthatók össze. Ilyen diagramok alapján már a technológus adott ráhagyás leválasztásához, vagy adott érdesség eléréséhez szükséges megmunkálási időt meg tudja határozni [3].

A megmunkálási idő függvényében kapott diagramokat „helyettesítő” empirikus függvények határozhatók meg, illetve a függvényekben szereplő állandók kiszámítása történik meg.

Az anyagleválasztás, a szerszámkopás és a felületérdességi jellemzők értékeire más tényezőkön (szerszám és technológiai adatok, munkadarab anyaga, stb.) kívül jelentős mértékben befolyással vannak a munkadarab és a szerszám méretei.

Nyilvánvaló, hogy a nagyobb forgácsolófelületű szerszámmal – azonos technológiai feltételek mellett – nagyobb anyagleválasztás érhető el, mint a kisebb forgácsolófelületű szerszámmal.

Az összehasonlíthatóság érdekében célszerű a munkadarab és a szerszámméretnek befolyásának kiküszöbölése.

Meghatározott technológiai feltételek mellett, t ideig végezve a megmunkálást a megmunkálható alkatrész felületéről $a = a_{real} = a(t)$ vastagságú réteget választ le a szerszám, közben a szerszámról $a_s = a_s(t)$ vastagságú réteg kopik le.

A szerszám méreteinek befolyása kiküszöbölhető, ha a t idő alatt a munkadarabról leválasztott V_m (mm³) anyagmennyiség a szerszám aktív (forgácsoló) részének felületegységére (1 mm²) vonatkoztatva kerül meghatározásra, azaz

$$V'_m = \frac{V_m}{A_s} = \frac{A_m}{A_s} \cdot a = K_r \cdot a_{real} = a_r \quad (1)$$

ahol V_m - leválasztott anyagterfogat (mm^3), A_s - a szerszám forgácsoló felülete (mm^2), A_m - a megmunkált felület (mm^2), $a = a_{\text{real}}$ - a ténylegesen leválasztott ráhagyás (egy oldalra számolva).

A V'_m - a leválasztott fajlagos anyagterfogat, amelynek mértékegysége $\text{mm}^3/\text{mm}^2 = \text{mm}$. Ez a mennyiség a munkadarabon valóságban nem mérhető a_r nagyságú, képzetes hosszúság. A mérhető $\underline{a} = a_{\text{real}}$ érték és V'_m között a K_r tényező biztosít kapcsolatot.

Hasonlóan a szerszámkopás vizsgálatánál a szerszám forgácsoló részének egységnyi felületére történik a számítás, azaz

$$V'_s = \frac{V_s}{A} = \frac{A_s \cdot h_s}{A_s} = h_s \quad (2)$$

A $V'_s = h_s$ fajlagos térfogati szerszámkopás, amelynek mértékegysége: $\text{mm}^3/\text{mm}^2 = \text{mm}$, vagy μm .

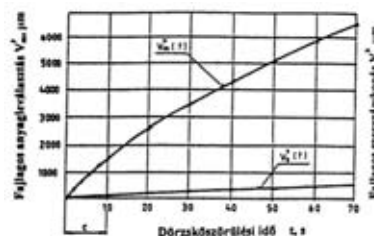
2. Anyagleválasztás és szerszámkopás empirikus összefüggései

A kísérleti megmunkálások és mérések alapján felvett anyagleválasztási és szerszámkopási diagramok azt mutatják, hogy a különböző matematikai formulák közül a leválasztott fajlagos anyagterfogat időbeli lefolyását a következő alakú matematikai összefüggés írja le [1]:

$$V'_m = V'_m(t) = V'_{m1}(t) + V'_{m2}(t) + V'_{m3} \quad (3)$$

ahol $V'_{m1}(t)$ tag az idő lineáris függvénye, $V'_{m2}(t)$ tag az idő nemlineáris függvénye, V'_{m3} tag időtől független állandó.

A dörzsköszörülési idő függvényében a V'_m leválasztott fajlagos anyagterfogat és a V'_s fajlagos térfogati szerszámkopás alakulását az 1. ábra mutatja.



1. ábra

A dörzsköszörülési idő függvényében a leválasztott fajlagos anyagterfogat és a fajlagos térfogati szerszámkopás [1]

A diagramok alapján a valós folyamatot legjobban leíró empirikus függvény nem lineáris részét exponenciális függvénnyel megadva kapjuk:

$$V_m^{\circ} = V_m^{\circ}(t) = q_1 \cdot t + b_1 \cdot \frac{1}{1 - \exp(-2)} \left[\exp\left(-\frac{c}{t + 0,5c}\right) - \exp(-2) \right] \quad (4)$$

A numerikus állandókat kiszámítva és behelyettesítve:

$$V_m^{\circ} = V_m^{\circ}(t) = q_1 \cdot t + b_1 [1,156 \cdot \exp\left(-\frac{c}{t + 0,5c}\right) - 0,16], \frac{\text{mm}^3}{\text{mm}^2} \quad (5)$$

ahol q_1 - lineáris anyagleválasztási sebesség (mm/min , vagy $\mu\text{m}/\text{s}$), b_1 - nem lineáris anyagleválasztási tényező (mm vagy μm), c - leválasztott fajlagos anyagterfogat összefüggés görbületi együtthatója.

A tényleges leválasztott rétegvastagság (a munkadarabon ez mérhető, egy oldalra számítva):

$$a_{real.} = a = a(t) = V_m' \cdot \frac{A_s}{A_m} \quad (6)$$

Hasonló összefüggés érvényes a fajlagos térfogati szerszámkopás időbeli lefolyására is, azaz

$$V_s^{\odot} = V_s^{\odot}(t) = h_s = h_s(t) = q_{s1} \cdot t + b_{s1} [1,156 \cdot \exp(-\frac{c}{t+0,5c}) - 0,16], \quad \frac{\text{mm}^3}{\text{mm}^2} \quad (7)$$

ahol q_{s1} - lineáris szerszámkopási sebesség (mm/min, vagy $\mu\text{m}/\text{min}$), b_{s1} - nem lineáris szerszámkopási tényező (mm vagy μm), c - fajlagos térfogati szerszámkopási összefüggés görbüeti együtthatója.

A q_{s1} , b_{s1} és c értékei ugyancsak az 1. ábra és [2] segítségével határozhatók meg. Azonos szerszám és azonos technológiai feltételek mellett az anyagleválasztási és szerszámkopási görbéknél a c értéke megegyezik.

Az anyagleválasztás lineáris függvény-összetevője:

$$V_{m1}'(t) = q_1 \cdot t = q_{ma} \cdot t \cdot \prod_{i=1}^m K_{mi} \quad (8)$$

ahol: q_{ma} - anyagleválasztási sebesség alapértékét (mm/min, vagy $\mu\text{m}/\text{min}$), K_{m1} - anyag megmunkálhatóságát, K_{m2} - p szerszámnyomás hatását, K_{m3} - v_t tangenciális sebességet, K_{m4} - v_a/v_t axiális és tangenciális sebesség viszonyt, K_{m5} - szemcseanyagot, K_{m6} - szemcseanyag jellemző frakcióméretét, K_{m7} - kötőanyag keménységet, K_{m8} - szerszám tömörségét, vagy koncentrációját, K_{m9} - hűtő-kenő folyadék forgácsolást intenzifikáló hatását, K_{m10} - egyéb körülményeket figyelembe vevő tényező hatását, figyelembe vevő tényezők.

Az anyagleválasztási sebesség alapértéke és az egyes módosító tényezők forgácsolási kísérletekkel határozhatók meg.

3. Összefoglalás, következtetések

A dörzsköszörülés (honolás) anyagleválasztási és szerszámkopási folyamatát a szerszám, a munkadarab és a technológiai paraméterek oldaláról sok változó határozza meg.

Az anyagleválasztási folyamat egyik leírási módja az, amikor a be- és a kimenő jellemzők között úgy keressük a kapcsolatot, hogy a folyamatot fekete dobozként (*black box*) kezeljük, és a be- és a kimenő-tényezőket pontosan ismerve - szükség szerint mérve - keressük a függvénykapcsolatokat.

A tanulmányban egy empirikus modellt adtunk meg. Az elméleti háttér [2] mellett fontos eredmény az, hogy az ilyen megoldás ipari alkalmazóknak is hasznos, illetve a személyi számítógépek révén megfelelő adatgyűjtés esetén gyors megoldást ad.

A kidolgozott módszer különféle köszörülő eljárások leírására is alkalmas.

A kísérleti vizsgálatokat OTKA T019604 támogatással végeztük.

Irodalom

- [1] König, W.: Fertigungsverfahren. Schleifen, Honen, Läppen. Band 3. VDI Verlag, Düsseldorf, 1990.
- [2] Szabó O.: Felületek finommegmunkálása szuperkemény szemcsészetű, rugalmas szerszámokkal. Kandidátusi értekezés. Miskolc, 1991-92. 146 p.+ mellékletek: 108 p. Értekezés védése: Budapest, TMB-MTA, 1993. március 29.
- [3] Szabó O.: Import kiváltó dörzsköszörű hűtő-kenő folyadékok forgácsolástechnológiai minősítése komplex mérőrend-szerrel. IV. Tribológiai Konferencia, Budapest, 1987. szeptember 22-24. GTE kiadvány, Budapest, 1987. 183 p.

Dörzsköszörülés forgácsleválasztási teljesítményének növelése szuperkemény szerszámokkal

INCREASE RPRODUCTION BY HONING WITH SUPERHARD TOOLS

Dr. Szabó Ottó

Miskolci Egyetem

Abstract

In case of finishing /eg. grinding, honing, superfinishing or lapping/ the superhard grain materials /diamond, cubic boron nitride/ and tools made of them give new possibilities.

The author examines machining with tools made of relatively big-sized granules theoretically and experimentally in case of honing. Considerable productivity can be achieved and can be replaced economically eg. internal grinding, what works with plenty of inaccuracy and low productivity. At the same time surface quality can be better, if multistep /roughing, smoothing and finishing/ honing is applied. In case of superfinishing the application of superhard tools is similarly favourable, too.

Superhard instruments leads to new technological solutions in case of finishing of profiled surfaces.

Consideration of technological design and process are needed.

1. Bevezetés

A hosszú- és rövidlökötű dörzscsiszolás (honing, superfinishing) elsődleges célja: az előző forgácsoló műveleteknél kialakult, viszonylag nagy mikrogeometriai egyenetlenségek, illetve a jelentős forgácsolóerők és hőhatások következtében roncsolt, metallográfiai átalakulásokat szenvedett felületi rétegek eltávolítása mikroforgácsolással. A felületminőség kedvező alakítása következtében nő az alkatrészek élettartama, kifáradási határa és kopásállósága. A felületek jellegzetes mikrotopográfiát kapnak, ami tribológiai szempontból is igen kedvező. Pontos, jó felületminőségű alkatrészek gyártását teszik lehetővé ezen eljárások.

A kutatás során a munkadarab előírt minőségének biztosítása mellett az eljárás magas termelékenységét és alacsony fajlagos szerszámfelhasználását tűztük ki célul.

A dörzscsiszolási műveletek lefolyását és a kapott eredményt a megmunkált alkatrész, a szerszám, a technológiai paraméterek, az alkalmazott megmunkáló berendezés és a hűtő-kenőanyag oldaláról számos tényező befolyásolja. Kutatásainknál a hazai feltételekből kiindulva törekedtünk ezen tényezők szabályozott összhangjának kialakítására, a folyamat optimális paramétereinek behatárolására.

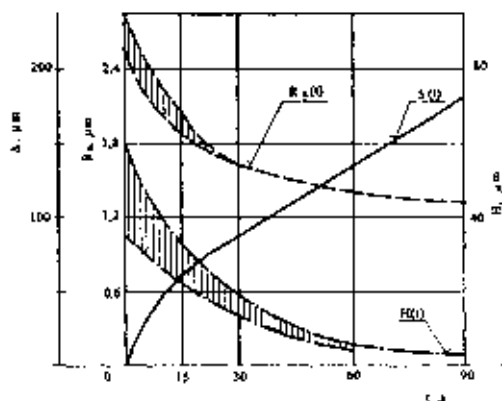
A továbbiakban kutatásaink néhány eredményét mutatjuk be a teljesség igénye nélkül.

2. Öntöttvas és acél alkatrészek hosszúlökötű dörzscsiszolása

A gyémántszemcsés dörzscsiszolás egyik legjelentősebb alkalmazási területe az öntöttvas anyagú ($HB < 250$) alkatrészek (kompresszor- és hidraulika házak és elemek, motorblokkok, hengerpersek, stb.) pontos működő furatainak befejező megmunkálása. Az előzők mellett ipari felkérésre oldottuk meg, pl. a KO38 minőségű, nehezen megmunkálható ejektortestek és különleges csövek mélyfuratainak gyémántszemcsés dörzscsiszolását, valamint hagyományos szemcseanyagú hazai gyártású dörzscsiszoló hasábok technológiai minősítését is.

Öntöttvas alkatrészek ($\bar{O}v.25$, $HB=170...240$, $\varnothing 42 \times 65$ mm) dörzscsiszolásánál a szemcseméret és a fontosabb technológiai paraméterek hatása az anyagleválasztásra, érdességre és köralakhibákra az 1.-2. ábrákon látható. A megmunkálás első percében viszonylag jelentősek a változások. A továbbiakban a felületi érdesség és a forgácsleválasztási teljesítmény állandósul. A mikroporokból gyártott finomszemcsészetű hasáboknál a szerszámnyomást az $R_a = R_a(p)$ függvény minimumánál célszerű felvenni, mert itt a legkisebb a fajlagos szerszámfelhasználás is. A szemcseméret növekedésével nő a

leválasztható ráhagyás és a felületi érdesség. A forgácsleválasztási teljesítmény fokozására célszerű a legnagyobb sebességértékeket beállítani.



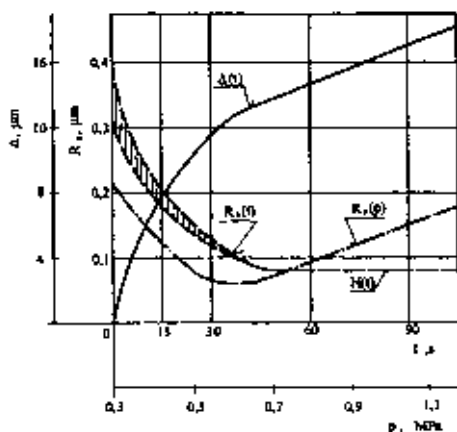
1. ábra

ACB 160/125-100 %-M1 minőségű hasábnál (3 db, 100x8 mm) az R_a átlagos érdesség,

a Δ ráhagyás leválasztás (átmérőben) és a H kör alakhiba változása

a t dörzsköszörülési idő függvényében

(Gép: SZFS 63x315 B típusú. Technológiai adatok: $v_t = 44$ m/min, $v_a = 14$ m/min, $p = 0,9$ MPa, hűtő-kenő anyag: 90 % petróleum + 10 % G20 minőségű olaj).



2. ábra

ACM 28/20-100 %-M1 finommegmunkáló hasábnál az R_a átlagos érdesség

és a Δ ráhagyás leválasztás változása a t dörzsköszörülési idő függvényében

(A t -től függő görbénél a technológiai adatok: $v_t = 40$ m/min, $v_a = 12$ m/min, $p = 0,5$ MPa, - a p -től függő görbénél: $t = 60$ s, - egyéb adatok az előzők szerint, p a szerszámnyomás).

Optimalizált technológiai feltételek mellett öntöttvas megmunkálásánál a fajlagos gyémántfelhasználásra (ACB 160/125 és ACP 125/100, ACP 100/80, ACM 28/20 szemcseméreteknél (-100 %-M1) 0,05-0,07; 0,03-0,04; 0,02-0,07 mg/g értékeket kaptunk. Ezek az értékek a külföldi normákkal összehasonlítva is igen kedvezőek.

Kísérleti tapasztalataink alapján megállapítható néhány fontosabb következtetés:

Öntöttvasak ACP 125/100; ACB 160/125 stb. szemcseméretű szerszámokkal végzett dörzscsiszolásánál nagy forgácsleválasztási teljesítmények érhetők el, pl. ACB 250/200-100 % - M1 minőségű hasábokkal (3 db. 100x8 mm) $\varnothing 42 \times 65$ mm furatban 1 perc alatt 0,4-0,5 mm (kétoldali) ráhagyás választható le.

A felületminőség javítása – érdesség csökkentése $R_a=0,06-0,04 \mu\text{m}$ alá – finom szemcsészetű hasábokkal (pl. ACM 28/20; 20/14-100 %-M1) biztosítható.

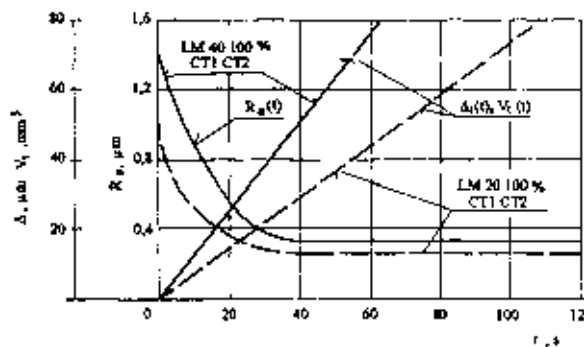
Edzett acéloknál (pl. G03, HRC=60±2) az előzőekhez képest kisebb a forgácsleválasztási teljesítmény, de még így is helyettesítheti a furatköszörülést.

Mélyfuratok, poligon normálmetszetű furatok, megszakított felületű furatok és nehezen megmunkálható anyagokból készült furatok megmunkálásánál a szuperkemény szemcseanyagú dörzscsiszolás nélkülözhetetlen.

3. Edzett acél alkatrészek rövidlökötű dörzscsiszolása (tükörsimítása)

Ipari megbízásra oldottuk meg a KO 13 anyagú szervomotor tengelyek rövidlökötű dörzsköszörülését vagy ún. tükörsimítását, melynek elvégzésétől jelentős exportszállítás teljesítése függött.

Kutatómunkánk a szuperkemény szemcseanyagú tükörsimítás csapágyipari alkalmazásának vizsgálatára is kiterjedt. Edzett golyóscsapágy-acélon (G03, HRC=58...61, Ø32 mm) köbös bórnitrid szemcseanyagú szerszámokkal végzett beszűrő jellegű tükörsimítás időbeli lefolyását a 3. ábra mutatja.



3. ábra

$A \Delta$ ráhagyásleválasztás és R_a érdesség változása

a t tükörsimítási idő függvényében köbös bórnitrid hasáboknál

(SE 30/110 típusú tükörsimítófej, $v_t=126 \text{ m/min}$, $a=\pm 3 \text{ mm}$, $n_{sz}=2800 \text{ kl/min}$, $p=2,2 \text{ kp/cm}^2$).

Igen szembejövő a forgácsleválasztási teljesítmények és a felületi érdességek nagy értékei. A hagyományos szerszámoknál a folyamat automatikusan – a szerszám és megmunkált felület között kialakuló olajfilm képződésével – befejeződik. A szuperkemény szerszámoknál a szemcsék magas kopásállósága és forgácsolóképessége miatt ez a jelenség nem következik be. A szuperkemény anyagok alkalmazása a tükörsimítási technológia (ráhagyások, műveletek célja, stb.) átértékelését kívánta meg.

A kísérletek néhány fontosabb tanulsága: a köbös bórnitrid szemcsészetű szerszámokkal nagy forgácsleválasztási teljesítmény érhető el, pl. edzett acélon LM 40-100 % CT1-CT2 minőségű hasábbal 1 perc alatt 0,07-0,08 mm ráhagyás választható le. Ez 5-6-szoros termelékenységgel növekedést jelent a hasonló szemcseméretű hagyományos szerszámhoz képest, de a felületi érdesség viszonylag nagy értékű. $R_a = 0,05-0,03 \mu\text{m}$ érdességű felületek ACM14/10-100 %-B1/B2, stb. hasábokkal 0,5-1 perc alatt állíthatók elő.

4. Következtetések

A hagyományos szemcseanyagú (SiC, Al_2O_3 , stb.) dörzscsiszolással és tükörsimítással csak az előző forgácsoló művelet (pl. köszörülés) után maradt egyenetlenségmagasság (R_{max}) nagyságrendjébe eső ráhagyás választható le gazdaságosan.

A szuperkemény szemcsészetű (műgyémánt, köbös bórnitrid) szerszámokkal jelentős forgácsleválasztási teljesítmények érhetők el.

Az utóbbi években alakos felületek dörzscsiszolásának és tükörsimításának megoldási lehetőségeit kutatjuk, különös tekintettel a harmonikus, poligon nyomatékátvivő felületrendszerekre.

A szuperkemény szemcsészetű dörzscsiszoló és tükörsimító szerszámok a hagyományos szemcseanyagú hasábokhoz képest igen jelentős méret- és alakkorrekciókat biztosítanak. A gazdaságosan leválasztható ráhagyás megfelelően választott előmunkáló szerszám esetén hosszúlöketű dörzscsiszolásnál a néhány tized mm-t, rövidlökötű dörzsköszörülésnél (tükörsimításnál) a néhány század mm-t is meghaladhatja. Ennek következtében az előző műveletek pontossága, műveleti ideje és költségei csökkenthető.

Két- vagy háromfokozatú (nagyoló-, simító- és befejező) tükörsimító műveletek tervezhetők. Az előírt ráhagyás eltávolítása után a befejező műveletben finomszemcsés szerszámokkal $R_a=0,06-0,03 \mu m$ átlagos érdességű, $t_p=80-95$ %-os hordfelületű felületek állíthatók elő. Az elérhető méretpontosság IT3, IT4 vagy nagyobb. Az alakhibák 0,001 mm alá csökkenthetők. A szuperkemény szerszámokat magas termelékenység, nagy élettartam és technológiai stabilitás jellemzi.

A kutatómunkát OTKA T030668 támogatással végezzük.

Irodalom

- [1] König, W.: Fertigungsverfahren. Schleifen, Honen, Läppen. Band 3. VDI Verlag, Düsseldorf, 1990.
- [2] Szabó O.: Felületek finommegmunkálása szuperkemény szemcsészetű, rugalmas szerszámokkal. Kandidátusi értekezés. Miskolc, 1991-92. 146 p.+ mellékletek: 108 p. Értekezés véde: Budapest, TMB-MTA, 1993. március 29.
- [3] Szabó O.: Import kiváltó dörzsköszörű hűtő-kenő folyadékok forgácsolástechnológiai minősítése komplex mérőrend-szerrel. IV. Tribológiai Konferencia, Budapest, 1987. szeptember 22-24. GTE kiadvány, Budapest, 1987. 183 p.

Miskolc régiójában keletkezett komposztálható hulladékok felmérése

SURVEY OF COMPOSTABLE WASTES PRODUCED IN THE MISKOLC AREA

Szarka Györgyi

Miskolci Egyetem, Műszaki Földtudományi Kar

Abstract

The basic objective of the composting of communal wastewater, wastewater sludges, liquid fertilizers, household wastewater, biological green wastes and certain organic industrial wastes is to produce a humus-like substance which is harmless for the environment, free from stench and bacteria and can be favourably utilised as a conditioner for soil and artificial fertilisers in the area.

The practice of the dumping of biologically degradable plant and animal wastes should practically be totally discontinued and for this purpose composting, biogas producing and utilising as well as bioenergy utilising facilities should be set up for the treatment of wastes which cannot directly be recycled into the soil.

Currently, there is no selective waste collection in Hungary including Miskolc. It would require immense financial resources to sort out the different waste types from the dumping places pollutant-free. Organic industrial wastes are, however, available in huge quantities. The majority of these ends up in the dumping places unselected.

A települési szennyvizek, a szennyvíziszapok, a hígtrágyák, a háztartási szennyvizek, a biológiai zöld hulladékok, egyes ipari szerves hulladékok komposztálásának alapvető célja a környezetre ártalmatlan, humuszszerű anyag előállítása, amely bűzöktől és kórokozóktól mentes és előnyösen felhasználható a területen műtrágya- és talajkondicionálóként.

Ahhoz, hogy hulladékokat használhassunk a talaj szervesanyag-tartalmának pótlására, meg kell vizsgálnunk mind a hulladékok, mind a talaj anyagát érintő folyamatokat. Ilyenek az oldódás/kicsapódás, adszorpció/deszorpció, bomlás, elpárolgás. Meg kell vizsgálnunk azon jelenlévő anyagokat, és azok koncentrációját, amelyek az élővilágra veszélyesek lehetnek. Számba kell venni a szennyezés lehetséges kilépési módjait, mint pl. kioldódás, kiporzás, a terjedési közeget, mint a talajvíz, levegő, vagy a növények során a tápláléklánc, a bejutási kapukat és a kitett egyedeket. Közvetlen veszélyt jelenthet a patogén mikroorganizmusok által okozott fertőzés, és a tűzveszély is. A komposztálás során 50 °C-nál magasabb hőmérsékletet kell elérni legalább 1-2 óráig, a fertőző betegségek kórokozóinak elpusztításához.

Így a szerves anyagok komposztálása csak megfelelő körülmények és ellenőrzött folyamatok mellett történhet.

A komposztok vonatkozásában a beltartalmi mutatók és minőségi követelmények vizsgálatát az MSZ 318, és az MSZ-08-0012 számú szabvány előírásai szerint kell végezni.

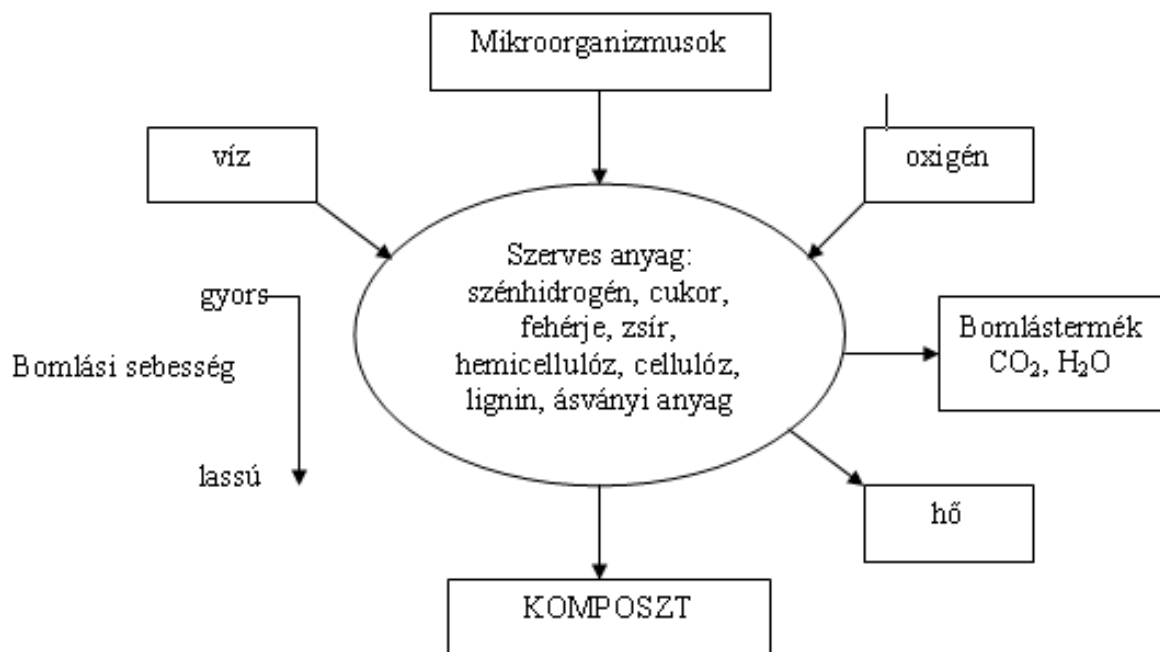
Magyarországon nincs szelektív hulladékgyűjtés. A hulladékok ártalmatlanítása túlnyomórészt lerakással történik.

1. táblázat
A képződő hulladék kezelése (2000. év)

Hulladék típusa	Hasznosítás	Lerakás	Égetés, ártalmatlanítás
Mezőgazdasági és élelmiszeripari nem vesz.	35	55	10
Ipari és egyéb gazdálkodói nem vesz.	29	60	11
Települési szilárd	3	83	14
Települési folyékony (szennyvíziszap nélkül)	30	22	48
Szennyvíziszap	40	50	10
Veszélyes	20	74	6
Hulladék típusa	Hasznosítás	Lerakás	Égetés, ártalmatlanítás
Összesen	27	52	21
Biomassza	85	13	2
Mindösszesen	48	38	14

[2]

Az adatok nyilvántartására és feldolgozására ma különböző, egymással csak részlegesen összehangolt, esetenként hiányos információrendszerek működnek.



1. ábra
A komposztálás folyamatának szemléltetése

[1]

Ha megvizsgálunk egy miskolci lerakót, azt tapasztaljuk, hogy a hulladék jelentős része, vagyis közel 30 %-a bomló szerves anyag, 20%-a papír, melyek mind megfelelőek lennének a komposzt készítéséhez [4]. Sajnos szelektív hulladékgyűjtés hiányában ez nem megvalósítható, mert ezen hulladékfajták idegen anyagoktól mentes kiválogatása nagyon nagy költséggel járna. Az eleve tisztán szerves anyagból álló biológiai zöld hulladék is, ami a város kertészeti gondozásából adódik, felhasználás nélkül a hulladéklerakóba kerül. Pedig éves mennyisége meghaladja a 3000 tonnát. Az egyes ipari folyamatok során megmaradt szerves hulladékoknak szintén hasonló a sorsa, pedig ezek megfelelő kezelés után hasznosíthatóak lehetnének. Ilyen a Diósgyőri Papírgyár pénzpapír gyártása során a túlfolyásból keletkező szerves hulladéka is, melynek mennyisége hetente 8-9 m³. Mivel a pénzpapír gyártási folyamata, a felhasznált anyagok mennyisége és minősége is titkos, a keletkezett hulladék felhasználása előtt mindenképpen szükséges annak anyagra kiterjedő részletes bevizsgálása.

A Hulladékgazdálkodási Terv kimondja, hogy a biológiai úton lebontható növényi és állati hulladék lerakását gyakorlatilag teljes egészében meg kell szüntetni, és ennek érdekében a talajba közvetlenül vissza nem forgatható hulladék kezelésére komposztáló, biogáz-előállító és felhasználó, ill. bioenergia hasznosító létesítményeket kell kialakítani. E létesítményekben kell megoldani az élelmiszeripari hulladék kezelését is. Fel kell számolni a dögműveket és állati hulladéklerakókat. A szennyvíziszapok jelenlegi 40 %-os hasznosítási arányát minimálisan 55%-ra kell növelni 2008-ig [2]. Miskolcon a szennyvíziszap mennyisége 4725 tonna/év volt 2001-ben. Ez a mennyiség évenként csak pár tonna eltérést mutat. [3]

A korlátozás nélkül árusítható és felhasználható kommunális szennyvíziszap komposzt megengedett beltartalmi határértékeit a 2. táblázat tartalmazza.

2. táblázat

Szennyvíziszap-komposzt beltartalmi követelményei

Megnevezés		Határérték
Szárazanyag-tartalom	legfeljebb	60%
Szervesanyag-tartalom	legfeljebb	20% szá.
Vízoldható só	legalább	4%
pH (vizes)		6,5-8,0
összes N	legalább	1% szá.
összes P₂O₅	legalább	1% szá.
összes K₂O	legalább	0,5% szá.
összes Ca	legalább	1,5% szá.
oldható Mg	legalább	0,5% szá.
oldható Fe	legalább	300 mg/kg szá.
oldható Cu	legalább	30 mg/kg szá.
oldható Zu	legalább	150 mg/kg szá.
összes As	legfeljebb	10 mg/kg szá.
összes Cd	legfeljebb	2 mg/kg szá.
összes Cr	legfeljebb	100 mg/kg szá.
összes Hg	legfeljebb	1 mg/kg szá.
összes Ni	legfeljebb	50 mg/kg szá.
összes Pb	legfeljebb	100 mg/kg szá.
PAH	legfeljebb	2 mg/kg szá.
Idegen anyag neve	Idegen anyag mérete [mm]	Megengedett mennyiség
Nagyobb méretű szemcsék	5	1%
Üvegtörmelék	2	1%
Műanyag	2	1%
Vas és más fémek	5	0,5%

[1]

A hazai szabályozás értelmében az állati tetemek, ill. a vágóhídi veszélyes hulladék veszélyes hulladéknak minősülnek. A keletkező állati eredetű veszélyes hulladék mennyisége 2000-ben 330-340 ezer tonna volt. Ez az összes veszélyes hulladék több mint 10 %-a. Fel kell számolni az összes működő és lezárt dögműveket, állati hulladéklerakókat, regionális (szelektív) gyűjtő és kezelő rendszert kell kiépíteni az állati eredetű hulladék hasznosítására, égető kapacitást kell létesíteni a nagy kockázatú anyagok (SRM) ártalmatlanítására. A központi, korszerű védelemmel ellátott

lerakóhelyekre kerülő hulladék mennyiségét pedig a feldolgozás, a komposztálás és az égetés növelésével minimalizálni kell. [2]

Miskolcon az állati eredetű hulladékok begyűjtését és kezelését a SZATEV RT végzi. 2001-ben ezen hulladékok mennyisége a következő volt:

3. táblázat

Az állati eredetű hulladékok összetétele Miskolcon (2001.)

Az állati hulladékok típusai	Mennyiség [Tonna]	Kezelés
Állati tetemek	~2500	stabilizálás, elásás, kis részük komposztálásra kerül
Vágóhídi hulladék	~22500	feldolgozás (húsliszt, zsírok gyártása)
SRM	nincs adat	Debrecenbe szállítják

[5]

Az állati hulladék megsemmisítésének korábbi formái vagy nem elég biztonságosak (elásás, dögkútba vagy dögtemetőbe helyezés), vagy nagyon költségesek (elégetés). Ezért további két módszer bevezetése kezdődött meg. A komposztálás és a biogáz előállítás. A biogáz előállításához szükséges rendszer megépítése, a beruházás költségei rendkívül magasak. Éppen ezen okból a SZATEV RT is a komposztálás lehetőségében gondolkodik.

A hulladéklerakó a magas szervesanyag-tartalmának köszönhetően igen rossz állékonyági jellemzőkkel rendelkezik. A hulladék konszolidációja nemcsak a mechanikai terhelés (önsúly) hatására bekövetkező tömörödés, hanem a különböző alkotórészek kémiai-biológiai lebomlásával rendszerint együttjáró térfogatesökkenés eredménye is. A hulladék várható konszolidációjának az ismerete igen fontos, mert a deformációkat figyelembe kell venni mind a zárószigetelő rendszer, mind a gázgyűjtő rendszer mechanikai méretezésénél, kialakításánál. A hulladék inhomogenitása miatt pontos számítások erre ma még nem ismertek.

A lerakott települési hulladék biológiailag lebomló szervesanyag-tartalmát 2004-ig az 1995-ben képződött mennyiség 75%-ára, 2007-ig 50%-ára (2014-ig 35%-ára) kell csökkenteni. 1995-ben a 4,5 millió tonna települési szilárd hulladéknak 35%-át tette ki a biohulladék és 17%-át a papírhulladék, ami összesen 2,34 millió tonna biológiailag lebomló hulladékot jelent. Ennek megfelelően 2004-ben maximum 1,76, 2007-ben 1,17, 2014-ben 0,82 millió tonna szerves hulladék rakható le. [2]

Összegezve tehát megállapíthatjuk, hogy a szerves anyag komposztálása során mind a szerves anyagot hasznosan ártalmatlaníthatjuk, mind a hulladéklerakót nagy mértékben tehermentesíthetjük.

Irodalomjegyzék

- [1] Komposztálás, Dr. Dömsödi János, 2002. (Környezetügyi Műszaki Gazdasági Tájékoztató)
- [2] 110/2002. (XII. 12.) OGY határozata az Országos Hulladékgazdálkodási Tervről, melléklet
- [3] Miskolci Szennyvíztisztító Telep szóbeli közlése alapján
- [4] RWE Umwelt, Miskolc írásbeli közlése alapján
- [5] SZATEV RT szóbeli közlése alapján

A hőálló gömbgrafitos vas ipari alkalmazása

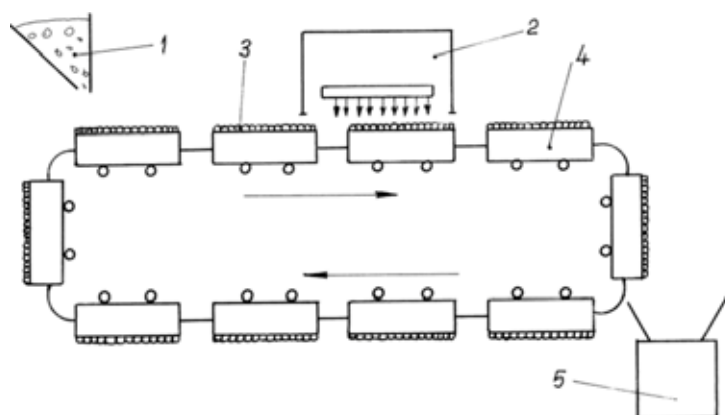
THE INDUSTRIAL APPLICATIONS OF THE HEAT-RESISTANT SPHEROIDAL GRAPHITE IRON

Szócs Katalin

A zsugorítóműben dolgozó konvektorok élettartama és működőképessége a gyakorlati tapasztalat szerint a magas hőmérsékletű zónában levő részek tartósságától függ.

Szívósságuk és ötvözzéssel elérhető nagyobb kopásállóságuk révén a gömbgrafitos vasak sikerrel helyettesítik az acélból készült alkatrészek anyagát. A gömbgrafitos öntvények hőállóságának növelése egyik igen fontos követelménye az olyan ipari berendezések tartósságának növelésénél, ahol a hőállóság mellett a nagy szívósság is fontos követelmény. A célnak megfelelő technológiával előállított gömbgrafitos vasból készült alkatrészek tartóssága felülmúlja az acélból öntött darabokét. Gondos forma- és anyagtervezéssel jobb minőségű és piacképebb berendezés érhető el, ha a cserélendő alkatrészeket a célnak megfelelően gyártjuk le.

A nagy hőmérsékleten dolgozó érczsugorító berendezéseket és azok cserélendő alkatrészeit rendszerint acélból gyártják. Az acél a mechanikai igénybevételeknek megfelelő anyag, de hő hatására először alakváltozást szenved, majd kiég. Elég gyakori időközönként ki kell cserélni az eltorzult vagy kiégett alkatrészeket. Például az acélból készült zsugorító szekereket három hónaponként kell kikapálni vagy teljesen kicserélni. A szekér kicserélési költségeit növeli az is, hogy a szekerek méretváltozása miatt a rajta levő rácsok lehullanak és a rácsokból is újakat kell rakni. A zsugorítómű elvi vázlata az 1. ábrán látható. A szekereken levő rácsok biztosítják azokat a légréseket, amelyek feltétlenül szükségesek a zsugorító folyamat elősegítéséhez: a levegő oxigénjének behatolásához és a keletkezett gőz és gázok eltávolításához. Az acélból készült szekerekhez rendszerint a kis hőállósággal bíró szürke öntvényből készült rácsokat használnak. A szekéren három sor rács található. Kézi felrakásához és az állandóan hiányzó, a konvektor minden körbejárásakor lehullott rácsok pótlásához nagy számú kezelő személyzet szükséges. Egy zsugorító szalag karbantartása sokkal több munkaerőt igényel mint üzemeltetése. A termelési költségeket jelentősen növeli az a tény is, hogy a javításhoz szükséges termelés-kiesés 2–3 hónap. Ezért rendszerint két zsugorító szalaggal dolgoznak: az egyik üzemel és a másik javításban van. A zsugorítómű kapacitásának megfelelően több méretű szekér és rács létezik, amelyek hasonló feltételek mellett dolgoznak. A zsugorítószalag teljesítményével nemcsak az alkatrészek mérete változik, hanem azok száma is. A nagyobb kapacitású konvejtort 198 szekér alkotja, a kisebb kapacitásút 188 szekér.



1. ábra

A zsugorító szalag elvi vázlata.

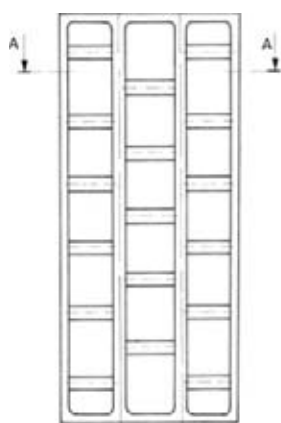
1 - ércadagoló, 2 - kemence, 3 - rácsok, 4 - rácsszekér, 5 - zsugorítmánytároló

Kísérleti eredmények

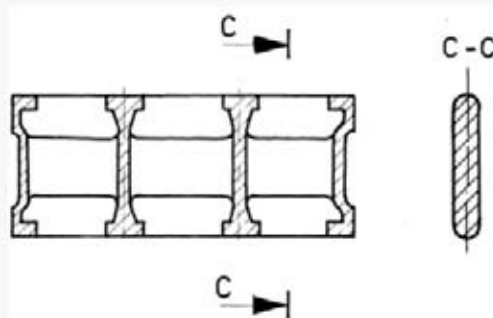
Hőálló szekerek

Célul tűztük ki a zsugorító szalag működőképességének növelését hőálló szekerek és rácsok gyártásával. A hőálló anyagoknak megfelelően újra kellett terveznünk a szekerek és rácsok alakját. A szekerek és rácsok összeillesztését úgy oldottuk meg, hogy megmunkálást csak a szekereken kelljen eszközölnünk és a kemény anyagból öntött rácsokon ne. A zsugorító szekere és más hőálló alkatrész több mechanikai igénybevételnek van kitéve mint a rácsok. Nagyobb hajlító- és húzóerő hat a szekerekre és kisebb hőigénybevétel. A rácsok nagyobb hőhatásnak vannak kitéve és kisebb hajlítóerőnek. Ezért a szekér anyagaként az acélt nem lehet a viszonylag törékeny és nehezen megmunkálható krómötvözzettel helyettesíteni. A rácsok anyagának a kemény krómos vas megfelel, ha öntésből pontos méretre lehet legyártani utólagos megmunkálás nélkül. A szekérnek a zsugorító szalag legfontosabb láncszemeként hordoznia kell a rácsokat és védőfalakat a zsugorítmánnyal együtt. A zsugorító szalag konvejorként forog körbe, 800–1000 °C között üzemel a kemence alatt, hogy utána gyorsan 70–100 °C-ra hűljön le. A hűlés sebessége a hideg évszakban nagyobb. A hevítés és lehűlés 4–5 órás ciklusokban történik. A nagy hőingadozások mellett a zsugorítószalag erős korróziós hatás alatt üzemel, vízgőz, szénmonoxid, széndioxid, kéndioxid jelenlétében. A zsugorítószalag nagy húzóerőnek van kitéve, lévén egyike a 188 szekeret tartalmazó konvejornak.

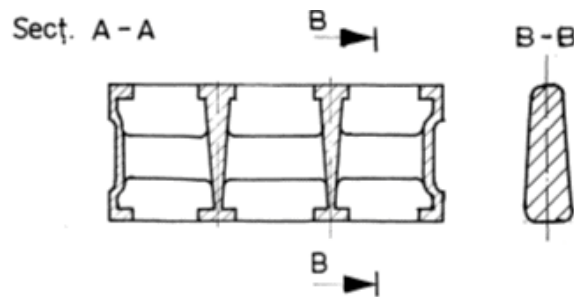
A 2a ábrán egy zsugorító szekeret láthatunk felülnézetben. A zsugorító kapacitástól függően hosszúsága 3–4 méter, szélessége 1,8–2 méter között van. A 2b és 2c ábrán követhető a szekér bordázatának változása az anyagminőség szerint. Az acélból készült szekér bordái hosszú vékonyak, a gömbgrafitos vasból készült szekér bordái rövidebbek és lefele vastagodnak. Erre azért van szükség, mert a gömbgrafitos vas gyorsabban dermed, mint az acél és alakváltoztatás nélkül kellő tápfejezés mellett is a szekér felső felében szívódási üregek keletkeznek. Jóllehet a gömbgrafitos vas zsugorodása közel áll az acéléhoz, mégis az eredeti alakban való öntésnél megmunkálás után zsugorodási üregek váltak láthatóvá. A tápfejek növelése esetén sem tűnt el a lunger. A 2b ábrán az acélból készült eredeti szekér A–A metszete látható és a 2c ábrán a hőálló gömbgrafitos vasból készült szekér metszete. A szekér alakjának változtatásával és a beömlő közepre helyezésével zsugorodási üregek már nem keletkeztek. A 3. ábra szemlélteti a zsugorító szekér öntési technológiáját. A 3a ábra bemutatja az eredeti alakban való öntést oldalsó beömlő csatornával, ahogy az acélból készült szekereket öntik. A 3b ábrán az újabb technológiával a gömbgrafitos vasból öntött szekér keresztmetszetét láthatjuk a beömlő csatornával közepén. A gömbgrafitos vas szövetszerkezetét a szekerekkel egybeöntött appendix-próbákön ellenőriztük.



a - felülnézet

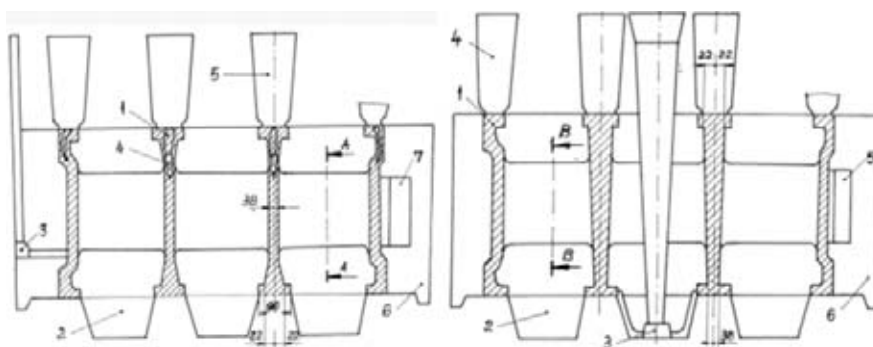


b - A-A metszet az acélból készült szekéren



c - A-A metszet a gömbgrafitos vasból készült szekéren

2. ábra
A zsugorító szekere



3. ábra
A zsugorító szekér öntési technológiája A-A metszetben

a. eredeti alakban, oldalöntés

- 1 – szekér
- 2 – magmárka
- 3 – beömlő
- 4 – lunker
- 5 – tápfej
- 6 – mag
- 7 – appendix próba

b. új alakban, öntés középről

- 1 – szekér
- 2 – magmárka
- 3 – beömlő
- 4 – tápfej
- 5 – appendix próba
- 6 – mag

1. táblázat. A magastisztaságú vas vegyi összetétele

C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Cu
3,8-4,0	0,2-0,3	0,2-0,3	max 0,05	max 0,03	max 0,1	max 0,2	max 0,1

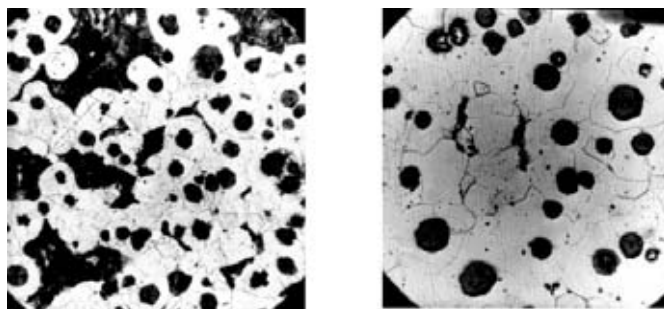
A folytvas előállítása egy 12 tonnás indukciós kemencében történt. Először egy magas tisztaságú elővasat állítottunk elő acélhulladékból és grafitelektróda törmelékből. Az elővasat hematittal tisztítottuk és szükség esetén kéntelenítettük. [3] Az 1. táblázat tartalmazza a magas tisztaságú elővas vegyi összetételét. A hőállóság növeléséért ferrites gömbgrafitos vasra van szükség, amely kis mangán-, króm- és kéntartalmat feltételez. A lecsengési idő növeléséért az elővas szilíciumtartalmát is minél kisebb szinten kell tartani. A finomítás mindig szükséges, mert nagy mennyiségű folytvassal kell dolgozni, körülbelül 9000 kg-mal, a nagy mennyiséghez pedig nagyobb öntési idő társul. A lecsengési időt mindig az öntési időhöz illetve a lehülés módjához kell igazítani. A zsugorítószekerei öntésénél lassú lehúléssel kell számolni nemcsak nagy mérete miatt, hanem a nagy öntvényekhez társuló szárított formákért is.

Szárított formákon kívül ilyen nagy méretű öntvényeket műgyantás vagy vízüveges keverékből készült formákba is lehet önteni, amely keverékek szintén a száraz fajtához tartoznak és öntés után a darabnak lassú lehűlést biztosítanak. A Kolozsvári Nehézipari Gépgyárban a szekeret szárított agyagos formába öntöttük, a belső üregek kiképzéséhez szükséges magokat fenolgyantás keverékből készítettük. Az adott felszereltség mellett a gömbösítéstől a lehűlésig 35–40 percre volt szükség és a lecsengési időt is legalább ennyire kellett növelni. Ez volt az egyik legnehezebb feladat. A megoldást az is nehezítette, hogy a minél magasabb ferritizálás érdekében elég nagy ferroszilícium adagolással kell dolgozni. Az elővas kis szilícium tartalma biztosítja többek között a gömbösítő hatás növelését és a szükséges felületi feszültség fenntartását nagyobb FeSi adagolásnál is. Az olvasztó kemence bélése anyaga jobb, ha bázikus, de megfelelőnek bizonyult a semleges vegyhatású is. Bázikus bélés jelenlétében a hematitval való finomítást is lehet a kemencében végezni, míg más esetekben az üstbe kell a hematitot adagolni. Savas vegyhatású bélés használatánál a finomítás utáni hosszabb hőntartás hatására a magas hőmérsékletű elővas a bélés anyagában levő szilíciumdioxiddal reakcióba lép és a reakció termékei folyékony salakként kavarognak a kemence fürdőjében. E folyékony salaknak felületi feszültség-csökkentő hatása van már csak azért is, hogy savas jellege miatt gömbösítéskor többlet magnéziumot fogyaszt. Jó minőségű gömbgrafit eléréséért hosszabb hőntartás esetén gömbösítés előtt ajánlatos az elővasat újból hematittal kezelni. A hőálló gömbgrafitos vas alapszövege többnyire ferritet tartalmaz, ahogy a 4. ábrán látható. A 80% ferritet tartalmazó szeker anyaga a zsugorító folyamat alatt a ciklikus felmelegedés-lehűlés folyamán átalakul teljesen ferrites gömbgrafitos vassá. A 4a ábra a szeker mikroszövetét szemlélteti közvetlen öntés után, a 4b ábra egy évi működés után.

2. táblázat. A vizsgált öntetek vegyi összetétele

Sor-szám	Vegyi összetétel %ban							
	C	Mn	Si	S	P	Mg	Ca	Cr
1.	3,05	0,7	3,65	0,02	0,03	0,06	0,04	0,1
2.	3,15	0,5	3,85	0,02	0,02	0,05	0,04	-
3.	3,40	0,5	4,00	0,02	0,03	0,06	0,03	-
4.	3,30	0,4	4,8	0,02	0,02	0,05	0,04	0,1
5.	3,25	0,5	4,55	0,02	0,02	0,06	0,04	-
6.	3,05	0,8	5,1	0,02	0,03	0,05	0,4	-

A szeker alakjának változtatásával párhuzamosan több kísérleti elegyet állítottunk elő különböző vegyi összetétellel. A 2. táblázat a gömbösítés után kapott vasak vegyi összetételét mutatja be. A gömbösítést 6% magnézium tartalmú ferroötvözzel végeztük, az utómódosítást pedig 75% szilíciumot tartalmazó ferroszilíciummal. Mindkettőből 3–4%-ot adagoltunk az 1450 °C hőmérsékletű elővasba. A 2. táblázatban látható vegyi összetételeket ugyanolyan kis szilíciumtartalmú elővasból kaptuk, míg a szilíciumtartalom növelését a ferroszilícium adagolás változtatásával érték el. Mindez a magnézium gömbösítő hatásának a szinten tartására irányult. A gömbösítést szendvics-módszerrel 1450 °C hőmérsékleten végeztük. A megszilárdult öntvény 0,6% magnéziumot és 0,4% kalciumot tartalmazott. Az 5. ábra a zsugorító szekerének perspektivikus képét mutatja be. A 3. táblázat a tanulmányozott öntetekből kapott gömbgrafitos vas jellemzőit tartalmazza. A kísérleti eredmények azt mutatják, hogy a gömbgrafit szemcséinek átmérője változatlan a vas szilícium tartalmának növelésével. A gömböcskék száma és az általuk elfoglalt terület enyhén nő a vas szén és szilícium tartalmának növelésével, ugyanakkor a szilárdítási paraméterek csökkennek. A szilícium tartalom növelése a szakítószilárdság csökkenéséhez vezet, különösen 3,5% szilícium tartalom felett. A FeSi adagolás növelésével 4,5% szilícium tartalom mellett az előbbi technológiával 490–520 daN/mm szakítószilárdság érhető el, mely nagyobb mint a minimális 450 daN/mm, amit a szabványok a ferrites gömbgrafitos vasra előírnak. A hőállóság növeléséért szükséges nagyobb mint 4% szilícium tartalommal dolgozni. A 8. ábrán látható, hogy a 4% szilíciumot tartalmazó ferrites gömbgrafitos vas milyen nagy hőállósággal bír. Ugyanakkor megállapítást nyert az is, hogy a szilícium tartalom növelésével nő a szekernekél tapasztalt meleg repedési hajlam, de ezt a hátrányt ellensúlyozni lehetett hosszabb hűlési idővel és későbbi kiveréssel.



a - öntött állapot - egy év működés után

4. ábra

A hőálló gömbgrafitos vas alapszöve

3. táblázat. A vizsgált öntetek jellemzői

Sor-szám	Ferrit	Perlit	A gömbgrafit átmetszése	A gömbök felülete	A gömbök száma	Szakítószilárdság daN/mm ²	Keménység HB
1.	90	10	GN ₃ -GN ₄	GN ₆ -GN ₁₀	GN ₂ -GN ₃	679	173
2.	95	5	GN ₂ -GN ₄	GN ₁₂	GN ₂ -GN ₃	568	168
3.	100	0	GN ₄ -GN ₅	GN ₁₂	GN ₄ -GN ₅	562	156
4.	95	5	GN ₃ -GN ₄	GN ₁₂	GN ₄ -GN ₅	538	170
5.	100	0	GN ₃ -GN ₄	GN ₁₂	GN ₃ -GN ₄	502	187
6.	90	10	GN ₃ -GN ₄	GN ₁₂	GN ₃ -GN ₄	545	181

A kísérletek eredményeképpen a galaci zsugorító szalagok acélszekereit gömbgrafitos vasból készült szekerekre cseréltük fel. Több mint 1500 t szekeret öntöttünk a Galaci Fémipari Kombinátnak, ezzel működési idejüket három hónapról 2–3 évre hosszabbítottuk meg. A szekerek minőségének javításával a szekérre szerelendő rácsok anyagát is hőállóbbá kellett tennünk ahhoz, hogy a zsugorítómű működési idejét megnövelhessük. Ezzel párhuzamosan a zsugorítómű több más alkatrészét is hőálló gömbgrafitos vasból készítettük, így például a védőfalakat vagy a 6. ábrán látható tárcsákat. A 4. táblázat bemutatja a hőálló gömbgrafitos vas szilárdsági jellemzőit az azelőtt használt öntött acéllal szemben. Az öntést és a kísérleteket a Kolozsvári Nehéziparban végeztük.



5. ábra

A zsugorító szekér perspektivikus képe



6. ábra

Hőálló perselyek

4. táblázat. Az ötvözetek szilárdsági jellemzői

Típus	Szakítószilárdság N/m ²	Folyáshatár N/m ²	Nyúlás	Keménység HB
Hőálló gömbgrafitos öntöttvas	502	390	4	187
Acél OT 450-2	440	240	22	124

A fent meghatározott technológiákkal a zsugorítómű működési idejének többszörös megnövelése volt lehetséges a hőnek kitett alkatrészek anyagának és alakjának megváltoztatásával. A konvektor szekerei anyagának a hőálló gömbgrafitos vas a megfelelőbb, a rácsoknál a krómötvözetek bizonyultak a legjobbnak.

Irodalom

- [1] SZŐCS, Ecaterina, SZŐCS, Șt., CHIRA, L., PAPP, J., ABRUDÁN, D. (1989): *Încercările fontelor refractare cu crom* – Műszaki Tud. Konf., C.U.G., 1989. október, Kolozsvár.
- [2] SZŐCS Katalin, MÁRTON L., SZŐCS I., GIURGEA, F. (1995): *A krómmal ötvözött hőálló vasöntvények élettartamát befolyásoló tényezők* – Kohászat, 128/2–3., p. 67–70, Budapest.
- [3] SZŐCS Katalin (1994): *Az öntöttvas finomítása tégelyes indukciós kemencében* – Kohászat, 127/6, p. 241–245, Budapest.
- [4] DÉNES É., KOVÁCS M. (2001): A comprehensive study of oxide layers formed during the elaboration of low alloyed and electrotechnical steel sheets – Országos anyagtudományi Konferencia, Balatonfüred, 2001. okt. 14–17.

Viszkózus folyadékok porózus környezetben való átfolyásának modellezése

THE MODELLING OF VISCOUS FLOW THROUGH POROUS MEDIUMS

Modelarea curgerii fluidelor vâscoase prin medii poroase

Mircea Tero¹, Máté Márton¹, Helen Opelsz²

¹Universitatea "Petru Maior", Târgu-Mureș

²Universitatea "Dimitrie Cantemir", Târgu-Mureș

Abstract

The paper presents an original point of view on the very complex phenomena of resin flow through porous mediums. In fact, this phenomenon appears by manufacturing of composite synthetic resin based sheets. Due to the fact that mechanical behaviours of the sheets mentioned before can be improved considerably by adding a fibre texture, the injection process can be assimilated with a flow of viscous fluid through porous mediums.

The build up of the mathematical model considers the fluid homogenous and izothrope, and the fibre was assimilated with a continuous porous material. In conclusion, Darcy's Law regarding the fluid transfer through porous mediums was accepted.

Studying the phenomena, and transforming Darcy's Law in an adequate form a very complicated Laplace type equation was obtained.

In order to cross over the numerical solution of this, a new adjoined model was created that accepts that the free surface of fluid is parabolic, according to Newton's Law. This model can be easier handled in calculus.

Kivonat

A dolgozat a szintetikus gyantás, merevítéssel ellátott lapok fröccsöntésénél fellépő komplex folyási jelenség matematikai modelljét mutatja be. A szakirodalomban ezidáig megjelenő dolgozatok nagy része általában ideális folyadékokra felírt Navier-Stokes egyenletek megoldását tárgyalja. A jelen dolgozatban közölt modell figyelembe veszi a folyadék kényszerült áramlását, amit a porózus környezet okoz. A Darcy törvény megfelelő magyarázatával és erő alakra való átírásával, figyelembe véve a homogén és izotróp gyanta elemi kockatérfogatának dinamikai egyensúlyát, bonyolult parciális differenciálegyenletet nyerünk. Ha tekintetbe vesszük, hogy a folyadék sebessége a matrica falán nulla, akkor, elfogadván, hogy a sebességeloszlás parabolikus, egyszerűsített modellt kapunk, amelyet könnyebben kezelhető, mint a másodrendű parciális deriváltas differenciálegyenlet.

Lucrarea prezintă un mod de calcul inedit privind modelarea curgerii unui fluid vâscos printr-un mediu poros format din fibrele de sticlă destinate să armeze o piesă compozită executată prin procedeul de transfer de rășină cunoscut sub numele de RTM (Resin Transfer Molding). Modul de abordare a calculelor este diferit de abordările cunoscute din lucrările de specialitate.

1. Noțiuni teoretice

Pentru realizarea de piese din materiale compozite unul din cele mai utilizate procedee de formare este procedeul cunoscut sub numele de **Resin Transfer Molding** (RTM), procedeul folosit pe scară largă la realizarea de piese cu forme complexe și de dimensiuni apreciabile. Procedeul este folosit la realizarea de piese cu aplicare în cele mai variate domenii, de la realizarea de elemente de caroserie pentru materialul rulant (automobile, autobuse, vagoane de cale ferată), structuri pentru vase maritime de mici dimensiuni (bărci, vase de agrement, iahturi), până la elemente pentru avioane utili-

tare și militare, sau structuri de mare complexitate ce intră în componența unor echipamente din domeniul astronauticii.

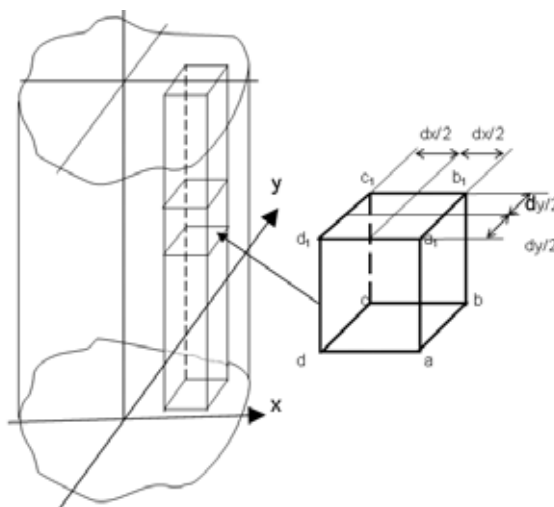


Figura 1.
Modelul fizic

Pentru formarea pieselor se utilizează matrițe în care se introduce o structură de armare realizată din fibre de sticlă peste care se injectează rășina termorigidă activată, de regulă rășini poliesterice, după reacția de polimerizare piesa fiind extrasă din cavitățile matriței.

Pentru a se determina modul de distribuție a rășinii prin cavitatea matriței este necesar să determinăm modul de înaintare a frontului de fluid prin structura poroasă de armare.

2. Modelarea curgerii

Pentru modelarea curgerii rășinii am luat în considerare câteva ipoteze simplificatoare:

- Fluidul este omogen și izotrop;
- Injectarea fluidului are loc pe toată deschiderea matriței;
- Injectarea are loc pe verticală de jos în sus;
- Viteza de injectare este foarte mică, astfel încât nu apar turbulențe;
- Se consideră valabilă legea lui Darcy;
- Vectorul vitează este îndreptat pe direcția de curgere (axa z) pentru orice punct al secțiunii de curgere;
- Pe direcție perpendiculară pe direcția de curgere acționează legea frecării vâscoase a lui Newton;
- Pe pereții matriței viteza fluidului este nulă, curgerea fiind posibilă pe pereții umeziți de fluid.

Se consideră un tub de curgere a fluidului (vezi figura 1) și volumul elementar de fluid dV iar viteza fluidului în centrul cubului este $u=u(x,y,z)$. Vitezele fluidului în punctele care reprezintă colțurile cubului sunt de forma:

$$\begin{aligned} u_a &= u(x+dx/2, y-dy/2, z) \\ u_b &= u(x+dx/2, y+dy/2, z) \\ u_c &= u(x-dx/2, y+dy/2, z) \\ u_d &= u(x-dx/2, y-dy/2, z) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} u_{a1} &= u(x+dx/2, y-dy/2, z+dz) \\ u_{b1} &= u(x+dx/2, y+dy/2, z+dz) \\ u_{c1} &= u(x-dx/2, y+dy/2, z+dz) \\ u_{d1} &= u(x-dx/2, y-dy/2, z+dz) \end{aligned}$$

Legea frecării acționează pe fețele laterale ale cubului, astfel că între straturile vecine de fluid, ce se deplasează, apare o forță de frecare (F_v) proporțională cu coeficientul de vâscozitate (ν), aria suprafeței de contact (A) dar și cu variația vitezei pe suprafața considerată, care are expresia, semnul minus indicând sensul forței față de sensul curgerii :

$$F_v = -v \frac{du}{dx} A \quad (1)$$

Pe cele patru fețe laterale ale cubului paralele cu direcția de curgere vor apărea patru forțe de frecare de forma:

$$F_{v\{dcc;d_l\}} = v \frac{\partial}{\partial x} \left[u \left(x - \frac{dx}{2} \right), y, z \right] dydz \quad (2)$$

$$F_{v\{abb;a_l\}} = v \frac{\partial}{\partial x} \left[u \left(x + \frac{dx}{2} \right), y, z \right] dydz$$

Efectul celor două straturi de fluid care mărginesc cubul elementar se manifestă ca diferență a acestor două forțe:

$$F_{vx} = F_{v\{abb;a_l\}} - F_{v\{dcc;d_l\}} = v \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} dx dy dz \quad (3)$$

În mod analog se demonstrează că:

$$F_{vy} = v \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} dx dy dz \quad (4)$$

Astfel, forța de frecare vâscoasă pe fețele laterale ale cubului elementar, forța care se opune înaintării fluidului, se obține prin însumarea relațiilor (3) și (4) și are expresia:

$$F_v = v \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) dx dy dz \quad (5)$$

În continuare vom determina forța de frecare cu mediul poros, mediu care reprezintă structura de armare cu fibre a cavității matriței. Vom considera că legea lui Darcy este valabilă pentru un spațiu elementar (vezi figura 2) așa că putem scrie:

$$\vec{u} = -\frac{k}{v} \frac{dp}{dx} \quad (6)$$

Deci variația de presiune elementară la trecerea fluidului printr-o secțiune elementară a mediului poros se datorează exclusiv coeficientului de permeabilitate a acestui mediu (k). La viteză constantă (regim staționar, debit constant) forțele țin în echilibru cubul elementar, sau, mai exact, lichidul din cub, pe suprafața care este ocupată de fibre în proporție de $f\%$, f reprezentând proporția de armare.

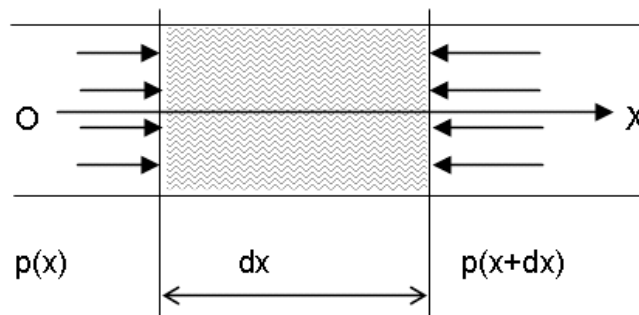


Figura 2.
Interpretarea legii lui Darcy

Forțele de presiune pe cele două fețe ale zonei de armare sunt:

$$F_+ = p(x)(1-f)dA \quad \text{forța din stânga} \quad (7)$$

$$F_- = p(x+dx)(1-f)dA \quad \text{forța din dreapta} \quad (8)$$

Forța de presiune care asigură deplasarea volumului elementar de fluid pe axa z se obține prin însumarea algebrică a forțelor de presiune pe cele două fețe, superioară și inferioară, a cubului elementar:

$$F_p = p(z)dA - p(z+dz)dA = -\frac{dp}{dz} dx dy dz \quad (9)$$

Forța de rezistență care se opune vectorului de viteză a curgerii (F_D) însumată cu forțele de presiune vor asigura echilibrul de forțe pe direcția de curgere:

$$F_+ + F_- + F_D = 0 \quad (10)$$

Înlocuind relațiile (7) și (8) în relația de mai sus, și ținând seama de relația (6) se obține forța de rezistență conform legii lui Darcy care va avea valoarea:

$$\vec{F}_D = -\frac{\partial(1-f)}{k} \vec{u} \cdot dV \quad (11)$$

Forțele care acționează asupra cubului elementar de fluid conform *figurii 3* vor produce o variație a impulsului în timpul dt în care elementul de volum va parcurge spațiul elementar dz :

$$u(z) dt = dz$$

Impulsul la intrarea în planul inferior (z) al cubului este:

$$\vec{H}(z) = (1-f) \rho \vec{u}(z) dx dy dz$$

Impulsul la intrarea în planul superior ($z+dz$) are valoarea:

$$\vec{H}(z+dz) = (1-f) \rho \vec{u}(z+dz) dx dy dz$$

Diferențiala totală exactă a impulsului:

$$d\vec{H} = \vec{H}(z+dz) - \vec{H}(z) = (1-f) \rho dx dy dz \left(\frac{d\vec{u}}{dz} dz \right) \quad (12)$$

Variația impulsului în funcție de timp:

$$\frac{d\vec{H}}{dt} = (1-f) \rho u \frac{\partial u}{\partial z} dx dy dz \quad (13)$$

Pe de altă parte, variația în timp a impulsului este egală cu suma forțelor care acționează pe elementul de volum, respectiv forțele de greutate, de presiune, de frecare vâscoasă și cea de rezistență conform legii lui Darcy.

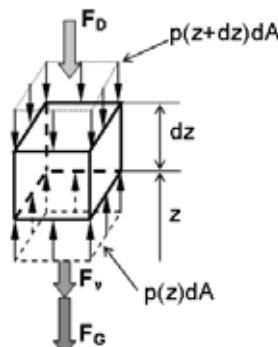


Figura 3.
Variația impulsului

Forța de presiune pe elementul de volum elementar care asigură curgerea fluidului pe direcția axei z este îndreptată de jos în sus și are valoarea dată prin relația (9).

Acestei forțe de presiune i se opun celelalte forțe care au sensul de sus în jos astfel că prin însumarea lor și egalarea cu expresia variației impulsului în timp vom obține:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = \frac{dp}{dz} + \frac{\rho g}{v}(1-f) + \frac{1-f}{k}u + \frac{(1-f)\rho}{v}u \frac{\partial u}{\partial z} \quad (14)$$

În această ecuație variația de presiune dp/dz este o funcție liniară fiind nulă pe contur, adică la $x=a, x=-a, y=b, y=-b$.

Curgerea fluidului poate fi estimată și prin determinarea puterii de injecție a fluidului în cavitatea matriței. Pentru aceasta vom aplica câteva condiții simplificatoare:

- Se acceptă forma para-bolică a frontului de curgere al fluidului din condițiile ecuației lui Newton și prin existența forței vâscoase;
- Se consideră constantă puterea motorului de antrenare a pompei de injecție a fluidului;
- Se consideră că injectarea (transferul) fluidului se efectuează pe toată suprafața de bază a cavității matriței;
- Presiunea de injectare inițială (p_i) este constantă;
- Presiunea finală de injectare (p_f) este chiar presiunea atmosferică;
- Injectarea fluidului se face de jos în sus.

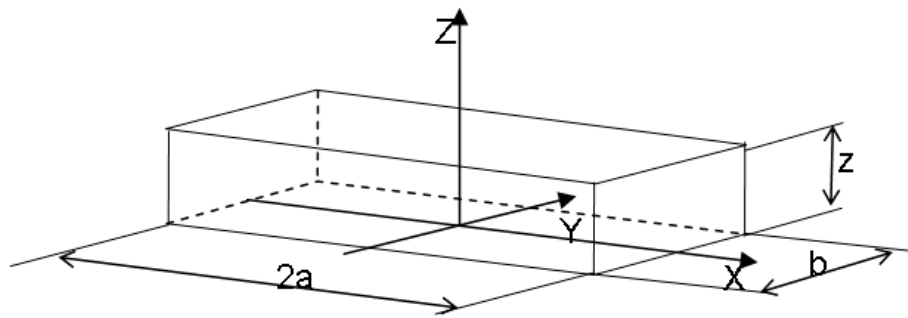


Figura 4.
Transferul vertical al rășinii

Conform figurii 4 la un moment dat deasupra secțiunii de injecție se află volumul $4abz$, iar în intervalul de timp următor se va injecta o cantitate de fluid :

$4ab \left(\frac{dz}{dt} \right) dt$ unde dz/dt reprezintă viteza medie de înaintare a frontului de fluid.

Puterea consumată (P) prin injectarea fluidului poate fi exprimată ca produsul dintre forța de injecție și viteza medie a fluidului.

$$P = \left[4p_i ab - \left(\rho g z 4ab + 4p_o ab - \frac{v}{k} \frac{dz}{dt} 4abz \right) (1-f) \right] \frac{dz}{dt} \quad (15)$$

unde f este factorul de umplere a secțiunii de către fibrele de armare. Forța de injecție din această relație trebuie să învingă forța de greutate a fluidului din cavitate, forța de rezistență conform legii lui Darcy și forța de presiune de pe suprafața liberă a frontului. Considerând că $z = z(t)$ adică înălțimea coloanei de fluid este o funcție de timp relația de mai sus se poate scrie:

$$\frac{v}{k} z \left(\frac{dz}{dt} \right)^2 + (p_i - p_0 - \rho g z) \left(\frac{dz}{dt} \right) + \frac{P}{4(1-f)ab} = 0 \quad (16)$$

Ecuția este o ecuație algebrică de gradul doi având ca variabilă o funcție diferențială.

Facem notația $dz/dt=q$ și ținând seama de relațiile:

$z(t) \cdot q(t) = 1$ și $zq + qz = 0$ rezultă ca deoarece $z=z(t)$ și $z(t)=1/q(t)$ vom avea:

$$\frac{dz}{dt} = -\frac{1}{q^2(t)} \frac{dq}{dt} \quad (17)$$

vom obține soluția ecuației (16) de forma:

$$q_{1,2} = \frac{p_i - p_0}{2} \frac{k}{vz} - \frac{\rho g k}{2v} + \sqrt{\left(\frac{p_i - p_0}{2} \frac{k}{vz} - \frac{\rho g k}{2v} \right)^2 - \frac{kP}{vabz(1-f)}} \quad (18)$$

Volumul dislocat prin curgerea fluidului este dat de debitul de fluid transportat prin secțiunea de curgere a matriței cu viteza medie data de relația de mai sus, adică: $q_1(z)4ab$, dar acest volum trebuie distribuit sub forma unui corp parabolic deoarece legea lui Newton este valabilă iar pe pereții matriței valoarea vitezei este nulă.

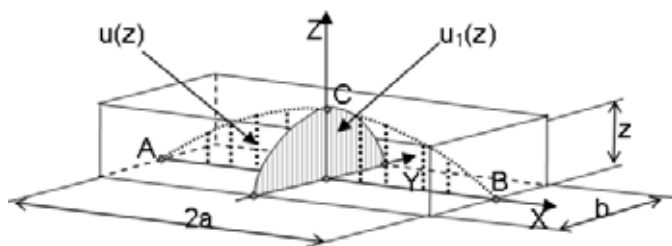


Figura 5.
Frontul parabolic al fluidului

Dacă vom considera valoarea maximă a vitezei de înaintare a frontului de rășină la înălțimea z , de forma: $u(z)$ cu punctul maxim pe centrul câmpului de curgere, respectiv în punctul C (vezi figura 5), atunci parabola din planul xOz trece prin punctele: A(-a,0,0), B(a,0,0) și C(0,0,u), iar ecuația parabolei are forma:

$$u(x) = \alpha x^2 + \beta x + \gamma$$

unde: $z(-a)=0$, $z(a)=0$ și $z(0)=u(z)$ astfel că vom obține:

$$\alpha a^2 - \beta a + u(z) = 0$$

$$\alpha a^2 + \beta a + u(z) = 0$$

de unde obținem valorile $\alpha=-u(z)/a^2$, $\beta=0$ și $\gamma=u(z)$ astfel încât ecuația parabolei devine:

$$u(x) = -\frac{u(z)}{a^2} x^2 + u(z) = u(z) \left(1 - \frac{x^2}{a^2} \right) \quad (19)$$

În mod similar se determină ecuația parabolei frontului de curgere în planul yOz , de unde va rezulta valoarea maximă a vitezei pe axa centrală sub forma:

$$u(y) = u_1(z) \left(1 - \frac{y^2}{b^2} \right) \quad (20)$$

Viteza centrală pe axa centrală fiind egală $u(z)=u_1(z)$ vom obține ecuația vitezei fluidului pe direcția de curgere:

$$u(x, y) = u(z) \left(1 - \frac{x^2}{a^2} \right) \left(1 - \frac{y^2}{b^2} \right) \quad (21)$$

Pentru determinarea volumului elementar dislocat (ΔV) în timpul dt vom considera viteza fluidului pe suprafața ariei secțiunii:

$$\Delta V = 4abq_1(z)dt = \iint_D u(x, y) dx dy dt \quad (22)$$

sau:

$$4abq_1(z) = u(z) \int_{-a}^a \left(1 - \frac{x^2}{a^2} \right) dx \int_{-b}^b \left(1 - \frac{y^2}{b^2} \right) dy \quad (23)$$

de unde:

$$u(z) = \frac{9}{4} q_1(z) \quad (24)$$

Deci repartiția de viteze este o relație de forma:

$$u(x, y, z) = \frac{9}{4} q_1(z) \left(1 - \frac{x^2}{a^2} \right) \left(1 - \frac{y^2}{b^2} \right) \quad (25)$$

3. Concluzii

Pentru calculul comportării fluidului injectat în matrițele de formare a pieselor din materiale compozite pe baza procedurii de transfer de rășină RTM (Resin Transfer Molding) s-a adoptat un mod diferit de determinare a vitezei frontului față de rezolvările cunoscute. Relațiile obținute cât și modul de calcul pot fi modelate cu programe cunoscute.

4. Bibliografie

- [1] **Dumitraș, C. și Opran, C.** Prelucrarea materialelor compozite, ceramice și minerale. București, Editura tehnică, 1994.
- [2] **Gay, D.** Materiaux composites. Paris, Hermes, 1989.
- [3] **Iancău, H. și Nemeș, O.** Materiale compozite. Concepție și fabricație. Cluj-Napoca, Editura Mediamira, 2003.
- [4] **Nardari, C.** Etude des relations entre parametres de fabrication, caracteristiques mecaniques et conception de pieces composites structurales elaborees par injection a basse pression sur preforme (Procede RTM). These doct., Toulouse, Universite "Paul Sabatier", 1999.
- [5] **TERO, M.** Cercetări privind calculul structurilor de armare a pieselor din materiale compozite obținute prin procedeul RTM. Ref.nr.2 Univeristatea Tehnică din Cluj-Napoca, 2001.

Síkbeli rácsos tartók optimális méretezése

OPTIMAL DESIGN OF PLANAR TRUSSES

Dr. Timár Imre
Veszprémi Egyetem

Abstract

The paper deals with the optimum structural design of planar trusses. The aim of the optimal design is: a/ to minimize the volume of construction using evolutionary structural optimization and b/ to minimize the complex objective function (mass and deflection).

In the majority of the truss problems the objective function and the restrictions are nonlinear functions. The minimum of the weighted objective function and the optimal cross-sectional areas of bars are determined in the case of nonlinear design constraints. The constraints relate to the maximal stresses, deflection and buckling of compressed bars. The cross-sectional areas of bars, the minimum of truss and the deflection of one joint depending on the load are presented.

Bevezetés

Az optimális méretezési módszerek eredményes műszaki alkalmazása érdekében ismerni kell a matematikai módszereket és tisztában kell lenni a feladat műszaki tartalmával. Rácsos szerkezetek optimális méretezésekor lehetőség nyílik az optimális geometriai tartókialakítás (topológia) megkeresésére, valamint egy adott geometriai kialakítású tartó esetén az optimális keresztmetszeti méretek meghatározására. Az optimális tartóalak meghatározásával számos irodalom foglalkozott és különböző indítatásból közelítették meg a problémát. Az evolúciós szerkezetoptimalás segítségével először meghatározzuk egy rácsos szerkezet optimális alakját úgy, hogy feszültségre kihasznált tartót kapjunk és így csökkenjen a szerkezet térfogata. Ezt követően bemutatjuk, hogy miként lehet kiszámítani egy adott geometriai kialakítású rácsos szerkezet keresztmetszetének optimális méreteit feszültség- és lehajlás-korlátozási, valamint stabilitási feltételek esetén.

Tartószerkezet optimalása evolúciós algoritmussal

Az evolúciós optimalás mechanikai alkalmazásairól részletes áttekintést nyújt a [1]-es irodalom. A módszer alapjául az evolúciós algoritmus [2] és a végeleemes módszer összekapcsolása szolgál. Ezzel az algoritmussal síkbeli szerkezeteket lehet optimalni. A módszer lényege, hogy első lépésként a kiinduló felületet véges elemes hálózattal befedi és így állítja elő az elemeket. Az optimalás oly módon történik, hogy a kevésbé igénybe vett elemeket eltávolítja és így valójában feszültség szempontjából kihasznált tartót kapunk. Ennek következtében folyamatosan csökken a szerkezet térfogata. Az egyes elemekben a feszültségeket a Huber-Mises-Hencky összefüggés alapján határozza meg

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2},$$

ahol σ_x és σ_y a normál feszültségek és τ_{xy} a csúsztató feszültség. Ezt követően az elemekben ébredő redukált feszültséget σ_{red}^e összehasonlítja a szerkezetben ébredő maximális redukált feszültséggel (σ_{max} -mal). Minden véges elemes számítás végén eltávolítja azokat az elemeket, melyekre teljesül az alábbi feltétel:

$$\frac{\sigma_{\text{red}}^e}{\sigma_{\text{max}}} \leq EH_i,$$

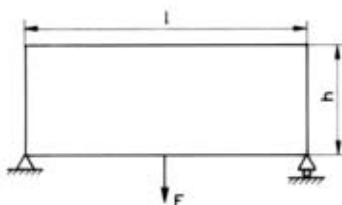
ahol EH_i az ún. eltávolítási hányados. A véges elemes számítás és az elemek eltávolítása addig tart, amíg az állandósult állapot ki nem alakul, vagyis már nem lehet több elemet eltávolítani. Ekkor az eltávolítási hányadost meg kell növelni az evolúciós hányados (EH) értékével

$$EH_{i+1} = EH_i + EH, \quad i=0,1,2,\dots$$

Ezzel az új eltávolítási hányadossal ismét megtörténik a véges elemes számítás, majd az elemeltávolítás egészen addig míg ki nem alakul az új egyensúlyi állapot. Az evolúciós folyamat mindaddig folytatódik, amíg az optimumot az eljárás meg nem határozta, pl. a feszültség szint a maximális feszültség 75%-át el nem érte. Természetesen ezt még lehet finomítani, mivel a legjobb eredmény a feszültségre kihasznált ún. egyenszilárdságú szerkezet. Amennyiben ismerjük az adott anyag megengedett feszültségét, akkor optimáláskor ezt az értéket kell megcélózni. A számításokhoz meg kell adni a kiinduló eltávolítási hányadost (EH_0), valamint az evolúciós hányadost (EH).

Gyakorlati alkalmazás

Az algoritmust először a szakirodalomban a Michell típusú tartóként ismert szerkezeten teszteltük, majd ezt követően számos optimálási feladatot oldottunk meg, melyek közül egyet az alábbiakban ismertetünk. Feladatunk, hogy az 1. ábrán látható tartóból kiindulva meghatározzuk az optimális rácsos szerkezetet. A tartó méretei: $l=800$ mm; $h=250$ mm; $E=210$ GPa; $\nu=0,3$; $\rho=7800$ kg/m³; $EH_{\max}=15\%$; $EH_0=0\%$; $EH=0,1\%$; $v=4$ mm (lemezvastagság); $F=400$ N.



1. ábra

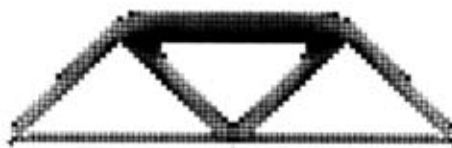
A tartó alakja optimálás előtt

Az optimálás elvégzése után a 2. ábrán látható tartót kaptuk. Az 1. táblázat ismerteti a kiinduló derékszögű négyyszög alakú modellre és az optimált modellre kapott minimális és maximális redukált feszültségeket, valamint a szerkezet térfogatát $EH=15\%$ esetén. Az optimáláskor természetesen nagyobb eltávolítási hányadost is meg lehet adni, de a tapasztalat azt mutatja, hogy a 15%-os érték már nagyon jó eredményt ad.

1. táblázat

	$\sigma_{\min}$ [MPa]	$\sigma_{\max}$ [MPa]	$\sigma_{\min}/\sigma_{\max}$	Térfogat [mm ³]
Kiinduló modell	0,01	14,42	0,001	$8,0 \cdot 10^5$
Optimált modell	2,16	13,91	0,155	$3,0 \cdot 10^5$

Az optimált rácsos tartót elkészítettük és nyúlásmérő bélyeges mérésekkel ellenőriztük a feszültségek eloszlását. A vizsgált pontokban a mért és számított feszültségek közti maximális eltérés nem haladta meg a 3,75%-ot.



2. ábra

Az optimált tartó

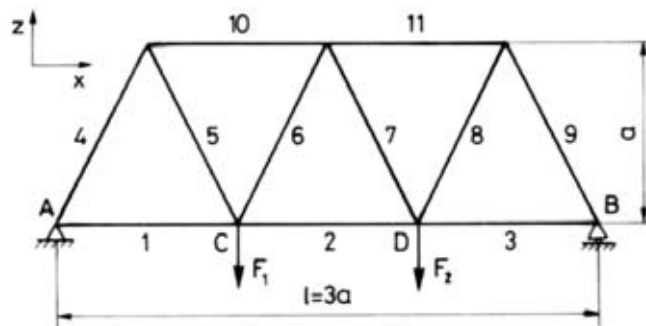
Az evolúciós hányados növelésével az eredmények tovább finomíthatók, illetve ha a kapott rácsos tartót alakra optimálisnak tekintjük, akkor a következő részben bemutatott módszerrel elvégezhető a rácsos tartó további optimalizálása. Az utóbbi módszer előnye, hogy lehetővé válik több célfüggvény és korlátozási feltétel figyelembe vétele.

Rácsos tartó optimális méretezése

A rácsos szerkezetek optimalizására számos szakirodalmi példát találunk. Az optimalizációs feladatoknál legtöbbször két eset fordul elő:

- adott a szerkezet geometriai kialakítása és meg kell határozni az egyes rudak keresztmetszetét,
- szerkezet geometriai kialakítása nincs rögzítve, ezért a geometriai kialakítást is optimalizálni kell.

A továbbiakban a 3. ábrán látható, F_1 és F_2 erővel terhelt 11 rúdból összeállított rácsos tartó optimális méretezését ismertetjük. Ismeretleneknek a négyzet alakú rudak keresztmetszetét tekintjük.



3. ábra
A rácsos tartó felépítése

A célfüggvény megfogalmazása

A problémát több-célfüggvényes optimalizálással oldjuk meg. Célfüggvénynek a tartószerkezet tömegét, valamint a C és a D pont elmozdulását tekintjük.

A tartószerkezet tömegét (m) a következő összefüggés alapján számítjuk

$$m = f_1(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^{11} A_i l_i \rho,$$

ahol A_i az egyes rudak keresztmetszete, l_i a rudak hossza, ρ a rúd anyagának sűrűsége.

A csomópontok lehajlását a [3]-ban ismertetett Betti-tétellel számítjuk. Ily módon a C és D csomópont lehajlása

$$w_C = f_2(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^{11} \frac{N_i N_{Ci}}{A_i E} l_i,$$

$$w_D = f_3(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^{11} \frac{N_i N_{Di}}{A_i E} l_i,$$

ahol N_{1i} az F_1 ill. F_2 csomóponti erők hatására keletkező rúderők, N_{Ci} ill. N_{Di} a $Q_C=1$ kN ill. $Q_D=1$ kN segéderők hatására ébredő rúderők, E a rúd anyagának a rugalmassági modulusa. Mivel három célfüggvénnyel állunk szemben, ezért a feladat a több-célfüggvényes optimalizálás módszereivel oldható

meg. Közülük az ún. súlyozásos módszert választjuk, melynek lényege, hogy az egyes célfüggvényeket súlyozó tényezőkkel (w_i) megszorozzuk, majd összegzéssel egyetlen célfüggvényt állítunk elő

$$F(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^3 w_i f_i(\mathbf{x}),$$

$$\sum_{i=1}^3 w_i = 1 \text{ és } w_i \geq 0.$$

A súlyozó tényezők értékét annak figyelembevételével kell megválasztani, hogy mennyire fontosnak ítéljük meg a probléma szempontjából az egyes célfüggvényeket.

A korlátozási feltételek megfogalmazása

A C és D csomópontok elmozdulására előírjuk, hogy ne legyenek nagyobbak a megengedett értéknél

$$w_{Cmax} \leq w_{meg} = C_w l,$$

$$w_{Dmax} \leq w_{meg} = C_w l,$$

ahol C_w a lehajlási paraméter, l a rácsos tartó hossza.

A rácsos tartó rúdjaiknak igénybevétele húzás vagy nyomás. Ennek alapján az egyes rudakban ébredő maximális normálfeszültségek nem léphetik túl a megengedett értéket

$$\sigma_{max} = \frac{N_i}{A_i} \leq \sigma_m,$$

ahol σ_m – a megengedett feszültség.

A rácsos tartó nyomott rúdjaiknál fennáll a kihajlás veszélye, emiatt a rúdban ébredő erőnek kisebbnek kell lennie a szabvány (EUROCODE 3) alapján számított értéknél

$$N_i \leq N_{b,Rd}$$

ahol $N_{b,Rd} = \chi \beta_A A_i f_y / \gamma_{M1}$, χ a kihajlási módnak megfelelő csökkentési tényező, β_A a keresztmetszet besorolási osztályának megfelelő tényező, f_y a folyáshatár, γ_{M1} a biztonsági tényező.

Az előbbiekben megfogalmazott nemlineáris optimálási feladat megoldását egy konkrét problémán mutatjuk be.

Alkalmazási feladat

A 3.ábrán látható statikailag határozott rácsos tartó adatai a következők: $a=1,5\text{m}$; $C_w=1/300$; $E=210\text{ GPa}$; $f_y=235\text{ MPa}$; $F_1=60\text{ kN}$; $F_2=36\text{ kN}$; $l=4,5\text{ m}$; $Q_C=Q_D=1\text{ kN}$; $\beta_A=1$; $\gamma_{M1}=1,1$; $\rho=7850\text{ kg/m}^3$; $\sigma_m=200\text{ MPa}$; χ értékét a program az EUROCODE 3 szerint az optimálás folyamán számítja.

A számítások elvégzése után kapott eredményeket a 2.táblázat tartalmazza. Látható, hogy a súlyozó tényezők módosításával miként változik az optimum. Amennyiben a w_1 értéke közeledik 1-hez, akkor jelentősen megnő a szerkezet tömegét tartalmazó célfüggvény szerepe. Ez azt jelenti, hogy a szerkezetet tömegminimumra optimáljuk. A C és D csomóponti elmozdulások csökkentése háttérbe szorul. Ily módon tehát egy minimális tömegű, de viszonylag nagy csomóponti elmozdulásokkal rendelkező rácsos tartót kapunk. Ha növeljük a w_2 és w_3 értékét (a táblázat második sora), akkor ez azt jelenti, hogy számunkra fontos a csomópontok elmozdulásának csökkentése, ami természetesen nagyobb tömegű szerkezetet eredményez, ellenben csökkennek a csomóponti elmozdulások. Amennyiben valamelyik csomópont elmozdulását csökkenteni akarjuk, akkor a megfelelő súlyozó tényezőt kell növelni. A táblázat harmadik sorában látható, hogy a w_2 súlyozó tényező növelésekor a C jelű csomópont elmozdulása csökken, viszont a tömeg, valamint a D jelű csomópont elmozdulása viszont növekszik.

2.táblázat

Súlyozó tényezők	Optimális keresztmetszetek [mm ²]	Tömeg [kg]	C-csomópont elmozdulása [mm]	D-csomópont elmozdulása [mm]
w ₁ =0,995 w ₂ =0,0025 w ₃ =0,0025	A ₁ =130; A ₂ =240; A ₃ =110; A ₄ =1170; A ₅ =291; A ₆ =45; A ₇ =433; A ₈ =246; A ₉ =1068; A ₁₀ =995; A ₁₁ =908.	70,9	4,67	3,24
w ₁ =0,0025 w ₂ =0,5975 w ₃ =0,4	A ₁ =1310; A ₂ =2400; A ₃ =1078; A ₄ =2913; A ₅ =2873; A ₆ =386; A ₇ =449; A ₈ =2465; A ₉ =2497; A ₁₀ =2652; A ₁₁ =2290.	267,1	0,77	0,51
w ₁ =0,0025 w ₂ =0,995 w ₃ =0,0025	A ₁ =1416; A ₂ =2419; A ₃ =932; A ₄ =3237; A ₅ =3269; A ₆ =896; A ₇ =890; A ₈ =2177; A ₉ =2111; A ₁₀ =2929; A ₁₁ =1895.	279	0,692	0,622

Összefoglalás

A bemutatott eredmények szemléltetik az optimális méretezés alkalmazási lehetőségeit. A módszer nemcsak mechanikai problémák megoldására használható, hanem segítségével olyan műszaki problémák (hőtani, áramlástan stb.) is megoldhatók, melyeknél meg lehet fogalmazni a célfüggvényt és a korlátozási feltételeket.

Felhasznált szakirodalom

- [1] Xie, Y.M.-Steven, G.P.: Evolutionary Structural Optimization Springer-Verlag, Berlin, 1977.
- [2] Polheim, H.: Evolutionäre Algorithmen, Springer-Verlag, Berlin, 1999.
- [3] M.Csizmadia B. – Nándori E.: Mechanika mérnököknek. Szilárdságtan, Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest, 1999.

Fogaskerék hajtások modellezéséről, parametrikus testmodell segítségével

ABOUT THE GEARING MODELLING, WITH SOLID PARAMAMETRICAL MODELS

Drd. Tolvaly-Roşca Ferenc

Sapientia – Erdélyi Magyar Tudományegyetem, Marosvásárhely,
Műszaki és Humán Tudományok Kar, Gépészmérnöki Tanszék

Abstract

The modeling of a various gearing type, with a solid parametrical modeling, give a useful solution for the FEM Analysis of the gearing. Also it is a good educational tool for the visualization of the different types and problems of the gearing.

Creating a solid model of the gears from the analytical equations of the real tooth surfaces, give an opportunity to study the real gearing process, to make a precise Finite Elements Analysis.

Starting with a very precise wire frame model of the tooth's surfaces, then building the parametrical surface, designing the solid model of the gear and in final making the assembly model of the gearing is one of the most precise way to study the processes of a various gearing type.

Bevezetés

A különböző fogaskerék hajtások parametrikus modellezése, felhasználva a fogfelületek analitikus egyenleteit, egy rendkívüli hasznos eszköz a Végeselem Elemzés alkalmazására a fogaskerék meghajtások terén. Ugyanakkor, a parametrikus modellezés által kínált animációs lehetőségeket felhasználva egy nagyon hasznos eszköz a fogaskerék meghajtások tanításánál.

Rendkívüli látványos, de ugyanakkor valós képét valósíthatjuk meg egy adott típusú fogaskerék meghajtásnak, hordképet tanulmányozhatunk.

Parametrikusan modellezve a hajtást, a különböző technológia tűrések által bevitt hibákat testmodellen lehet tanulmányozni, mint vizuálisan, mint Végeselem analízissel.

A modellezés bemutatása

A modellezés elvégzéséhez az Autodesk cég szoftverei voltak használva: Automechanical Desktop 6, Inventor 5.3.

A felületek geodetikus vonalai AutoLISP függvényekkel vannak megszerkesztve. Ezen geodetikus vonalak eltérései az analitikus felületek geodetikus vonalaitól:

$$\epsilon_{\text{polyline max}} < 0.0001 \text{ mm}$$

A hiba a polyline elkészítésének finomságától függ. E felbontás finomságának egy optimális értékét a használt számítógép memória illetve processzor kapacitása határozza meg. Egy túl nagy felbontás esetén a felületi és testmodellek kezelése időigényes lesz a modellezés későbbi lépéseiben.

Továbbá a parametrikus felület modellezésekor ezen polylineok, spline görbéké alakulnak át. Ezen spline görbékre épülnek fel a Nurb (nonuniform rational B-spline) típusú felületek.

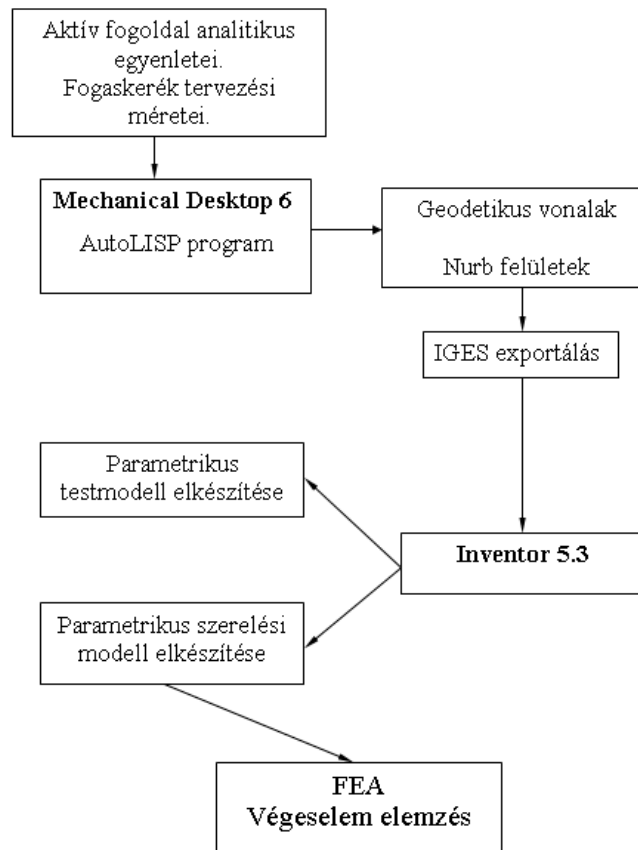
Nyilvánvalóan e felületek az analitikus fogfelület megközelítései, de ezen eltérések a szakirodalom szerint, a fent leírt maximális tévedés mellett is:

$$\epsilon_{\text{nurb max}} < 0.001 \text{ mm}$$

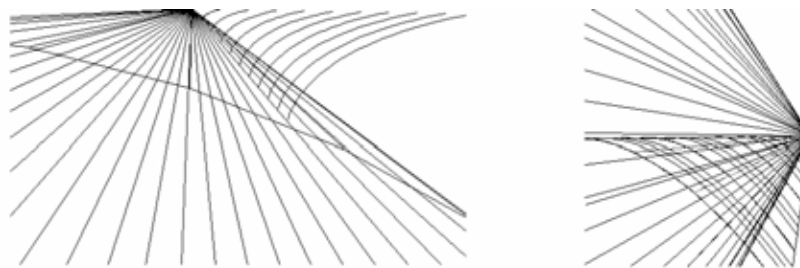
Ez az eltérés teljesen elhanyagolható, figyelembe véve a technológiai szempontokat.

Jelen pillanatban a modellek készítése részben manuálisan történik és a végső modellen nem minden paraméter változtatható.

Az alábbi diagram ábrázolni kívánja a modellezés különböző lépéseit:



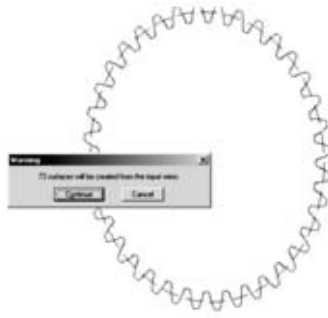
A fenti diagramm alapján látható, hogy kiindulva a felületek analitikus egyenleteiből, (egyenes hengeres fogaskerék esetén a fogprofil evolvens görbéiből), a fogoldal felületeinek geodetikus vonalai illetve a fogoldal felülete készülnek el. (1.ábra).



1. ábra

Oktooid I típusú kúpfogaskerék aktív fogfelületének geodetikus vonalai és felülete

Továbbiakban a 2-es ábrán egy egyenes hengeres fogaskerék szabványfelülete generálási pillanata látható és a 3-as ábrán a már generált NURB felület:

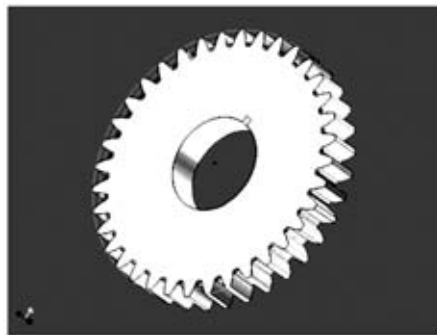


2. ábra
Egyenes külső hengeres fogaskerék felületének generálása

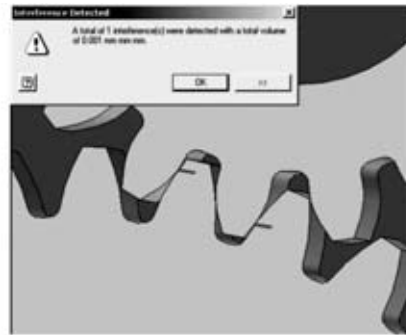


3. ábra
A NURB felület

A munka további lépése IGES formátumban lementeni a felületi modellt. Ezután ezt az Autodesk Inventor 5.3-ba importálva, ebből egy testmodellt készítünk (4.-es ábra).



4. ábra
A fogaskerék testmodellje



5. ábra
A szerelési modell interferencia elemzése 0.001 mm-es tengelytáv eltérésnél

A szerelési modell geometriai megkötéseit megfelelően meghatározva, egy valóban működő fogaskerék meghajtást szimulálhatunk, ebből videó felvételt is készíthetünk.

A fentiekhez hasonlóan a már bemutatott Oktoid I típusú aktív fogfelület alapján, kúpfogaskerék párból is szerelési modell készült.

Következtetések

- A fenti modellezési eljárás a fogaskerék-hajtások egy valós testmodellezését eredményezik.
- A modellezés további kibővítése és javítása érdekében a teljes eljárást VBA-ban programozott makró kell elvégezze, egyetlen szoftver segítségével, Inventor 5.3 -al. Így a modellezés teljesen parametrikus lehet.

Távalati terv

Felhasználói kiválasztások alapján fogaskerék-hajtás típus kiválasztási lehetősége, méretek bevitel, teljesen automatikus modellkészítés.

Irodalom

- [1] Hollanda D., Bazele aşchierii și generării suprafețelor, Universitatea "Petru Maior" Târgu Mureș, 1996.
- [2] Jula A. ș.a., Proiectarea angrenajelor evolventice, Scrisul Românesc, Craiova. 1989.
- [3] Hollanda D., Máté M., A gömbevolvens, az oktoid I és oktoid II fogprofilok relatív helyzete. OGÉT 2000.
- [4] Pozdircă A., Proiectarea asistată de calculator a geometriei angrenajelor melcate, Editura Universității „Petru Maior”, Târgu Mureș. 1998.

Fogaskerék diagnosztika frekvenciaelemzéssel

GEARS DIAGNOSTIC WITH FREQUENCY ANALYSIS

Tóbis Zsolt

Miskolci Egyetem, Gépelemek Tanszéke

Abstract

The connection and accordance between engines and machineries is realised by different type of transmissions (gears). Usually gear-drives are used for these duties. Several types of gear-drives are making, and the types has different properties. We can chose the correct type of drives for an object based on the requirements of the assignment. As it is experienced, in case of working gear-drives, the malfunctions causes the failure of the transmissions. Based on damage-statistics, we can confirm that, 60% the failure of different types of fixed industrial transmissions is caused by tooth gear problems. Commonly, the investigation of a failure in initial stage does not eventuate in time. The single types of appearance are infrequent, they usually come forward combined, or as phases of a damage progress.

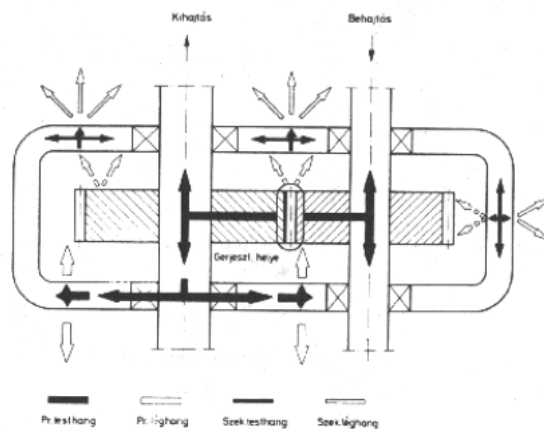
Az erő- és munkagép közötti kapcsolatot biztosító hajtóművek döntő hányada fogaskerék hajtómű. A hajtástechnika terén megfigyelhető fejlődés ellenére ez várhatóan meg is marad. Állapotfelügyeletük a környezeti terhelések szabályozása, kezelhetősége miatt éppen ezért fokozott jelentőségű, mivel működésük során jelentős zaj- és rezgéshatásokkal kell számolni.

A hajtómű működésével együttjáró zajok és rezgések nem szüntethetők meg, legfeljebb mérsékelhetők a működési elv megsértése nélkül. Megszüntetésük nem is lenne célszerű, mert felvilágosítást adnak a hajtómű állapotára. Ez teszi lehetővé működés közben is folyamatos ellenőrzésüket, s adott esetben jelezhetik a beavatkozás szükségességét is. Az üzemi gyakorlat tehát e jelenségek információ tartalmát felhasználhatják és az adott cél érdekében hasznosíthatják is.

Fogaskerék hajtóműveknél a forrás a fogaskerekek kapcsolódása, ahonnan a gerjesztés a keréktesten, tengelyeken, csapágyakon keresztül jut a szekrény falaira, s ezek azt a környezetbe léghangként kisugározzák. Azonban közvetlen hatás is van, mert a kisugárzott zajt csupán a szekrény falainak hanggátlása korlátozza. E két átviteli utat szemlélteti az 1. ábra, amelyen a sötét vonalak (tele nyilak) az elsőként említett testhang terjedést, a világosak (üres nyilak) a közvetlen léghang terjedésre utalnak. Utóbbi jelentősége lényegesen kisebb, a gerjesztési teljesítménynek általában 5...6 %-a, gyakran azonban még a 0,1 %-ot nem éri el.

A gerjesztés a kapcsolódásra vezethető vissza. Meghatározó az ún. kapcsolódási – és gördülőköri impulzus.

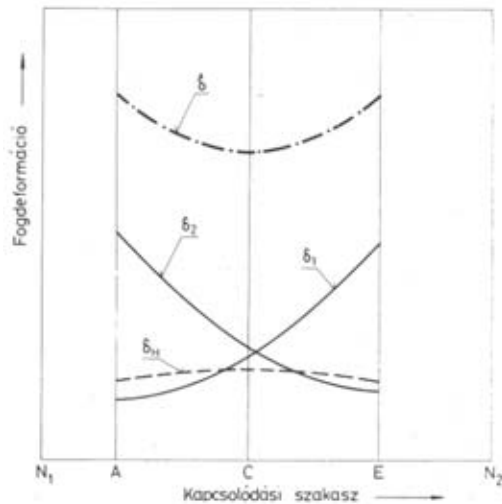
Az előbbi magyarázza a 2. ábra (a kapcsolódási szakaszon belül ugrásszerűen változik a fogak alakváltozása – hajlítás és belapulás – az egy fogpár - kétfogpár átmenetnél, a valóságos és az elméleti osztás viszonya periodikusan változik, s ennek eredménye egy ütközés jellegű kapcsolódás).



1. ábra

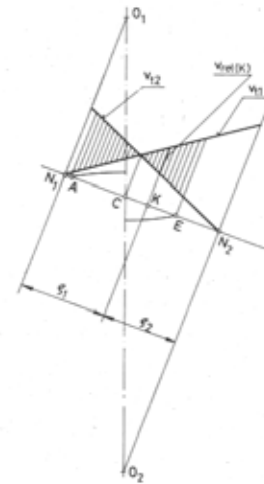
Az átviteli út rendszer fogaskerék hajtóműveknél

A gördülőköri impulzus oka a relatív csúszás irányának megváltozása (pl. a főpontban, ha a tervezés során kiadódott közös fogmagasság felosztás csúszáskiegyenlítés alapján történik), s ez az átvitt nyomaték 10 %-át is elérheti. A jelenséget a 3. ábra szemlélteti.



2. ábra

A kapcsolódási impulzus
(változás a kapcsolódási szakaszon)



3. ábra

A gördülőköri impulzus

Az előzőekben említettekén túl természetesen gyártási, szerelési és üzemeltetési hibák is jelentkeznek a működés során. Gyakorlati tapasztalat szerint a gyártási hibák vonatkozásában, szinte mindig az osztáshiba a meghatározó, szerelés estén a helyzetpontosság, üzemeltetésnél a nem megfelelő karbantartás (megfelelő kenési állapot biztosítása). A forrás hatásaként a szerkezetben tehát megjelenik az időben változó testhang, azaz pl. az $L = f(t)$ időfüggvény. Ennek alakja mindig a pillanatnyi állapotot tükrözi, így a spektrum képzésével (Fourier-analízis) a gerjesztésben bekövetkező változásokra (pl. az elhasználódás mértékére) lehet következtetni.

A spektrum és az állapot között szoros és egyértelmű kapcsolat áll fenn, s amennyiben ez ismeretes, úgy diagnosztikai célokra is felhasználható.

Jelenleg nem ismeretes olyan összeállítás a gyakorlatban, amely lehetővé tenné a spektrum alapján a hiba azonosítását. A karbantartással foglalkozó szakemberek viszont ezt igénylik, mert gazdaságos üzemeltetés ennek hiányában nem valósítható meg.

A kutatás célja egy ilyen azonosítási rendszer összeállítása, döntően műszaki irányelv szinten. Ez azt jelenti, hogy a spektrum jellegzetes frekvenciái, ill. azok változása alapján következtetni lehessen egyrészt a hiba okára (elem, vagy elempár működése, folyamat) másrészt a beavatkozás szükségességre és annak időpontjára.

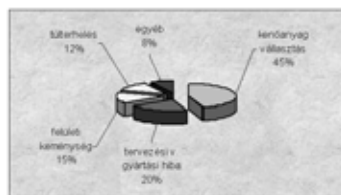
Ebből a célból előre meg kell határozni egy ideális fogaskerékpár működése során kialakuló spektrumot (alapspektrum), ennek változását normál működtetési körülmények között (elhasználódás az élettartam függvényében), majd a jellegzetes károsodási eseteknek megfelelőket. Az összehasonlítás jelenti ezután az értékelést, azaz a hiba forrásának megállapítását.

Az alapspektrum a kapcsolódás függvénye, ez csak elméleti úton határozható meg.

A fogazat károsodásából adódó gerjesztő impulzusok

A hajtómű használata közben bizonyos mechanikai változások miatt az ideális fogkapcsolódáskor fellépő rezgések megváltoznak, megnövekednek. Ezeknek az oka lehet a már említettek szerint tervezési, gyártási, üzemeltetési, karbantartási jellegű. Ezek a változások:

- normálváltozás,
- károsodás (megoszlásukat a 4. ábra mutatja),
- tönkremenetel.



4. ábra
Károsodási megoszlások

Fogaskerék-károsodások:

1 kopás,

kejáródás, normál -, progresszív -, abrazív kopás, berágódás, karcosodás, bemarkódás, progresszív -, helyi -, hideghegedéses berágódás, kapcsolódási rendellenesség miatt létrejött kopás,

2 korrózió,

vegyi, súrlódási, revésedés, hőnfutás, áramátfolytatás,

3. erózió,

4. kifáradás,

pitting (progresszív, kezdeti), lyukacsosodás, lepattogzás, kéreghámlás,

5. képlékeny deformáció,

benyomódás, fodrozódás, sorjaképződés, gördülési deformáció,

6. repedések,

edzési -, anyaghiba okozta -, kifáradásos -, köszörülési repedések,

7. fogtörések,

fáradásos törés, erőszakos törés,

Gyártásból és/vagy szerelésből adódó eltérések:

általában nem befolyásolják a hajtómű működését

Gyártási eredetű eltérések:

osztáshiba,

profilhiba,

excentricitás-alapkör és gördülőkör között,

gyártási pontosság-gazdaságosság függvényében,

megmunkálási egyenetlenségek.

Szerelésből adódó eltérések:

pontatlan rögzítési módok,

szakszerűtlen szerelés, stb.

Összefoglalás

Ha egy ideálisnak tekinthető fogaskerékpáron szándékosan létrehozunk az előzőekben említett károsodási formákat, majd meghatározzuk a spektrumát, (amelyről feltételezzük, hogy egyedi és megfeleltethető az egyes károsodási típusoknak), akkor egy általános fogaskerekes hajtómű spektrumából visszakövetkeztethetünk a hajtómű állapotára és meghibásodásának okára is. Kutatási feladatunk egy ilyen vizsgálati mérőpad létrehozása, a vizsgálatok végzése és ennek alapján egy karbantartási célú általános műszaki irányelv kidolgozása.

Irodalom

- [1] Dr. Vörös Imre Fogdeformációk és dinamikus terhelések fogaskerekeknek, Felsőoktatási Jegyzetellátó Vállalat, Budapest 1955
- [2] Szeniczai Lajos A Fogaskerékgyártás Zsebkönyve, Műszaki Könyvkiadó, Budapest 1956

Termoelektromos hűtőkészülékek ipari alkalmazásai

INDUSTRIAL APPLICATIONS OF THERMOELECTRIC COOLING DEVICES

Vallasek István

Sapientia – Erdélyi Magyar Tudományegyetem, Csíkszeredai Karok

Abstract

The thermoelectric cooling method, based on the Peltier effect in semiconductor alloys is a modern technical approach in the refrigerating industry. The development of this method was possible due to the significant progress made in semiconductor alloy preparation technology in the second half of the XX century. Thermoelectric cooling devices are frequently used in various technical domains, such in refrigerating industry, air conditioning and climatization, laboratory equipment, electronics, computer technology, biology, medical instrumentation, industrial process equipment etc.

A termoelektromos hűtőkészülékek a XX. század utolsó harmadában kezdtek teret hódítani az addig használatos, hagyományos hűtési eljárások (kompresszoros, abszorpciós hűtőkészülékek) mellett. Elterjedésüket a termoelektromos félvezető ötvözetek (pl. bizmuttellurid –antimontellurid) modern gyártási technológiáinak kidolgozása tette lehetővé (pormetallurgiai eljárás, egykristálynövesztési eljárás). A termoelektromos hűtési eljárás alapját az 1834 óta ismert Peltier-hatás képezi, amelynek lényege, hogy két különböző fémes vezetőből alkotott áramkör forrasztási pontjai között egyenáram áthaladásakor hőmérsékletkülönbség keletkezik. A Peltier-hatás gyakorlatban történő alkalmazására csak a megfelelő termoelektromos tulajdonságokkal rendelkező anyagok (félvezető ötvözetek) felfedezése és előállítási technológiájának kidolgozása után kerülhetett sor.

A Peltier-elemek olyan speciális eszközök, amelyek segítségével mozgó alkatrészek és gázne-mű hűtőközeg nélküli hűtőgépek és hőszivattyúk készíthetők. Ennek olyan esetben van jelentősége, amikor hagyományos hűtési eljárások nem alkalmazhatók. Zavaró tényező lehet a kompresszoros rendszerek rezgése, nagy mérete, helyigénye, lomhasága és bonyolultsága. Ezzel szemben a termoelektromos hűtőkészülékek könnyen kezelhetők, kis helyigényűek, hűtőkapacitásuk az áram-erősség változtatásával szabályozható, megfelelően alkalmazva rendkívül megbízhatóak. Előnyös tulajdonságuk, hogy az áram irányának megváltoztatásával fűtésre is felhasználhatók. Ennek köszönhetően a laboratóriumi mérés technikában egyre szélesebb körben kerülnek alkalmazásra (pl. mintahűtők, infravörös detektorhűtők, harmatpontmérők, ozmóméterek, PCR-ek, fotométerek küvetta hűtői, termosztátok stb.)

A Peltier-elemeket speciális félvezető ötvözetekből készítik, a legismertebbek a bizmuttellurid alapanyagú, szelént és antimont tartalmazó anyagcsalád tagjai. Ezekből speciális eljárással meghatározott orientációjú polikristályos, anizotróp termoelektromos tulajdonságokkal rendelkező p és n típusú (elektronhiánnyal és elektronfölösleggel rendelkező) elemeket készítenek. Az így nyert elemekből p-n párokat képeznek, amelyeket soros kapcsolásban megfelelő vezető-fémezéssel ellátott kerámialapok (pl. alumíniumoxid) közé forrasztanak, ami megfelelő szilárdságot biztosít az eszköznek, elektromosan jó szigetelő és ugyanakkor megfelelő hővezetéssel rendelkezik. A leírt eszköz (Peltier hűtőmodul vagy cella.) képezi a termoelektromos hűtőkészülékek alapegységét.

A termoelektromos hűtőkészülékek hatásfoka a kompresszoros és abszorpciós hűtőgépek hatásfoka között helyezkedik el, de erősen függ a hűtőkészülék által létrehozott hőmérsékletkülönbségtől. Hűtőkapacitásuk jelenleg az 10-100 W tartományba esik, tehát nagy ipari hűtőberendezések esetében ez a hűtési módszer nem alkalmazható. A termoelektromos légkondicionáló berendezések esetében 2,5 kW kapacitású egységeket is építettek az US Navy tengeralattjárói számára.

A termoelektromos hűtőkészülékek fontosabb alkalmazási területei a következők:

- Hűtőipar (háztartási kishűtőszekrények, hordozható hűtőládák gépkocsik és motorcsónakok részére, ivóvíz és italhűtő készülékek, jégkockákat előállító készülékek)
- Légkondicionáló és klímaberendezések

- Laboratóriumi műszertechnika (kishűtőszekrények, termosztátok, folyadékhűtők, fotomultiplikátorok, infravörös detektorok, bolométerek, lézerek hűtésére szolgáló készülékek)
- Orvosi műszerek (fogorvosi és sebészeti gyakorlatban használt eszközök hűtésére szolgáló készülékek)
- Elektronika, számítógépek (mikrotermosztátok, memóriaegységek és mikroprocesszorok hűtése)
- Biológiában használt készülékek (mikroszkópasztalok és mikrotomok hűtése, biológiai minták szállítására alkalmas hűtőkonténer)
- Ipari folyamatokban használt hűtőkészülékek (gázanalizátorok, petróleumipari termékek fagyáspontjának meghatározására szolgáló készülék, üveggyártásban használt hűtőkészülék, gázok harmatpontját mérő készülék, vákuumszivattyúk gözcspadájának hűtésére szolgáló készülék)

Romániában 1975 -2000 között a kolozsvári ICPIAF 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 készüléket szabadalmaztattak. Világviszonylatban a fejlett iparral rendelkező országokban (Anglia, Franciaország, Németország, Hollandia, Svédország, Japán, Korea, Amerikai Egyesült Államok, Ausztrália, Oroszország) több cég szakosodott a termoelektromos hűtőmodulok és készülékek gyártására és forgalmazására.(pl. RCA, Carrier Corp., Borg-Warner, Melcor, Cambion, Westinghouse, Siemens, Philips, Supercool, Ferrotec, Alcatel, Cogie, Sanyo, Mectron, Transco, Kvant). A termoelektromos anyagok kutatása és alkalmazási területeinek kibővítése világszerte nagy lendülettel folyik . Az elért eredményekről az évente megrendezésre kerülő International Conference on Thermoelectrics rendezvényein számolnak be.

Irodalom

- [1] GOLDSMID, H. J. (1964) : Thermoelectric Refrigeration, Plenum Press, New York.
- [2] HARMAN, T.C. – HONIG, J.H. (1967) : Thermoelectric and Thermomagnetic Effects and Applications, Mc Graw Hill, New York.
- [3] KOLENKO, E.A. (1967) : Termoelektriceskie ohlajdaiuscie priborî, Moscova.
- [4] (1972) CAMBION Thermoelectric Handbook, Cambridge, USA.
- [5] ELBERG, S. –MATHONNET, P. (1975) : La Thermoelectricité – Materiaux et Applications, CEA - CEN, Grenoble.
- [6] TANASESCU, Fl. T. (coordonator) (1986) : Conversia energiei – Tehnici neconvenționale, București.
- [7] VALLASEK, I. (1988) : Materiale semiconductoare termoelectrice și aplicațiile lor în tehnica frigului și energetică, Construcția de mașini, vol.40, nr. 4, p. 204-208.
- [8] ROWE, D. M. (1995) : CRC Handbook of Thermoelectricity, Boca Raton, USA
- [9] VALLASEK, I. (2002) : Studiul proprietăților termoelectrice ale aliajelor semiconductoare și aplicațiile lor în tehnică, Teză de doctorat, Universitatea Babeș- Bolyai, Fac. Fizică, Cluj
- [10] VALLASEK, I. (2002) : Termoelektromos félvezető ötvözetek előállítás, fizikai tulajdonságai és alkalmazásai, EME Természettudományi és Matematikai Szakosztálya Évi Tudományos Ülésszaka, Marosvásárhely, 49. old..

Modern mérőberendezések alkalmazása mechatronikai rendszerekben

SOPHISTICATED MEASURING EQUIPMENT OF MECHATRONIC SYSTEMS

Váradiné dr. Szarka Angéla

Miskolci Egyetem, Elektrotechnikai-Elektronikai Tanszék

Abstract

The research work running at the Department of Electrical and Electronic Engineering focused on three directions of networked measuring and controlling systems. All the systems use Ethernet based protocols for networking, therefore they can be controlled through the Internet. The GPIB system includes different traditional programmable instruments, the modular system has high flexibility with its analogue and digital input and output, relay module and counter/timer. The most challenging part of the research work is development of measuring system including traditional data acquisition card with control possibility through the web browser. The department aims to establish a representative remote controlled laboratory for all who is interested in study of new measurement technology.

A Miskolci Egyetem Elektrotechnikai – Elektronikai Tanszékén a távmérő és –vezérlő rendszerek témakör 3 területén folyik jelenleg kutató munka. A 3 irány közös jellemzője, hogy Ethernet hálózat alapú mérő- és vezérlőrendszer fejlesztését tűzte ki célul, amely lehetővé teszi az Interneten keresztül történő alkalmazást. Az egyik területen a hagyományos GPIB műszerek Internetre kapcsolása a cél, a másik terület egy ipari felhasználásra alkalmas, real-time üzemmódban működtethető flexibilis moduláris rendszer fejlesztését öleli föl, végül a hagyományos mérésadatgyűjtő rendszer Internetes alkalmazása elsősorban az oktatás területén kínál lehetőségeket.

Bevezetés

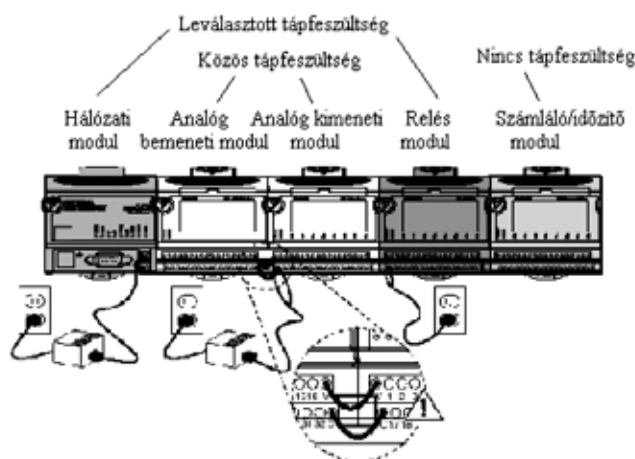
A távvezérelt munka, e-tanulás, e-kereskedelem, e-gyártás, stb egyre nagyobb teret hódít. Az ipari vezérlés és irányítás különböző szintjein is mind szélesebb körben használják a világhálót. Az állapot- és minőségfelügyelet a termelő folyamatok egyik legkönnyebben és leghatékonyabban távvezérelhető része, ezért ezen terület a fejlesztések fókuszában áll. A mérés- és vezérléstechnika területén számos hálózati struktúra került kifejlesztésre – RS485, Fieldbus rendszerek – de ezek mindegyike egy speciális, csak erre a célra alkalmazható kábelezés kiépítését igénylik, ami nagy költséget jelent, miközben a műszerek/berendezések/érzékelők száma és távolsága –ugyan egyre növekvő, de mégis – korlátozott. Az Internet terjedésével az Ethernet hálózatok is bővülnek, hamarosan bárhol rendelkezésre állnak, ezért magától adódik a kérdés, hogyan lehetne, ezt a már meglévő hálózatot, a fizikai kábelezéstől az adatátviteli szoftverháttérrel együtt mérés- és vezérléstechnikai célokra felhasználni. Természetesen az első kérdések, amelyeket meg kell válaszolnunk, a megbízhatóság, az adatátvitel sebessége és biztonsága.

A Miskolci Egyetem Elektrotechnikai – Elektronikai Tanszékén folyó mérés-technikai fejlesztések célja, hogy az Internet hálózat adta lehetőségeket kihasználva különböző mérőberendezések távvezérlését oldjuk meg. A fejlesztő munka három mérőrendszeren folyik. Az egyik egy moduláris mérőrendszer, amelyhez a mérés helyén nincs szükség letelepített PC-re, vagy más számítástechnikai eszközre, csupán egy Ethernet hálózati csatlakozási pontra. A rendszer központi egysége a hálózati modul, amely egyik oldalon csatlakozik az Internethez, másik oldalon pedig egy vagy több I/O modulhoz. Ez elosztott rendszerként működik, hiszen a modulokat Interneten keresztül akár egyszerre több host számítógépről is el lehet érni. A mérő vagy vezérlő program a modulokba letölthető és real-time rendszerben működtethető akár hálózat nélkül is. Az adatok lekérdezésére ismét az Internetre kapcsolódik. A másik rendszer hagyományos GPIB (IEEE488) műszerek Internetes vezérlését teszi lehetővé. Ez a

rendszer sem igényel a mérés környezetébe telepített számítógépet. A hálózati modul egyik oldalon az Internethez, másik oldalon a műszerekhez kapcsolódik. Ezek a rendszerek ipari mérésekre kiválóan alkalmasak, de oktatási szempontból mindkét rendszer hátránya, hogy a működtetéshez a host PC-re vagy PC-kre egy speciális szoftvert kell telepíteni, így web-oldalon keresztül, vagyis mindenki számára elérhető módon nem működtethető. A méréstechnika oktatásában az lenne a cél, hogy a hallgatók számára minél egyszerűbben elérhető rendszert hozzunk létre, amely speciális szoftver installálása nélkül, web-oldalon keresztül egy szokásos web-böngészővel használható. Ehhez egy hagyományos mérésadatgyűjtő kártyát kapcsolunk össze egy web-szerverrel, amelyet az Internetes felhasználók elérhetnek és amely biztosítja a felhasználó és a mérőrendszer közötti kapcsolatot.

1. Ethernet hálózatra kapcsolható moduláris mérő- és vezérlőrendszer

Az 1. ábrán látható Interneten keresztül működtethető moduláris rendszert egy intelligens hálózati modul vezérli, amely Etherneten keresztül kommunikál külső berendezésekkel, host számítógépekkel, más hasonló hálózati modulokkal, és vezérli a nem intelligens modulokat, amely lehet többszörös analóg bemeneti egység, analóg kimeneti egység, digitális bemenet, kimenet, relés modul, számláló-időzítő egység, stb. A hálózati modul közvetlenül, PC nélkül kapcsolódik az Ethernetre és automatikusan detektálja a 10 vagy 100 Mb/s kommunikációs sebességet.

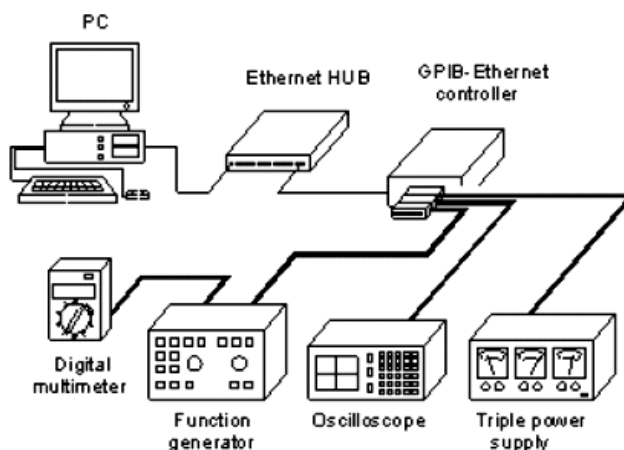


1. ábra

Etherneten keresztül vezérelhető moduláris mérőrendszer

2. Etherneten keresztül vezérelhető GPIB műszerpark

A GPIB (IEEE488) a méréstechnika egyik legelterjedtebb adatátviteli rendszere, ezért a hálózatos mérések másik területén a tanszéken rendelkezésre álló hagyományos GPIB műszerpark Internetre kapcsolását tűztük ki célul. A mérőrendszer a 2. ábrán látható felépítésben egy oszcilloszkópot, egy digitális multimétert, egy függvénygenerátort és egy tápegységet tartalmaz. A mérőműszereket egy hagyományos hallgatói laboratóriumi mérésre telepítettük fel, amelyet elektronikai tantárgyak keretében kötelezően mérnek mind a gépészmérnök, mind az informatikus és műszaki menedzser hallgatók. A hallgatók által már ismert mérésen keresztül tanulmányozhatják a számítógépes méréstechnika legmodernebb eszközeit, akár Interneten keresztül is.



2. ábra

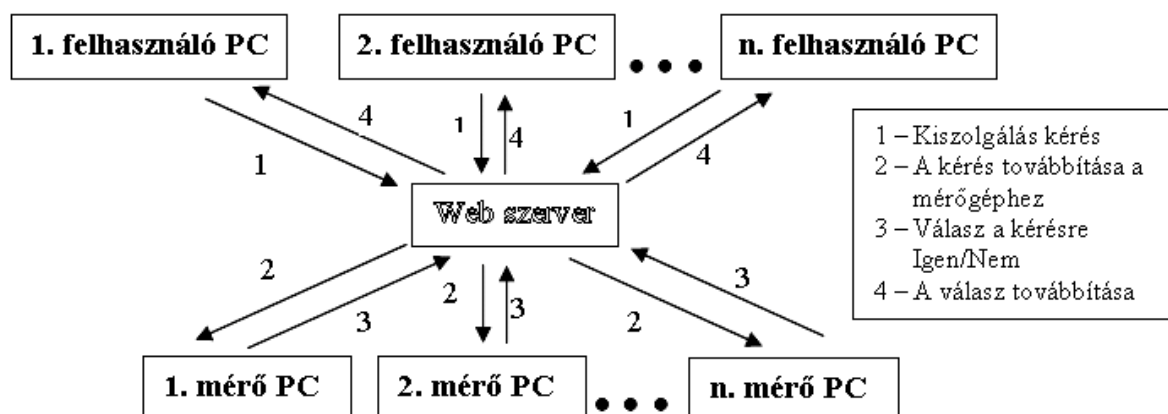
*A Miskolci Egyetem Elektrotechnikai – Elektronikai Tanszékén
működő programozható műszerpark*

Az IEEE488 szabvány komoly korlátokat szab a műszerpark elrendezésére, a lehetséges távolságokra, ami erősen behatárolja a rendszer alkalmazhatóságát. A GPIB vezérlők újabb generációja, megtartva a szabvány adta párhuzamos kommunikáció előnyeit, a távolságok növelésére különböző kommunikációs protokollokkal ötvözi a GPIB-t. Ezek lehetnek soros kommunikációs protokollok, Ethernet, USB, Firewire (IEEE1394) vagy VME busz (IEEE1014). Mivel az Ethernet egyre szélesebb körben használt rendszer, és az Internetes mérések alapjául szolgál, ezért erre a rendszerre telepítettük rá a meglévő GPIB műszerparkunkat.

A mérés közvetlen környezetében nincs szükség számítógépre, csupán egy Ethernet csatlakozási pontra, amelyre a GPIB-Ethernet vezérlőt kapcsoljuk. A vezérlő egyik oldalon kommunikál a hálózattal, másik oldalon az IEEE488-as kommunikáció porttal rendelkező műszerekkel. A rendszer előnye, hogy a mérések sebességét nem az Internet sztochasztikusan változó pillanatnyi sebessége határozza meg, hanem a mérőműszerek sebessége. Ez különösen fontos az oszcilloszkóp és a függvénygenerátor alkalmazásakor.

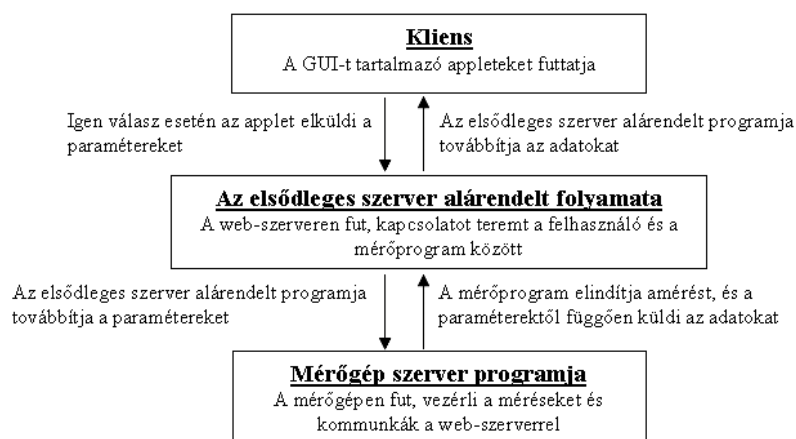
3. Web-böngészőn keresztül vezérlehető mérőrendszer

A fejlesztés célja, hogy egy többfunkciós számítógépes mérőrendszert úgy vezérelhessünk Interneten keresztül, hogy ahhoz csupán a megszokott web-böngészőnket kelljen használni, minden egyéb szoftver nélkül. Ehhez egy hagyományos többfunkciós mérésadatgyűjtő kártyát alkalmazunk. A PC, amelyben az adatgyűjtő kártya van, vezérli a kártyát, és kommunikál a web-szerverrel. A web-szerverre Java appletek vannak telepítve, amelyeket az Interneten keresztül belépő felhasználók letöltenek, és a szerver biztosítja a mérésvezérlő szoftver és a Java appletek közötti kapcsolatot. A 3. és 4. ábrán látható architektúrában működő rendszerben minden mérő PC egy C nyelven megírt szerver programot futtat, ami vezérli a mérést és kommunikál az elsődleges szerver programmal. Ez az elsődleges szerver program a web-szerver gépen fut, és amikor egy felhasználó belép, akkor egy alárendelt (gyerek) folyamatot indít el, amellyel a felhasználó számítógépére Java appleteket tölt le. A Java applet a felhasználó számítógépén fut egy web-böngészőbe ágyazva. Az applet által létrehozott grafikus felhasználói interfészen (GUI) a felhasználó kiválaszthatja azt a mérőgépet, amit használni kíván, beállíthatja a mérési paramétereket, elindíthatja a mérést és megtekintheti az eredményeket. A mérési eredmények letöltése szintén a web-szerveren keresztül történik.



3. ábra

A számítógépek közötti kommunikáció az alárendelt folyamat létrehozása előtt



4. ábra

Kommunikáció a mérési folyamat engedélyezése után

Összefoglalás

A Miskolci Egyetem Elektrotechnikai –Elektronikai Tanszékén folyó kutató munka a mechatronikai rendszerek hármas pillérének egyikét, a mérés technika fejlesztését tűzte ki célul. A fejlesztések az Internet hálózat nyújtotta lehetőségeket használja ki ipari és oktatási célokra. A technikai feltételek függvényében a konferencián a valós mérőrendszerek bemutatásra kerülnek.

Felhasznált irodalom

- [1] Webster, J.G. (1999), The Measurement, Instrumentation, and Sensors, CRC Press LLC, USA
- [2] The Measurement and Automation Catalog (2002), National Instruments, USA
- [3] Field Point User Manual (2002) National Instruments, USA

A tudattalan tudás a tervezői munkában

THE UNCONSCIOUS KNOWLEDGE IN DESIGNER'S WORK

Vidovics Balázs

Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem

Abstract

Designers' work was formerly known as a typical conscious and formal task. But some unconscious bits of information do exist in our knowledge base. This information comes by subliminal ways of perception **without conscious control**. Soon these are stored in the long-term-memory and can be recalled any time. When a designer comes to a complex problem which needs intuition, all the deeply stored and separated information is sought and relevant bits are connected by certain guidelines. These bits to recall can be the unconsciously stored ones. This is the knowledge which we are not aware of. This knowledge helps out the designer when in critical situations – that is what we call **idea** or **intuition**. Retrieval of unconscious information is the core of productive creativity.

Bevezetés

A **tudatos és tudattalan folyamatok** elkülönítése időben Descartesig nyúlik vissza, Leibnitz 1704-ben pedig egyértelműen megfogalmazta, hogy a tudattalan észlelési folyamatok nagy szerepet játszhatnak a gondolkodás, a viselkedés alakításában (Merikle, 1992). Céлом az, hogy felhívjam a figyelmet arra, hogy a tervezői munka szerves részét képezik azok az információk, és az a tudás, amely tudatunk vagy akaratunk „ellenére” birtokunkban van, és hogy esetenként nem tudatosan használjuk ezt a tudás-bázist. Biztos vagyok benne, hogy a téma sok érdekességet tartogat azok számára is, akik eddig úgy gondolták, hogy a tervezői munka kizárólag tudatos, módszeres és formális tevékenység.

Elméleti háttér

A tervezői munka során a tervező **komplex problémákat** old meg, rendszerint alproblémákra bontva azokat. E komplex folyamat, és ennek a tudattalan folyamatokkal való kapcsolatának megértéséhez szükség van az emberi **információ-feldolgozás** és probléma-megoldás leírására.

Az emberi információ feldolgozó rendszer a következő állomásokból áll (Ellis és Hunt, 1983):

Információ-input $\Rightarrow$ Információ feldolgozás $\Rightarrow$ Tárolás $\Rightarrow$ Előhívás $\Rightarrow$ Kimenet

Ez a modell az alapja a klasszikus komplex tanulási folyamatnak. A tanulási folyamat végére az ember olyan információkhoz jut, amelyek megfelelő hívó jelre (Atkinson, 1993) a tároló helyről (tudás bázis, hosszú idejű memória – *long term memory, LTM*) bármikor aktívvá válnak, és átkerülnek a munkamemóriába (rövid idejű memória – *short term memory, STM*). A munkamemóriában aztán végrehajthatjuk rajtuk a kívánt műveleteket. (A kódolás és az előhívás folyamatát nem tárgyalom.)

A **rövid távú memória** fontos szerepet játszik a tudatos gondolkodásban. Amikor valamilyen problémát tudatosan meg akarunk oldani, gyakran, mint egy mentális munkateret használjuk a munkamemóriát; felhasználjuk a probléma egyes részeinek rögzítésére csakúgy, mint a probléma szempontjából lényeges, hosszú távú emlékezetből előhívott információk tárolására (Atkinson, 1993). Az információ útja tehát kétirányú:

Az új információ a rövid távú memóriából tudatos erőfeszítéseink (tanulás) útján kerülhetnek be a hosszú távú memóriába, amikor pedig bármilyen célból szükségünk lenne a tárolt információra (tudás), azt elő kell hívnunk a rövid távú memóriába, és majd ott végezhetünk tudatos műveleteket velük vagy rajtuk.

A két memória típus tulajdonságai közötti különbséget az alábbi táblázat teszi szemléletessé:

Munkamemória	Tudás bázis
Tudatos	Nem tudatos
Szelektív és korlátozott kapacitású	Látszólag korlátlan kapacitású
Lassú és munkaigényes	Gyors, erőfeszítés nélküli és párhuzamos
Analitikus, szekvenciális (nem folyamatos)	Folyamatos
Logikai, számítási műveletekben erős	A műveletek automatikusak (nem befolyásolhatók)

A **hosszú távú memóriának** továbbá van egy olyan funkciója is, ami az ember „szellemi energiatakarékosságát” hivatott biztosítani. Ez abban áll, hogy a mindennapos, egyszerű problémáinkat úgy oldja meg, hogy a figyelmünket nem kell a problémára irányítani, pl. egy ajtó kinyitása. Ezt két alap-heurisztikával éri el hatékonyan; hasonlóság-keresés (*similarity-matching*), és a gyakoriságra-tevés (*frequency-gambling*). Így tájékozódunk a világban, és ezeknek az alap-sémáknak a segítségével oldjuk meg a legtöbb problémánkat. Ezt a jelenséget nevezhetjük bátran „rutinszerű” cselekvésnek.

A tervezői munkában a feladatok, részproblémák egy része könnyedén megoldható a két említett **heurisztika** segítségével, rutinból. Egy új helyzet előtt állva a tervező mindenekelőtt – nem tudatos módon – alkalmazni fogja a két heurisztikát; jelesül az aktuális problémát összehasonlítja a korábban már megoldott problémákkal, illetve megnézi, hogy leggyakrabban mi szokott lenni a megoldása a hasonló problémáknak. Itt meg kell jegyezni, hogy ez a két keresés (az LTM tulajdonságainak megfelelően) hihetetlenül gyors, nem tudatos, és nem kombinatív – tehát nem nevezhető a problémán való gondolkodásnak, mégis problémamegoldás.

Felvetődő kérdések

Egy nagyon fontos kitételt meg kell tenni az Ellis és Hunt modellel kapcsolatban, mégpedig azt, hogy az inputot úgy definiálja, mint amely **információk szűrtek** és **tudatosak**. Ez az életben nem mindig van így. A külvilágból érkező információk csak egy része (egészen kis hányada) tudatosul azonnal, azaz történik meg feldolgozása. A rövid távú memória az újabb és újabb információk fogadása következtében megtelik (korlátozott kapacitás), majd a következő információ már egy régebbit szorít ki, tehát felejtünk, még mielőtt tanultunk volna. Mi történik azokkal az információkkal, amelyek nem tudatosulnak, és nem kerülnek bele a tudás bázisba? Vajon kerülhet –e olyan információ a hosszú távú memóriába, amely nem tudatosan kódolt? Hogyan juthatnak információk ismét a felszínre, és hogyan épülhetnek ezek be a gondolatmenetekbe? És a legfontosabb: Mi a tudattalan szerepe a tervezési folyamatban, és hogyan tehetjük ezt kézzelfoghatóvá?

A lehetséges válaszok

Azt állítom, hogy létezik tudattalan észlelés, és az észlelés során, tudatosulás nélkül is juthatnak információk a hosszú távú memóriába, sőt azok elő is hívhatók.

Három álláspont létezik a tudattalan észleléssel, illetve tudattalan folyamatok hatásaival kapcsolatban (Greenwald, Klinger, Schuh, 1995): 1. tudattalan kogníció nem létezik. 2. tudattalan kogníció létezik, de csak a tudatos kognícióval együttesen jelenik meg. 3. tudattalan kogníció létezik a tudatos kogníciótól teljesen függetlenül is. Greenwald és társai eredményei szerint létezik tudattalan észlelés, és a két folyamat egymástól függetlenül is történhet.

A „**tudatos**” kifejezés a magyar nyelvben a tudat részvételével végbemenő folyamatot jelent, illetve azt, hogy valami szándékos, megfontolt. Természetesen itt az előbbiről van szó, a „tudat” szó pedig, a Magyar értelmező kéziszótár definíciója szerint az agy működése által megszerzett képzetek, fogalmak és élmények összessége. A tudatküszöb szót használjuk a tudatos és a tudattalan, illetve tudat alatti jelenségek közötti határ megjelölésére.

Az angol szakirodalom két szót használ az itt tárgyalt jelenségek leírására. Egyrészt a **tudattalannak** megfelelő „unconscious” szót, másrészt pedig a „subliminal” (tudatos küszöb alatti) kifejezést. E munkámban szinonimaként használom a tudattalan, a tudatos küszöb alatti, és a küszöb alatti kifejezéseket.

A tudattalan jelentheti azt, hogy figyelem nélküli, automatikus, vagy implicit (Greenwald, Klinger, Schuh, 1995). Greenwald (1992) cikkében kétféle meghatározását adja a tudattalannak: egy-

részt olyan jelenségeket ért rajta, melyek nem kerülnek a figyelem fókuszába, másrészt pedig azokat, melyek nem verbalizálhatók.

A figyelem nélküli információ-feldolgozással a szelektív figyelemre irányuló kutatások foglalkoztak. Broadbent (1958) szerint, ha egyszerre több csatornán érkezik az információ, a nem figyelt csatorna információját már a feldolgozási folyamat kezdetén szűrjük, és akár szemantikai információkat is nyerhetünk tudatos figyelem nélkül. Greenwald összefoglaló modellje szerint az információ-feldolgozás során a kognitív aktiváció és az emlékezeti tárolás történhet figyelem nélküli tudattalan folyamatok által.

Az emlékezetből való **visszahívás** szintén lehet tudattalan, erre vonatkozik a „nem-verbalizálható” értelmezése a tudattalan szónak.

Az általánosan alkalmazott definíció szerint **küszöb alatti inger** az, melyet nem tudunk megnevezni. Ilyenkor a tudatos küszöb egy szubjektív küszöb, a személy esetleg érzékeli az inger jelenlétét, csak nem tudja azonosítani. Vicary már a tudatos küszöb alatt történő viselkedés-befolyásolásról beszél. A szubliminális meggyőzés megkívánja a küszöb alatt megjelenő inger észlelését, továbbá azt is, hogy az inger hatással legyen a személy ítéleteire, attitűdjeire és/vagy viselkedésére (Epley, Savitsky, Kachelski, 1999).

Mennyiben befolyásolja a **figyelem** az észlelés hatékonyságát? Debner és Jacoby (1994) kísérletükben azt tapasztalták, hogy a tudatos tanulási helyzetben a kísérleti személyek eredményei romlottak a figyelem-megosztásos helyzetben, míg a küszöb alatt exponált ingerek esetén ilyen negatív hatást nem tapasztaltak.

Már tudjuk, hogy a tudás bázisba bekerülhetnek olyan információk, amelyek esetleg sem a tároláskor, sem az előhíváskor nem tudatosulnak, mégis hatékony tudás-elemekként funkcionálnak. Hogy is jelennek meg ezek az információk a tervezői munkában?

A tudattalan a tervezői munkában

A tervező a képzése, illetve munkája során rengeteg **tapasztalatot** szerez. Az előbbiekből látszik, hogy ennek egy hányada nem tudatosul, csak bekerül a hosszú távú memóriába. Egy problémán való **gondolkodás** viszont csupán a tudattartalmak (tudatosult információ) körén belül fejti ki működését (Lénárd, 1978).

Lénárd azt is mondja, hogy a tudatosult és a tudattalan információk közötti kapcsolatteremtés leírható egy diszkurzív (logikai) és intuitív jellegű lépéskapcsolatok folyamatával. Kísérletek igazolták, hogy nincs gondolkodási menet a két mód közötti ugrások nélkül, azaz kizárólag logikai lépésekkel nem érhető el termékeny és **eredményes gondolkodás**. Már Claparede (1934) hangsúlyozta, hogy minden gondolatmenet „cikkakos”, azaz nincs olyan gondolatmenet, amely formálisan rendezett lenne.

A kulcsszó az **intuíció**. A lélektan sokáig nem tudott mit kezdeni az intuíció fogalmával. Láttuk, hogy a tervezői produktivitás nélkülözhetetlen eleme az intuíció, azaz a tudattalan információk beépülése a gondolatmenetekbe.

Lényegében arról van szó, hogy általánosan minden információ (függetlenül attól, hogy a tárolás tudatos, vagy tudat alatti volt), amely a tudás bázisban van, előhívható a tárból. Az előhívást ún. **előhívási támpontok** segítik, amelyek a magukban, vagy tömbösítve álló információkat már a tároláskor összekapcsolja egymással, vagy valamely régebbi emlékhöz, illetve információhoz köti. A tudattalan tároláskor nem egyértelmű, hogy mik ezek az előhívási támpontok, illetve maguk az előhívási támpontok is lehetnek tudat alatt tárolt információk. Ez a magyarázata, hogy váratlanul, látszólag véletlenül szövődnek bele ezek a tudattalan információk a tervező, gondolkodó gondolatmenetébe.

Említettem, hogy a tervező bizonyos problémákat az LTM által tárolt és rendezett sémák, vagy **heurisztikák** alapján old meg. Teljesen egyértelmű, hiszen a tapasztalat (a jelentős esetszám) miatt a problémákat is másképp értelmezi és képezi le, valamint a tudás bázisban történő **keresési stratégiájuk** is kifinomultabb, mint egy kívülállóé. Úgy is fogalmazhatnánk, hogy ami probléma egy kívülállónak, az nem feltétlenül probléma egy szakembernek (tervezőnek). Erre mondhatjuk, hogy rutin tevékenység. Ebben a folyamatban nem játszik jelentős szerepet a tudattalan, bár nincs kizárva, hogy tudattalan elemek is jelen vannak a problémamegoldó sémákban. (A kialakult heurisztikák bizonyos esetekben csökkenthetik a produktivitást.)

A problémák következő csoportja lehet az, amely **determinisztikus**, azaz **formális** logikai úton eljuthatunk a megoldásig. A tervezői gyakorlatban ezeket is problémának hívjuk, bár lélektanilag ezek nem tekinthetők problémának, hiszen ezeket mesterséges intelligenciával is meg lehet oldani.

Számunkra a legérdekesebbek azok a problémák, amelyek nem determinisztikusak (a tervezői feladatok nagy része ilyen), azaz nem egy egzakt megoldásuk van, és kreativitást igényelnek. A kreativitás a Pszichológiai Értelmező Szótár (1981) szerint: Az a beállítódás és képesség (kéességek szerveződése), hogy korábban elszigetelt tapasztalatok között kapcsolatot hozzunk létre, amelyek új gondolkodási sémák formájában, új tapasztalatokként, elképzeléseként vagy produktumokként jelennek meg... A kreativitás több dimenzióban működik, és úgy tekintjük, hogy az az intelligencia felső foka. A formális megoldáskereséssel szemben, ahol a tudat tárból bizonyos feltételek mentén konvergens keresést végzünk, a kreativitás a tervezői gondolkodásban úgy működik, hogy párhuzamosan több peremfeltétel mentén divergens keresést végzünk. Mivel a tudattalan tárolással az LTM-be került információk előhívási támpontjai nem egyértelműek, egy olyan tervezői feladat, probléma során, amikor előhívjuk a feltételeinknek megfelelő tudásanyagot, mindig akad olyan információ, amit nem „tudatosan” hívtunk elő, csak úgy előjött. Ezt nevezhetjük köznap szöval ötletnek, vagy intuíciónak. Az ötlet ezek szerint nem más, mint tudatos vagy tudattalan információk átkerülése az LTM-ből az STM-be (mint mentális munkatérbe), és ezek tudatosulása. Ezek a tudatosult információk azután aktív részévé válhatnak a probléma-megoldási gondolatmenetnek. A tapasztalat ebben az összefüggésben egy nagyobb tudás bázist jelent, a kreativitás, vagy az „ötletgazdagság” hatékonyságához semmi köze. Meg kell jegyezni, hogy a tapasztalatok szerint nem csak tudatos rendezőelv szerint hívódnak elő ezek az információk, hanem a tudattalanban (LTM) is összekapcsolódhatnak, és kész sémákként, önálló gondolatokként is megjelenhetnek. Ezen automatikus rendeződéseknek a szabályszerűsége illetve vélt véletlenszerűsége, valamint az aktívvá válás kiváltó okai egyelőre nem ismertek.

Konklúzió, további lehetőségek

Összefoglalásként annyit mondhatunk el, hogy a tudattalan észlelés a figyelemtől és a tanulástól függetlenül bővíti tudás bázisunkat, és a tudattalan információk előhívása vagy „előkerülése” szerves részét képezi minden, nem determinisztikus tervezői folyamatnak; az ötlet, az intuíción kisegítheti a tervezőt a kritikus helyzetekben. A tudattalan gondolati elemek használatáról szölo értekezés érdekessége lehet, hogy olyan dolgokról beszélhetünk, amiről esetleg úgy gondoltuk, hogy nem is léteznek. Ezen ismereteket további kutatásokkal lehetne bővíteni, bevonva a felnövekvő mérnöki generációt. Érdemes volna az elméleti kutatásokat felhasználni olyan módszerek kifejlesztéséhez, amelyek a hatékony tervezői munkát segítik, vagy tökéletesíteni, formálisabbá tenni bizonyos ötlet-generálási technikákat. További kísérletekkel, és az elméletek megszilárdításával egyfajta gyengepont-feltárás is elérhető lehetne a tervezési, fejlesztési folyamatokban.

Felhasznált irodalom / References

- [1] Atkinson (szerk.): *Pszichológia* (Osiris, Budapest, 1997)
- [2] Bercsey T., Vajna S., Mack P.: *Genetic Analogies in Design* (ICED 01, Glasgow, 2001)
- [3] Borgeat, Chabot, Chaloult: *Subliminal Perception and Level of Activation* (Canadian Journal of Psychiatry, 1981)
- [4] Broadbent: *Perception and Communication* (London, Pergamon Press, 1958)
- [5] Cheesman, Merikle: *Priming with and without Awareness* (Perception and Psychophysics, 1984/36)
- [6] Christiaans, Henry (ed.): *Creativity in design* (Lemma, Utrecht)
- [7] Debner, Jacoby: *Unconscious Perception: Attention, Awareness and Control* (Journal of Experimental Psychology, 1994)
- [8] Dörner, D., Wallmeier, S., Badke-Schaub P.: *Training for Designers* (ICED 99, Munich, 1999)
- [9] Epley, Savitsky, Kacheliski: What Every Skeptic Should Know About Subliminal Persuasion (Skeptical Inquirer, 1999/23)
- [10] Greenwald, Anthony: *New Look 3 – Unconscious Cognition Reclaimed* (American Psychologist, 1992)
- [11] Greenwald, Klinger, Schuh: Activation by Marginally Perceptible („Subliminal”) Stimuli: Dissociation of Unconscious from Conscious Cognition (Journal of Experimental Psychology, 1995)
- [12] Izso Lajos: Bevezetés az ergonómiába (előadás háttéranyag), BME, 1998
- [13] *Magyar értelmező kéziszótár* Akadémiai Kiadó, Budapest, 1972
- [14] Merikle, Philip, M.: *Perception without Awareness – Critical Issues* (American Psychologist, 1992)
- [15] Lénárd Ferenc: *A problémamegoldó gondolkodás* (Akadémiai Kiadó, Budapest, 1978)
- [16] Reingold, Merikle: Using Direct and Indirect Measures to Study Perception without Awareness (Perception and Psychophysics, 1988)

A hajózási üzem gazdaságossági számításai

CALCULATION OF ECONOMY FOR WATERWAY TRANSPORT

Dr. Vincze Kálmán¹, Czifra György²

¹STU Bratislava, ²VIK-SANDVIK SLOVAKIA Kft.

Abstract

Specific for the competitive environment on the present is that not only separate segments of transportation are in competition, but the separate transportation companies too. Inside the transportation company the economical parameters of separate vessels are monitored and evaluated. The economical parameters of waterway transport are more and more important. Investigation of the ship's operation economy has a great stature not only for shipping companies but also for ship designers, because the optimalization of primer technical solution possible can be based merely on this manner.

The capability of a new ship construction at observance of classification companies rules is possible to qualify only following the transport cost, analogous to how is possible appreciate ability to keep serviceability of ships already in operation.

From the calculations is evident that we have two optimal velocities. The first of them is corresponding to minimal expenses, the second is corresponding to maximal profit and the first of them is less then the second one. The new vessel has to be designed for the maximal velocity based on the maximal profit and the associated planned time factor. For the new vessel is necessary to have complex economic analysis. Only based on this we can have a vessel filling up our requirements.

1. Bevezetés

A versenyszférára jellemző, hogy nem csak az egyes közlekedési ágazatok versenyeznek egymással, hanem az egyes ágazatokon belül az egyes hajózási társaságok is, sőt egy társaságon belül az egyes hajók gazdasági mutatóinak összehasonlítása és elemzése is nagy jelentőséggel bír.

A gazdasági vizsgálatok nem csak a hajózási vállalat, hanem a hajótervező részére is fontosak, mert az alapvető műszaki megoldások optimuma is ezek alapján kereshető meg. Az új hajó szállítási feladatra való alkalmassága a hatósági előírások betartása mellett a szállítási költség alapján ítéltető meg, hasonlóan, mint a meglévő hajó üzemben tarthatósága is.

2. Költségek

Ha az áruszállítás érdekében felmerülő összes költséget (K) időegységre vetítjük, akkor a fajlagos költséget (k) kapjuk meg:

$$k = \frac{dK}{dt} [Ft / ó] \quad (1)$$

A változékonyságuk szerint viszonylag állandó és viszonylag változó önköltségeket különböztetünk meg (a továbbiakban a viszonylag szót elhagyjuk) :

$$k = k_1 + k_2 [Ft / ó] \quad (2)$$

ahol:

k₁ a hajó beszerzésével, üzemben tartásával és az utazó személyzettel kapcsolatos állandó költségek, stb.,

k₂ az üzemanyag, kenőolaj és más változó költségek.

A (k₂) a szakirodalom szerint a haladási sebesség (v) függvényében a következő egyenletből számítható:

$$k_2 = a \times v^3 \quad (3)$$

ahol a = állandó.

A szállítási feladat időigénye (t), a menetidőből (t_1) és az állásidőből (t_2) tevődik össze:

$$t = t_1 + t_2 [\text{ó}] \quad (4)$$

A menetidő alatt a hajó (l) távolságot tesz meg (v) állandó sebességgel:

$$l = v \times t_1 [\text{km}] \quad (5)$$

Az állásidő a rakodás, akadály, zsilip, műszaki hiba, utasítás és egyéb időkből tevődik össze.

Az idők különbözősége, annak érdekében, hogy egymás között átszámíthatók legyenek, megköveteli az időtényező bevezetését:

$$m = \frac{t_1}{t}; m dt = dt_1 \quad (6)$$

A költségfüggvényt a következő egyenletből számíthatjuk ki:

$$K = \int_0^t k dt \quad (7)$$

A (2), a (3) és a (6) – ből behelyettesítve a (7) – be a rendezés után a költségfüggvény a következő alakot veszi fel:

$$K = \int_0^{t_1} \left(\frac{k_1}{m} + av^3 \right) dt_1 \quad (8)$$

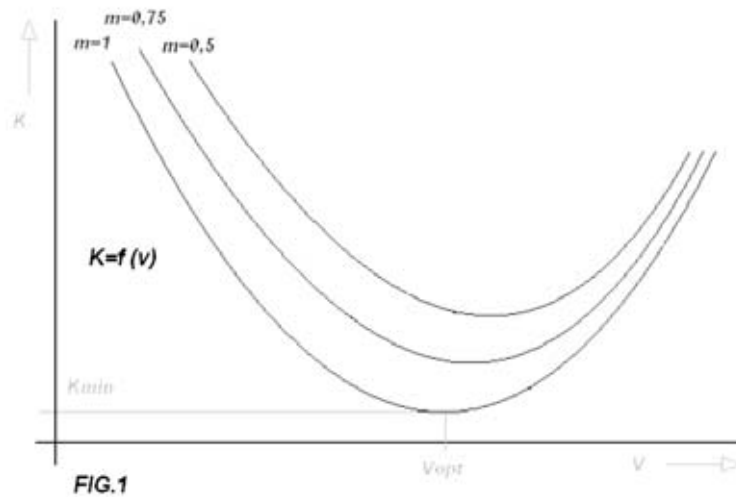
Az előírt integrálás elvégzése után a határok behelyettesítésével a költségfüggvény következő alakját kapjuk:

$$K = \left(\frac{k_1}{m} + av^3 \right) t_1 \quad (9)$$

Ha behelyettesítünk az (5) – ből a (9) – be és rendezzük az egyenletet, akkor láthatjuk, hogy a költség az (m) időtényezőtől, a (v) haladási sebességtől, és az (l) szállítási távolságtól is függ.

$$K = l \left(\frac{k_1}{mv} + av^2 \right) \quad (10)$$

Konkrét szállítási feladatok esetén a szállítási távolság (l) és a szállítási határidő ismert (általában ezeket a szerződés tartalmazza). A szállítási feltételekből (rakodóeszközök mennyisége, minősége, hozzáférhetőség, előírások stb.) az időtényező (m) előzetesen megtervezhető és mint az közismert, értéke 0 és 1 között változhat. Mi a nagyobb értékek elérésére törekszünk. Az így előkészített költségfüggvény egyetlen ismeretlenje a (v) haladási sebesség marad, lásd az 1. sz. ábrát.



1. ábra

A költségek minimális értékének kiszámításához a matematikai feltételek a következők:

$$\frac{dk}{dv} = 0 \quad \text{a} \quad \frac{d^2k}{dv^2} > 0 \quad (11)$$

Ha elvégezzük az előírt műveleteket és rendezzük az egyenletet, megkapjuk az optimális haladási sebességet, melynél a költség minimális lesz:

$$v_{opt} = \sqrt[3]{\frac{k_1}{2am}} \quad (12)$$

3 A bevétel és jövedelmezőség vizsgálata

A bevételt a hajóval történő szállítás esetében és a szállítási munka és a díjtétel szorzata adja meg.

$$B = pQl \quad (13)$$

ahol

B bevétel [Ft]

p díjtétel[Ft/tkm]

Q a szállított áru tömege [t]

l a szállítási távolság [km]

Ha nincs elég szállítási feladat, a (13) egyenletből számítható bevétel állandó.

Ha figyelembe vesszük, hogy hosszú távon van elég megrendelés, és figyelembe vesszük az (5) és (6) egyenleteket, akkor a bevétel a következő egyenletből számítható ki:

$$B = pQmtv \quad (14)$$

Általában a bevételeket egy időegységre figyeljük meg, legtöbb esetben ez egy év. A (14) - es egyenlet alapján az (m) és a (v) növekedésével arányosan növekszik a bevétel is, lásd a 2. sz. ábrát.

Itt kell megjegyezni, hogy a sebesség növelésével az időtényező kis mértékben romlik.

A jövedelmezőség két tényező hatásának függvénye, nevezetesen a bevételeké, valamint a költségeké.

Amennyiben az előbbi meghaladja az utóbbit, akkor a hajó nyereséges (N) és tevékenysége jövedelmező. Az előbbieken leírtakat a következő egyenlettel írhatjuk fel:

$$N = B - K \quad (15)$$

Behelyettesítve (14) – t és a (10) – et a (15) – be, akkor a hajó nyereségfüggvényét a következő alakban kapjuk:

$$N = pQmtv - tk_1 - mtav^3 \quad (16)$$

A nyereség maximális értékének számításához a matematikai feltételek a következők lesznek:

$$\frac{dN}{dv} = 0, \frac{d^2N}{dv^2} < 0 \quad (17)$$

$$\frac{dN}{dv} = pQmtv - 3mtav^2 = 0 \quad (18)$$

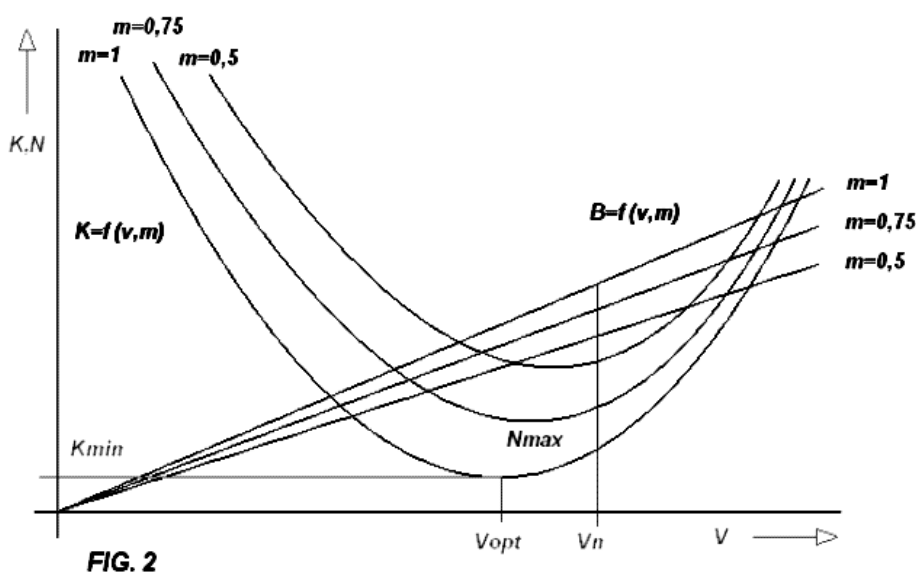
A függvénynek az adott helyen maximuma van és ennek nagysága a (16) –ból adódik. A (18) –ból számítható a haladási sebesség, amely a következő:

$$v_{op} = \sqrt{\frac{pQ}{3a}} \quad (19)$$

A maximális nyereség nagysága a következő egyenletből számítható:

$$N_{\max} = t \left[pQm \sqrt{\frac{pQ}{3a}} - \left(ma \sqrt{\left(\frac{pQ}{3a} \right)^3} \right) + k_1 \right] \quad (20)$$

A nyereség nagyságát $m = 1$ esetére a 2. sz. ábra szemlélteti.



2. ábra

Az ábrából leolvasható többek között az is, hogy két optimális sebesség van, mégpedig a legkisebb költséghez tartozó és ez kisebb, mint a legnagyobb nyereséghez tartozó, továbbá az is, hogy a hajót úgy kell megrendelni, hogy az elérhető maximális sebessége akkora legyen, amekkorát a legjobb időtényezőhöz tartozó nyereség optima megkövetel.

Új hajó rendelése esetén komplex gazdasági számításokat kell végezni, melynek alapján a szállítási feladatunkhoz a legmegfelelőbb eszközt készítik számunkra.

Humanoid, színesen látó robot-érzékelő rendszer

ROBOT VISION SYSTEM WITH HUMANOID COLOR VISION

Dr. Wenzel Klára

Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem,
Finommechanikai, Optikai Tanszék

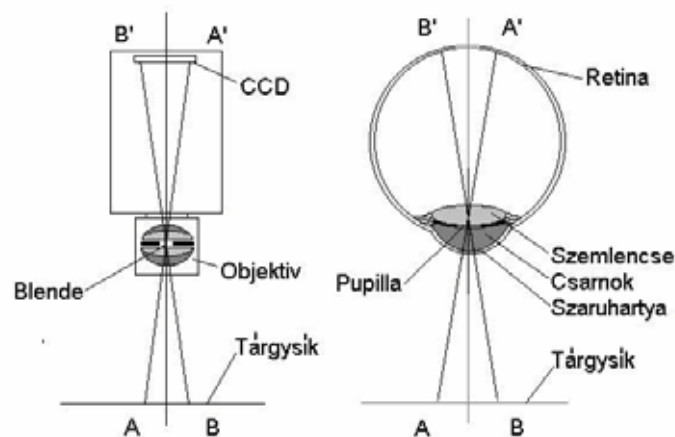
Abstract

A humanoid robot vision system has to work in the same way as human vision. E.g. the sensitivity range, the dynamic parameters and the spectral sensitivity have to be the same, and it has to adapt for the changes of the intensity and color of light. The humanoid robot vision system can be applied in human vision experiments as a participant of the experiments; in controlling colors of different products; in developing environment to conceal things and in developing artificial retina.

1. Bevezetés

Humanoid (az emberéhez hasonló) látó-rendszerek kifejlesztésére akkor lehet szükség, ha pl. látás-kutatások során a hosszadalmas és fárasztó kísérletek egy részét nem emberi szem, hanem mű-szem segítségével kívánjuk elvégezni; ha szín szempontjából kívánunk színes termékeket minősíteni; ha rejtőzködő rendszereket fejlesztünk és ellenőrzünk, vagy a legújabb kutatásokra gondolva olyan mű-retinát kívánunk kifejleszteni, amelynek működése a lehető legjobban hasonlít a valódiéhoz.

A mai robot-látó rendszerek "szeme"-ként digitális kamerát szoktak alkalmazni, amely összetett optikai leképező rendszerből (fotográfiai objektív) és általában 1000x1000 elemű képfelvevő felületből, úgynevezett mátrix detektorból áll. A detektor jeleit on-line üzemi számítógépi képfeldolgozó rendszer értékeli ki [1].



1. ábra

Digitális kamera és az emberi szem vázlatos metszeti rajza

Ez a rendszer sok tekintetben hasonló az emberi látórendszerhez. Az emberi szemben ugyanis szintén megtalálható az összetett optikai leképező rendszer, amelyet a szaruhártya, a csarnok és a szemlencse alkot, és megtalálható a képfelvevő felület is, amelyet ideghártyának, latinul retinának nevezünk [2,3]. A szem leképező rendszere az A és B pontról éppen úgy kicsinyített, fordított állású A' és B' képet alkot a retinára, ahogyan a robot-szem objektívje a mátrix detektorra (1. ábra). A retina érzékelő elemeinek jelei a szem-idegen keresztül jutnak el az agyba, ahol bonyolult képfeldolgozó el-

járás értékeli ki azokat, éppen úgy, mint a robot látó rendszerek esetében [4]. Bár a hasonlóság a legfontosabb funkciók szempontjából nagy, mégsem tökéletes. Eltérés van a finom részletekben, pl. az érzékelő elemek érzékenységi tartományában és spektrális érzékenységi tulajdonságaiban. Humanoid látó rendszerről csak akkor beszélhetünk, ha a hasonlóság a finom részletekre is kiterjed [5].

A továbbiakban bemutatjuk a humanoid színes robot-látó rendszerek tervezésének legfontosabb szempontjait.

2. A képfelvevő felület struktúrája

A CCD mátrix detektorok képfelvevő elemei négyzetes elrendezésűek, számuk 1000x1000, esetleg 2000x2000, méretük 8x8~12x12 μm . Az emberi szem nappali érzékelő elemei, a csapok hatszöges elrendezésűek (ez az elrendezés biztosítja a rendelkezésre álló felület legjobb kitöltését), számuk kb. 6,8 millió, méretük ϕ 2~6 μm . A két képfelvevő felület mérete és az elemek száma majdnem azonos, tehát a képalkotás és a térbeli feloldás szempontjából a két rendszer egyenértékűnek tekinthető.

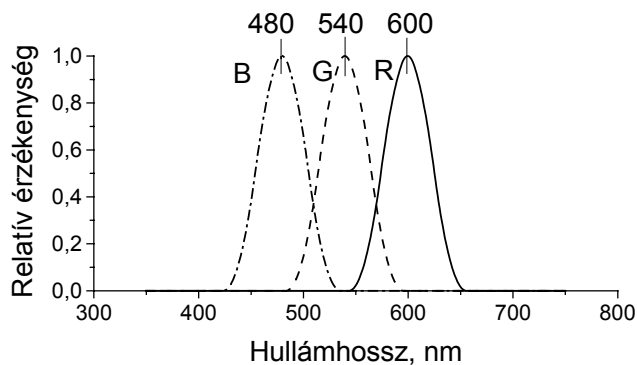
3. Érzékenységi tartomány

Szemünknek az évmilliók során mintegy 16 nagyságrendben változó fényteltjesítmény érzékelésére kellett alkalmazkodik válni. (Éjszakai sötétben a szem már két foton beérkezését képes érzékelni, ugyanakkor nyáron, déli napsütésben a megvilágítás elérheti a 100 000 luxot is). [3]. Ezt a hatalmas alkalmazkodási képességet három kompenzáló mechanizmus biztosítja. Az egyik mechanizmus az érzékelő elemek cseréje: nappal a csapokkal, éjszaka az 1000-szer érzékenyebb pálcikákkal látunk. A másik alkalmazkodást biztosító mechanizmus a pupilla tágulása-szűkülése. Ez fiatal embereknél ϕ 2 mm és ϕ 8 mm között képes a pupilla méretét befolyásolni, így a retina megvilágítását 16x-os mértékben képes megváltoztatni. A harmadik alkalmazkodási mechanizmus a csapokban található fényérzékeny pigmentek lebomlása illetve felépülése. A fényérzékeny pigmentek mennyisége mintegy 12 nagyságrendben képes megváltozni viszonylag rövid idő alatt (A lebomláshoz elegendő egyetlen perc is, az újra termelődéshez 10~20 percre van szükség.)

A CCD kamerák, bár nagy az érzékenységük, ilyen nagyméretű fényteltjesítmény változást nem tudnak elviselni. A legkisebb fényteltjesítmény, amely mellett még képesek működni, 0,3 lux, míg a nagyon erős megvilágításoknál rövid expozíciós idők alkalmazása mellett elviselik a 100 000 lux megvilágítást is. Ez 6 nagyságrend érzékenységi tartományt jelent, amely messze elmarad az emberi szem teljesítménye mögött. Az érzékenységi tartományt csak az érzékenység növelésével lehetne növelni, ez azonban ma még nem látszik megoldhatónak. Érzékenységi tartomány szempontjából ezért ma még nem tudjuk a robotérzékelőt teljesen humanoiddá tenni.

4. Szín érzékenység

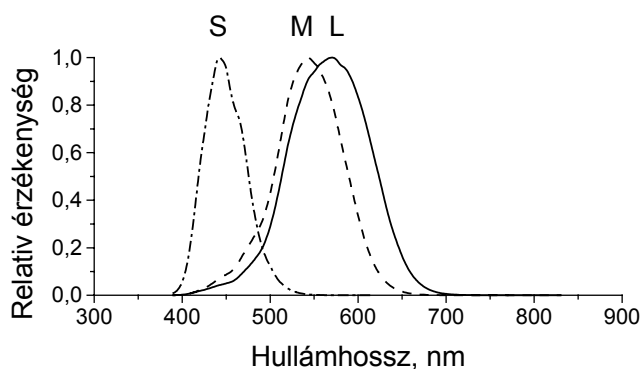
A színes CCD kamerák szín érzékelését alapvetően három féle módszerrel oldják meg. A kamerák mindhárom esetben három különböző spektrum tartományt (vöröset, zöldet és kéket) érzékelnek, éppen úgy, mint az emberi szem. A vörösre (R), zöldre (G) és kékre (B) érzékenyített képfelvevő rendszerek spektrális érzékenységi görbéje kamera típusonként eltérő lehet. Egy jellemző példát mutat be a **2. ábra**. Az egyik megoldás szerint három-három pixel felváltva vörösre, zöldre és kékre van érzékenyítve, és ez a három pixel képvisel egy összetartozó kép pontot. A második megoldás szerint minden pixel érzékel a teljes látható spektrumban, de felváltva eléjük kerül egy vörös, majd egy zöld, majd egy kék szűrő. A harmadik megoldás esetében három különálló CCD felületet alkalmaznak, és az egyik elé vörös, a másik elé zöld, a harmadik elé kék szűrőt helyeznek. A három CCD mátrix jelét a szoftver együtt értékeli ki.



2. ábra

Digitális kamera spektrális érzékenysége

Az első megoldás nagyon hasonló az emberi retinán kialakult rendszerhez. Az emberi retinán ugyanis fényérzékeny idegvégződések: mintegy 106 millió pálcika (éjszakai érzékelő elem) és mintegy 6.8 millió csap (nappali érzékelő elem) helyezkedik el. A csapok három különböző típusba sorolhatók: a vörösre érzékeny protos (P-vel, vagy az angol „Long Wave Sensitive Receptor” elnevezés alapján L-lel jelölik), a zöldre érzékeny deuterios (jele az előzőkhöz hasonlóan D vagy M) és a kék színre érzékeny tritos (jele T vagy S). Számuk nem azonos, a szakirodalom alapján a P:D:T arány kb. 40:20:1. Ez a számbeli különbség azonban a jelfeldolgozás során kompenzálódik. A három receptor spektrális érzékenységi görbéje a legújabb kutatások alapján [6,7] a **3. ábrán** látható.



3. ábra

Az emberi szem spektrális érzékenysége

A digitális kamerák spektrális érzékenységi görbéinek alakja és a maximumok helye hasonló ugyan az emberi szeméihez, de ez a hasonlóság a színlátás szempontjából nem elegendően jó. Az ilyen kamerával „látó” robotérzékelő „színtévesztő”-ként látja a színeket.

A színtévesztés kiküszöbölésére három módszer képzelhető el. A legtökéletesebb, de egyben a legköltségesebb megoldás olyan kamerát gyártani, amelynek pixelei a **3. Ábrán** látható érzékenységi görbékkel rendelkeznek. Ez azonban csak új CCD fejlesztéssel érhető el. A másik lehetőség az, amelyet M.R.Luo dolgozott ki, aki a digitális kamerákat színmérésre igyekszik alkalmazni. Ő a kamera R, G, B jeleit nemlineáris mátrix-transzformációval a CIE színmérő rendszerben alkalmazott X, Y, Z jellé transzformálja át [8]. Ez a módszer azonban

nem tökéletes, ugyanis a transzformáció a pixelek spektrális érzékenységi görbéibe nem tud beavatkozni, ezért a rendszer metamer érzékelőként fogja a színeket látni. (A metameria itt azt jelenti, hogy bizonyos színárnyalatokat a robot szem nem tud megkülönböztetni, míg ugyanazokat az emberi szem meg tudja, és ugyanez fordítva is megtörténhet.)

Van egy harmadik, viszonylag egyszerűen kivitelezhető módszer is: a robot-szem színlátását szintévesztést korrigáló szemüveggel tesszük az emberi szem színlátásához hasonlóvá [9].

5. Szoftveresen befolyásolható jellemzők

A szem eddig sorra vett jellemzőinek digitális kamerával történő utánzása hardveres megoldásokat igényel. Az emberi szem működésének vannak ezeken kívül olyan jellegzetes tulajdonságai is, amelyek a digitális kamera jeleit feldolgozó szoftver segítségével viszonylag egyszerűen beépíthetők a rendszerbe. Ezek közül a legfontosabbak a világosság- és a szín adaptáció, az érzékenység γ görbéje, a telítési határ, és a dinamikus jellemzők. Mindezek a tulajdonságok a három féle érzékelő elem esetében kismértékben eltérnek egymástól.

6. Eddigi eredmények, további célok

Az elmúlt 15 évben a Finommechanikai, Optikai Tanszéken oktatókból, PhD hallgatókból, tudományos diákkörökből és diplomatervezőkből álló kutató csoportunk sokat foglalkozott a színlátás és a szintévesztés kutatásával. Ez a munka az elmúlt 5 évben nagy erővel folyt a Coloryte Rt-ben is. Matematikai modell-számításokkal kontrollált méréseket végeztünk több száz személyen, és meghatároztuk a fenti jellemzők számszerű értékeit. Ezek alapján a humanoid, színesen látó robot érzékelő rendszer megalkotása megvalósítható célnak tűnik.

Az idézett irodalom

- [1] Alan Pugh: Robot Sensors, Volume 1, Vision, Springer-Verlag, 1986.
- [2] Bárány Nándor: A látás, Mérnöki Továbbképző Intézet, Budapest, 1963.
- [3] P. K. Kaiser, R. M. Boynton: Human Color Vision, Optical Society of America, Washington, 1996.
- [4] Neumann János: A számológép és az agy, Gondolat Kiadó, 1972.
- [5] Wenzel Klára: Ipari robotok színes látása, Proceedings of 2nd International Symposium on Automatics and Robotics, Budapest, 1998.
- [6] A. Stockmann-L. T. Sharpe: Spectral sensitivities of the middle and long-wavelength sensitive cones derived from measurements in observers of known genotype, Vision Research, 40, 1999.
- [7] A. Stockmann-L. T. Sharpe: The spectral sensitivity of the human short wavelength cones, Vision Research, 39, 1999.
- [8] M. R. Luo, G. H. Cui, C. Li, W. Ji and J. Dakin: Applying digital cameras for measuring colours, Proceedings of AIC Color 2002, SI, Maribor, slovenia, 2002.
- [9] Gy. Ábrahám, J. Szappanos, K. Wenzel: Method and optical means for improving or modifying colour vision and method for making said optical means. Patent No. 0770 6-PCT

Szénszálerősítésű, fonatolt kompozit profil gyártása

CARBON FIBRE REINFORCED BRAIDED COMPOSITE PROFILE MANUFACTURE

Zsigmond Balázs

Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem,
Polimertechnika és Textiltechnológia Tanszék

Abstract

A new type of carbon fibre reinforced composite profile has been developed by applying braiding, a well-known process of textile technology. Pipe and hollow profile composite products can be manufactured this way by using Electron Beam crosslinking. The fabric-like braided reinforcing structure was manufactured out of carbon fibre roving. A vinylester type epoxy derivative has been used as matrix material for the composite. The EB irradiation of the impregnated system resulted in better mechanical properties than conventional chemical curing. Besides the static mechanical testing, an advanced dynamical testing method, the falling weight crash test has been successfully tried out on those braided composite systems, to be applied later in the transport industry.

Az olcsó magyar szénsszál megjelenése a piacon elérhetővé teszi számunkra a kitűnő mechanikai tulajdonságokkal rendelkező szénsszál erősítésű polimer kompozitok fejlesztését, tervezését és vizsgálatát a különféle mérnöki alkalmazásokban. Egy ilyen újszerű kompozit gyártási lehetőség az erősítő struktúra fonatolási technológiával történő előállítása, majd impregnálással ebből jó minőségű és megfelelő mechanikai tulajdonságokkal bíró szerkezet előállítása. A szénsszál fonatolt szerkezetek felhasználási, alkalmazási területei a gépészetben, a járműgyártásban különösen esélyesek. Ennek egyik legjelentősebb oka, hogy a fonatoló eljárások jó mechanikai tulajdonságú szerkezeteket, alacsony feldolgozási áron képesek előállítani [1]. Ehhez hozzávehetjük továbbá, hogy az így készült teherbíró szerkezet tömege ötöde a hasonló geometriájú acél terméknek, tehát a fajlagos mutatói megközelíthetik és meg is haladhatják a legkedveltebben alkalmazott szerkezeti anyagét, az acélét.

Bevezetés

Az újszerű műszaki kompozitok iránt egyre növekvő érdeklődés mutatkozik [2]. A szénsszálerősítésű kompozitok nagy szilárdságot biztosítanak alacsony tömeg mellett számos műszaki területen, különösen, ahol anizotróp a terhelés.

Egyre több kutatás foglalkozik elektronkezeléssel történő kompozit mátrixanyagok térhálósításával [3-5]. Sok előnye van ennek a módszernek: szobahőmérsékleten történő térhálósítás, rövidebb térhálósodási idő, kisebb illékony anyag kibocsátás, különböző kompozit összetevők jobb kompatibilitása, és végül jobb mechanikai tulajdonságok. A különböző tulajdonságú összetevők (pl. a szabályos szerkezetű szénsszál és az amorf epoxi mátrix) adhéziójának minősége döntően befolyásolja a kompozit viselkedését. A legnagyobb kihívás az, hogy ezt a kémiai adhéziót olyan összetevők között kell magvalósítanunk, amelyek rugalmassági modulusza nagyságrendekkel különbözik. Az elektronkezeléssel nem csak a mátrixot, hanem a szálakat is kezeljük, és így sokkal jobb adhéziót tudunk elérni, amelyet az eredményeink is alátámasztanak [6].

Azt tapasztaltuk, hogy az elektronsugárral térhálósított fonatolt szénsszálerősítésű epoxi mátrixú kompozitok mechanikai tulajdonságai jobbak, mint a hagyományos kémiai módszerrel térhálósított szerkezeteké.

Ebben a munkában összehasonlítjuk a merevségi és a törési tulajdonságokat az új fonatolt szénsszálerősítésű kompozitunkra.

2. Alkalmazott anyagok

2.1. Vinilészter

A DOW Chem. Co. DERA KANE D 411 valamint D 470 típusú vinilészter (epoxi-akrilát) gyantái kerültek felhasználásra az előkísérleteinkben, amelyek közül a D 411-es gyantát használtuk kompozit mátrixanyagaként [6].

2.2. Szénszál

A Zoltek Rt. által Magyarországon gyártott 48.000 elemi szálát tartalmazó Panex®33 típusú szénszálát alkalmaztuk. A szál tulajdonságait az 1. táblázat mutatja.

1. táblázat A Panex®33 roving tulajdonságai [7]

Szakító szilárdság	3800 MPa
Rugalmassági modulusz	228 GPa
Fajlagos elektromos ellenállás	0.00155 ohm-cm
Sűrűség	1.81 g/cm ³
Szálátmérő	7.2 µm
Széntartalom	95 %

3. Alkalmazott technológiák

3.1. Fonatolás

A fonatolás olyan lépések sorozatából áll, amelyben 3 vagy több fonal keresztezi egymást olyan formán, hogy azok az így kialakuló hálószerkezetben, átlósan helyezkednek el. Tömlő-, szalagformájú, harántirányban szövet-szerkezetű textiltermék előállítására alkalmas ez az eljárás. A termék potenciálisan végtelen hosszúságú, méretét a csévékre felvihető kábel/roving hossza határozza meg. A keresztmetszet alakját tekintve egyszerű változata a kör keresztmetszetű (páros számú cséve) csőfonatolás és lapos szalag, heveder gyártása (páratlan számú cséve alkalmazásával). Háromdimenziós technológiával a fentieknél sokkal bonyolultabb: zártszelvény, „I”-, „T”... tartó, sőt akár a hossz mentén változó keresztmetszetű szerkezet is készíthető. A fonatolt szerkezet alakját a mag határozza meg. Eredetileg ez a textiles gyártástechnológia tömlők, szalagok, hevederek gyártására szolgál, a keletkezett termék szövet jellegű, „önerősítő” szerkezetet jelent a nem párhuzamos, de határozott irányítású szálak révén [1]. Ez az önerősítő jelleg lehet a legnagyobb előnye a kompozit szálerősítésének, szálstruktúrájának létrehozásában a tekercseléssel szemben.

3.2. Kémiai térhálósítás

Az ipari partnerünk ajánlására kémiai térhálósítás 2 % Butanox (peroxy) iniciátor, 2 % Dimethylamid, 0,05 % Promoter hozzáadásával végeztük szobahőmérsékleten, 36 óra alatt.

3.3. Elektronkezelés

Az elektronkezeléshez LUE-8 típusú elektrongyorsító berendezést választottunk, amely 8 MeV és 350 µA üzemeltettünk az IRRADDEX Kft-nél Budapesten.

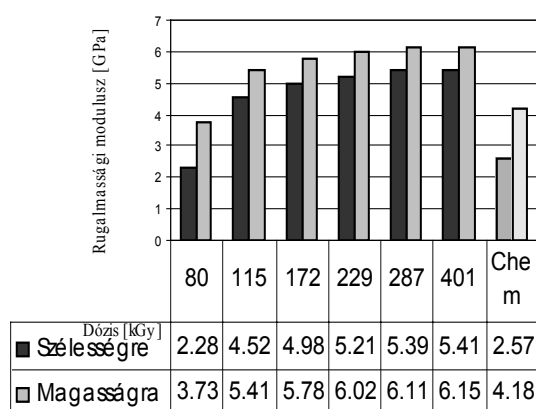
Az elektronkezelés szobahőmérsékleten történt; a sugár alatti áthaladási sebesség 2 m/min volt, amely 8,2 kGy dózist jelentett passzázsonként.

4. Mechanikai tulajdonságok

4.1. Három pontos hajlítás

A kompozit gyártás előtt vizsgáltuk a különböző gyanták sugárérzékenységét. A tiszta gyanta elektronkezelése kémcsőben történt. Az így kapott henger alakú próbatesteknek meghatároztuk a mechanikai tulajdonságait, és vizsgáltuk a dózis, valamint az utóhőkezelés hatásait. Az feszültség-alakváltozás diagramból kitűnt, hogy a D 470 típusú gyanta ridegebb, tönkremenetel szempontjából kedvezőtlenebb, mint a D 411-es. Ez utóbbi tönkremenetele során az erő maximum elérését követően jelentős „tartálék” teherviselő-képességgel rendelkezik, míg a D 470-es robbanásszerűen megy tönkre. A gyantaválasztás fő szempontjának a szívósságot tekintettem, ezért választottam a D 411-es gyantát mátrixanyagként a fonatolt kompozit gyártásához.

Ahogy azt az 1. ábra mutatja 120-175 kGy dózis elegendő volt, hogy a szénszálerősítésű kompozitnak megközelítsük a maximális merevségi szintjét.



1. ábra

A kompozit hajlító rugalmassági modulusza

Az elektronkezelt kompozit mechanikai tulajdonságai 30-50 %-al meghaladják a hagyományos, kémiai után térhálósított profilét. Az elektronkezelt kompozit mechanikai tulajdonságai 30-50 %-al meghaladják a hagyományos, kémiai után térhálósított profilét.

További mechanikai tulajdonságokat az [6] tartalmaz.

4.2. Ejtő súlyos törési teszt

A kompozit profilok törési viselkedésének vizsgálatára a kaiserslauterni IVW (Institut für Verbundwerkstoffe) ejtő súlyos törő berendezésén került sor. Kísérleteinkben a zuhanó tömeg 40 kg, az ejtési magasság 1 m, és a maximális becsapódási sebesség 4 m/s volt.

Az általunk vizsgált kompozit profil törési viselkedését a 2. ábra szemlélteti. Az *A* görbe mutatja a „helyes” viselkedését a kompozit profilnak: magas törési szívósság a teljes tönkremenetel során (10 mintából 9 hasonlóan viselkedett). A *B* görbe a kedvezőtlen tönkremenetel mutatja, amely a kihajlás.

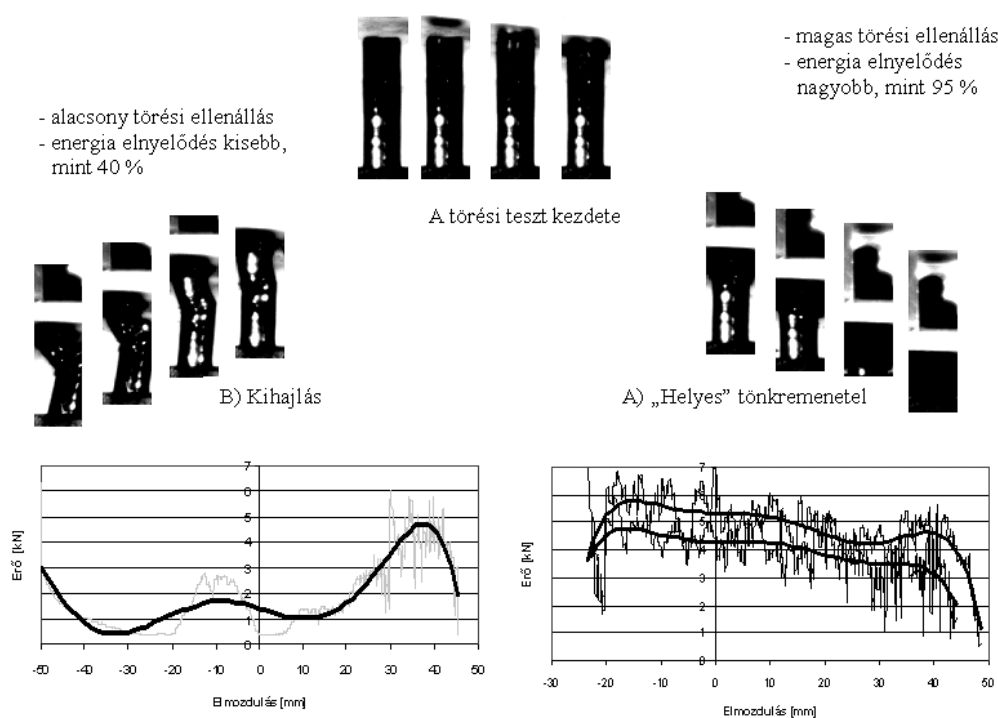
Összefoglalás

Munkánkban bemutattuk az elektronkezelés alkalmazhatóságának előnyeit epoxi-akrilát mátrixú szénszálerősítésű, fonatolt kompozit profil esetén. Azt tapasztaltuk, hogy a fonatolt kompozit előnyösen elektronkezelhető, ami a mechanikai tulajdonságok javulásán követhető nyomon. A hagyományos anyagvizsgálati módszerek mellett ejtő súlyos törési vizsgálatokkal hasonlítottuk össze a kompozit profilokat. Az eredmények azt mutatták, hogy az elektronkezelt kompozit profilok 30-50 %-al jobb mechanikai tulajdonságokkal rendelkeznek, mint a hagyományos úton térhálósított rendszerek. Bemutattuk, hogy nem csak a magas rugalmassági modulusz jellemzi a fonatolt terméket, de előnyös törési tulajdonságokkal is rendelkezik. Az elektronkezeléssel történő térhálósítási eljárás nem csak jól szink-

ronizálható egymást követő technológiai lépésekből álló folyamatos termelést tesz lehetővé, hanem jelentős energia megtakarításra is módot ad, szemben a hagyományos, termikus eljárással térhálósított kompozit termékekkel.

Köszönetnyilvánítás

Ezúton szeretnénk kifejezni köszönetünket a Szalag és Zsinórgyár Rt. hajdúböszörményi részlegének, ahol a fonatolt szerkezetet készíthettük; a Budaplast Rt-nek, akiktől az elektronkezelésre alkalmas gyantákat kaptuk, és nem utolsósorban az Irradex Kft-nek, ahol az elektronbesugárzó gépeket bocsátották rendelkezésemre.



2. ábra

Törési eredmények; a kihajlás és a „helyes” tönkremenetel összehasonlítása

Irodalomjegyzék

- [1] T. Chou, W. Ko (Eds.), Textile Structural Composites, Elsevier, Amsterdam, 1989, p.IV/117.
- [2] A. J. Berejka, C. Eberle, Radiat. Phys. Chem. 63, (2002) 551.
- [3] C. B. Saunders, A. Singh, T. Czvikovszky, 12th Annual Conference of the Canadian Nuclear Society, Saskatoon, Canada June 9-12 1991.
- [4] A. Singh, Nucl. Instr. and Meth. B 185 (2001) 50.
- [5] X. Coqueret, 10th 'Tihany' Symposium on Radiation Chemistry, Sopron, Hungary, 31 Aug. - Sept. 5, 2002 (megjelenik a Rad. Phys. Chem.-ben 2003).
- [6] B. Zsigmond, L. Halász, T. Czvikovszky, 10th 'Tihany' Symposium on Radiation Chemistry, Sopron, Hungary, 31 Aug. - Sept. 5 2002 (megjelenik a Rad. Phys. Chem.-ben 2003).
- [7] <http://www.zoltek.com>, 2002.