

GÉP

A GÉPIPARI TUDOMÁNYOS EGYESÜLET

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

SZERKESZTŐBIZOTTSÁG

Dr. Döbröczöni Ádám

elnök

Vesza József

főszerkesztő

Dr. Jármái Károly

Dr. Péter József

Dr. Szabó Szilárd

főszerkesztő-helyettesek

Dr. Barkóczi István

Bányai Zoltán

Dr. Beke János

Dr. Bercsey Tibor

Dr. Bukoveczky György

Dr. Czitán Gábor

Dr. Danyi József

Dr. Dudás Illés

Dr. Gáti József

Dr. Horváth Sándor

Dr. Illés Béla

Kármán Antal

Dr. Kulcsár Béla

Dr. Kalmár Ferenc

Dr. Orbán Ferenc

Dr. Pálincás István

Dr. Patkó Gyula

Dr. Péter László

Dr. Penninger Antal

Dr. Rittinger János

Dr. Szabó István

Dr. Szántó Jenő

Dr. Timár Imre

Dr. Tóth László

Dr. Varga Emilné Dr. Szűcs Edit

A szerkesztésben közreműködött:

Dr. Péter József

KEDVES OLVASÓ!

A Géptervezők és Termékfejlesztők XXVII. Szemináriumára jelentkezők száma több, mint az előző években megszokott volt, a publikálni szánt cikkek tématerülete pedig egyre gazdagabb. A hagyományosnak tekintett gépszerkesztési példák mellett egyre több az egészségügyi, orvosi eszközökkel, termékekkel foglalkozó cikk, szélesedik a beszállítói ipar termék-palettája is. Mindezek arra engednek következtetni, hogy a gépészmérnökök feladatai – karöltve a villamosmérnökökkel, informatikusokkal, anyagtudósokkal, orvosokkal és biológusokkal – sokasodnak, folyamatosan megújulnak, megtalálják az utat az autópárhoz és a közlekedéshez, csakúgy, mint a mezőgazdaság, a környezetvédelem, az energiatermelés kisebb-nagyobb termelő és felhasználó egységeihez.

Ez azt is jelenti, hogy a mérnökök elhelyezkedése könnyebb és sikeresebb, ugyanakkor a munkavállalás, a mérnöki munka értékének elismertetése, nem ritkán a pénzbeli érték behajtása új feladatokat jelent. A gyorsan változó gazdasági és jogi-pénzügyi szabályozási környezet a vállalkozó mérnökök új, erőszakosabb piaci magatartását követeli meg.

Ezzel párhuzamosan a műszaki felsőoktatásban is javulnak a jelentkezők magukkal hozott ismeretei és nagyobb követelmények támaszthatók. Sokasodnak a mester szakokon tanulók és ha nagyon lassan is, de szaporodnak a doktori képzésben résztvevő mérnökök is, függetlenül attól, hogy a nyelveket beszélő, tehetséges mérnökpalántákra mind itthon, mind külföldön is „vadásznak”.

A mérnökképző egyetemeken a generációváltás lassan a végéhez ér, már felnőtt az a fiatal-középkorú oktatógárda, akik rövidesen átveszik a „megharcolt” elődök feladatait. Ugyanakkor ez elődökre mindig tisztelettel tekintünk, mint akik a nem kevésbé változatos XX. század második felében mindannyiunkat tanítottak, akár egyetemi oktatóként, akár praktizáló mérnökként.

A nagy elődök egyike a nemrég elhunyt Dr. Magyar József tanszékvezető egyetemi tanár, akinek érdemeiről most, a Szemináriumon is megemlékezünk. 2012 januárjában pedig kiállítást szervezünk a tíz éve eltávozott Dr. Terplán Zénó professzor emlékére.

Mert professzoraink, oktatóink, a magyar műszaki egyetemeken aranyoklevelet szerzett mérnökeink emlékének megőrzése külön erőt adhat az utódok seregének.

Dr. Döbröczöni Ádám

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

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

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

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

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

Kereskedelmi és Hitelbank: 10200830-32310236-00000000

Felelős kiadó: Dr. Igaz Jenő ügyvezető igazgató.

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

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

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

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

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

Előfizethető még közvetlenül a szerkesztőségben is.

INDEX: 25 343

ISSN 0016-8572

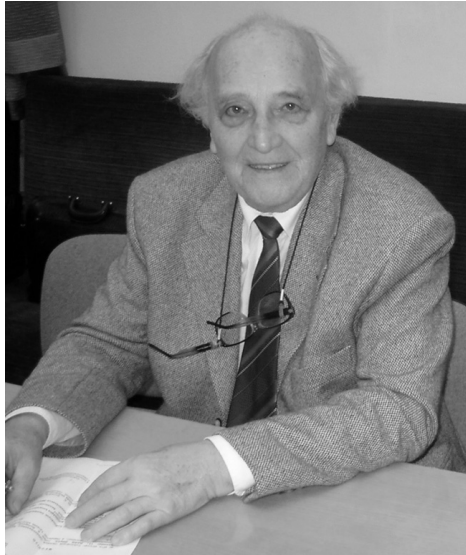
TARTALOM

<i>Váradai K.:</i> Elhunyt Magyar József professzor 3	<i>48. Szalai J.; Fodor L.:</i> Lökhárító méretezése frontális ütközésre 34
<i>42. Kotrocz K.; Modok K.; Rádics J. P.; Gyatyel Gy.:</i> Intelligens kompakt tárcsás borona fejlesztése 4	<i>49. Szűcs R.; Dr. Kamondi L.:</i> Bevezetés a fogaskerék kapcsolódás végeelem módszerrel történő vizsgálati lehetőségeibe 37
<i>43. Kundrák J.; Gyáni K.; Deszpoth I.:</i> Keményfelületek befejező megmunkálási eljárásainak összehasonlító vizsgálata az anyagválasztási teljesítmény alapján 9	<i>50. Tóbis Zs.:</i> Fogazott elemek geometriai paramétereinek hatása a zajjellemzőkre 40
<i>44. Nagy K.; Vidovics B.; Dr. Bercsey T.:</i> Innovatív termékfejlesztési módszerek és bevezetésük stratégiája 14	<i>51. Venczel G.; Dr. Siménfalvi Z.; Dr. Szepesi G.:</i> Duplikatúrás keverős reaktor recirkulációs hűtőkörének optimalizálása 44
<i>45. Németh G.; Dr. habil Döbröczöni Á.:</i> Dörzsbolgójahajtások Áttekintése 18	<i>34. Virág Z.; Szirbik S.:</i> Merítéklétrás kotró technológiájához optimált cserélhető bontófog vizsgálata 48
<i>46. Dr. Péter J.; Németh G.:</i> Fogaskerék-hullámhatómű laboratóriumi vizsgálata II. 22	<i>52. Kukhar V.D., Pashin A.A., Raspopov V. Y., Sabo Y.I. Sidorov P. G.</i> A new kinematic scheme of the multiline quasi-differential multiturnaround electric drive of pipeline gate valves 52
<i>47. Dr. Péter J.; Németh G.:</i> Fogaskerék-hullámhatómű laboratóriumi vizsgálata II. 29	

ELHUNYT MAGYAR JÓZSEF PROFESSZOR

Megrendülten és mély fájdalommal tudatjuk, hogy a magyar gépészmérnök-társadalom kiemelkedő egyénisége, Dr. Magyar József, a Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem professzora, volt tanszékvezető egyetemi tanára 2011. május 14-én, életének 84. évében elhunyt.

Magyar József 1928 január 8-án született Miskolcon. Itt végezte elemi- és középiskolai tanulmányait, 1946-ban érettségizett. A Budapesti Műszaki Egyetem Gépészmérnöki Karán 1950-ben szerzett gépészmérnöki oklevelet. Már hallgató korában foglalkozott tudományos kutatási feladatok megoldásával, dolgozott a Gépelemek Tanszéken, ahol gyakornokként részt vett az oktatói munkában is. Rövid ideig az iparban üzemmérnöként tevékenykedett, majd 1950-től a Gépelemek Tanszéken először tanársegéd, majd, adjunktus, később docens. 1965-től tanszékvezető a Villamosmérnöki Kar Géptan Tanszékén. 1967-ben egyetemi tanári kinevezést kapott. 1969-től 1976-ig a Gépészmérnöki Kar Gépelemek Tanszékének vezetője volt.



A gépelemek tárgy előadójaként évtizedeken át korszerűsítette az előadási és gyakorlati tananyagot. Szemléltetést hozott a szerkezeti kölcsönhatások rendszeres szemléltető tárgyalásával, ami pontosabb géptervezési eredményekhez vezetett. 1971-re elkészült az a közel 1000 oldalnyi sokszorosított előadás-vázlata és tervezési segédlete, amelyet nemcsak a hazai, hanem külföldi főiskolák és egyetemek is hasznosítottak. Rektori díjat kapott a 16 x 3 órás laboratóriumi oktatási programja, amelynek teljes gépi felszerelését, bemutató eszközeit, műszerezését a tanszéke saját erőből teremtette meg. A laboratóriumi program tanulmányozására még a 80-as években is jöttek külföldi egyetemi oktatók.

Kezdeményezésére jött létre a BME Gépészmérnöki Karán a Géptervező Szak és annak Gépszerkesztő Ágazata. Kidolgozta a szak és az ágazat tantervét és több tantárgyának programját. Az 1990-es reformban a Géptervező Modul és az Alkalmazott Mechanika Modul Modulbizottságok elnökeként e két, igen sikeres képzési irány tantervének és tantárgyprogramjainak kidolgozását irányította. Számos mérnöktovábbképző tanfolyama segítette a korszerű géptervezésért tevékenykedő mérnökök munkáját.

Aktívan részt vett a tudományos közéletben. Az MTA

Gépszerkezettani Bizottságának titkáráként, majd elnökeként - 3 évtizedes munkájával - sokat tett a gépszerkezettan tudományos elismertetéséért és a tudományterület oktatásáért. Megteremtette és hosszú időn keresztül vezette a hazai tribológiai tudományos szervezeteket, a Gépipari Tudományos Egyesület Tribológiai Szakosztályát, és az MTA Gépszerkezettani Bizottság Tribológiai Albizottságát.

Sokrétű ipari szakértői tevékenysége során a magyar fél szakértője volt nemzetközi jogvitákban. Tanulmányai ala-

pozták meg a hazai csavarszivattyú-gyártást és annak fejlődését. A csavarszivattyúval kapcsolatosak szabaldalmi megkapták a svéd, a svájci, az angol és a német védeltséget is. A magyar csavarszivattyú gyártásnak abban az időben a kelet-európai országokban nem volt konkurenciája. Kiemelkedő munkájáért számos elismerést kapott:

- Az Oktatásügy Kiváló Dolgozója (1967),
- Rektori Nívódíj (1978),
- Miniszteri Dicséret (1979),
- GTE Emlékérem (1980, 1983),
- Bánki Donát Emlékérem (BME, 1982),
- Kármán Tódor Emlékérem (1994),
- Pedagógus Szolgálati Emlékérem (1996),
- Professor Emeritus (BME, 1997),
- Miskolci Egyetem Gépészmérnöki Kar Emlékérem (1998),
- Muttnyánszky Ádám Díj, (2003),
- Botka Imre Díj (2004).

Jelentékeny szervezőmunkát végzett a Magyar Mérnöki Kamara, Gépészeti Tagozat elnökeként. Munkatársai, utódai, tanítványai, a tudományos és tanítói munkájukban, gyakran támaszkodtak személyes segítőkészségére. Tanított, irányított - példát adva tudásból, akaraterőből, emberségből.

Hiányát megérezzük, emlékét örökre megőrizzük!

*Váradi Károly, az MTA doktora,
tanszékvezető egyetemi tanár,
BME Gép- és Terméktervezés Tanszék*

INTELLIGENS KOMPAKT TÁRCSÁS BORONA FEJLESZTÉSE

INTELLIGENT COMPACT DISC HARROW DEVELOPMENT

*Kotrocz Krisztián, Modok Kálmán, Rádics János Péter, Gyatyel György
BME, Gép- és Terméktervezés Tanszék, H-1111 Budapest, Bertalan Lajos u. 1.*

ABSTRACT

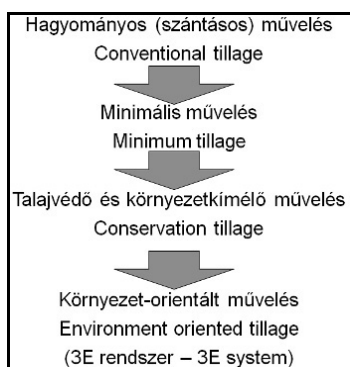
It is essential in the concept of precision agriculture to use intelligent tillage machines, which are measuring the working parameters or using before generated working maps to adjust optimal settings to do optimal work. To satisfy requirements of computer aided farming systems, new tillage machines need to be developed which are able to measure the working parameters like working- depth, width, efficiency, tool angle in real-time to be able to calculate necessity and values of adjustments

Our team is working since 2003 to create solutions to measure and record working parameters, to build the grounds of adaptable algorithms in favour of accelerating native precision farming systems.

1. BEVEZETÉS

A környezet-orientált talajművelési rendszerek megvalósításának alapvető feltétele, hogy rendelkezésre álljanak azok a gépek és eljárások, melyekkel a befektetett energia és ezzel a művelési költségek mellett csökkenthető a víz- és szélrózsió, a művelést követő talaj CO₂ kibocsátás. [Rádics 2010]

A precíziós mezőgazdasági technológiák (Computer Aided Farming, CAF) fejlettségi szintje ma már lehetőséget biztosít, a létrejött fejlett mezőgazdasági géprendszer elemeinek integrálására, amely elősegíti a környezet-orientált talajművelési rendszerek rohamos fejlődését.



1. ábra: A művelési rendszerek fejlődése

A korábbi kutatások során meghatároztuk azt az irányvonalat, amely a talajművelő géprendszerek evolúciós folyamatának következő lépése. A jelenlegi eszközrendszerrel lehetőség nyílt megalkotni azokat az intelligens gépeket, amelyek egyes döntéseket átvéve a gépkezelőtől, precízebb, pontosabb munkavégzésre alkalmasak. Ez a fejlődési lépcső nem jelenti a gépkezelők kizárását a döntési folyamatokból, hanem lehetőséget ad arra, hogy azok a paraméterek, amelyek a munkavégzés hatékonyságát, a talajkímélő művelés követelményeinek megvalósítását célozzák meg, folyamatosan nyomon követhetők és bonyolult algoritmusokon, vagy esetenként egyszerű rutinokon keresztül valós idejű módon szabályozhatók legyenek. A gépkezelők feladata ezzel nem változik, de a munkavégzés minősége egy magasabb követelményszinten válik megvalósíthatóvá.

A precíziós mezőgazdasági géprendszer meglévő elemeinek adaptációja, új elemek, elem kombinációk megalkotása, a lefektetett irányvonal mentén, a talajművelő gépek területén is előre vetíti az intelligens munkagépek megalkotásának lehetőségét.

Intelligens munkagép fogalma alatt azt a traktor munkagép csoportot értjük, amely képes geometriai munkapontját azonosítani, a talaj művelési igényét meghatározni, a gép beállítását, munkaminőségét mérni, értékelni és változtatni.

Ennek feltételrendszere

— Fedélzeti számítógéppel, DGPS és ISOBUS rendszerrel ellátott traktor

— Digitális, művelhetőségi talajtérkép,

— ISOBUS rendszerrel rendelkező munkagép (szenzor és beavatkozó szervek) [Rádics 2008]

Kutatócsoportunk 2003 óta vizsgálja annak lehetőségét, hogy a talajművelés mely területe alkalmas az ilyen jellegű továbbfejlesztésre.

A talajművelő gépek széles választékában az ekéket követően – hazánkban – a tárcsás talajművelő eszközök a legelterjedtebbek és egyúttal legfontosabbak. [Jóri 2007]

Az elmúlt években végzett K+F tevékenységünk célja a technológiai követelményeket maximálisan kielégítő, széles körben használható, de főként a hazai viszonyokat szem előtt tartó intelligens tárcsás borona működési mechanizmusainak és konstrukciójának kifejlesztése volt.

2. A TÁRCSÁS BORONÁK FEJLŐDÉSE

A tárcsás talajművelő eszközök mintegy százötven éves fejlődéstörténetét tekintve lényeges, de nem forradalmi változások figyelhetők meg. A művelőelemek tekintetében szinte alig tapasztalható változás, hiszen a gömbsüveg alak végig uralkodó maradt. Az utolsó két évtizedben megjelent csonkakúp alakú tárcsalevelek - ismert előnyeik ellenére – csak színesítik a választékot. [Jóri 2007]

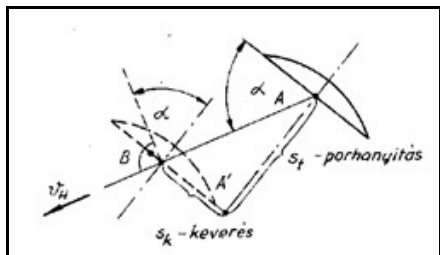
A gömbsüveg (csonkakúp) alakú művelőelemekből felépíthető eszközök közül folyamatos és sikeres fejlődést csupán a tárcsás boronák mutatnak. Az egyirányú tárcsák kezdeti népszerűségüket elvesztették, mivel konstrukciós hiányosságaik következtében a munkasebesség növelését nem tették lehetővé és a munkaszélesség növelését is csak bonyolult, nehezen üzemeltethető megoldásokkal érték el.

A tárcsás ekék, a mérsékelt éghajlatú országokban sohasem váltak népszerűvé, alkalmazásukra csak extrém körülmények (pl. gyökerekkel átszőtt köves talaj) között került sor. Ennek következtében lényeges műszaki fejlesztési eredményekkel sem dicsekedhetnek.

A tárcsás boronák fejlesztése a traktorfejlesztés eredményeit követte. A modern traktorok lehetővé tették, sőt megkövetelték a keretszerkezet és a kiegészítő berendezések fejlesztését. Ennek eredményeként napjaink tárcsás boronái változtatható szögállású tagokból épülnek, szállításkor a traktor függesztő berendezését terhelik, vagy gumiabroncsosozású kerekeken gördülnek, amelyek egyúttal mélységhatárolásra is szolgálnak, és amelyeket kihelyezett hidraulikus munkahengerekkel működtetett mechanizmusok mozgatnak éppúgy, mint a nagy szélességű változatok szárnyrészeit.

Az általános fejlődés, s az egyes helyeken és időszakokban elért népszerűség ellenére tárcsás boronák alkalmazási lehetőségei behatároltak. Ennek egyrészt agrotechnikai (túlzott lazítás, néha porosítás, káros talajtömörítés), másrészt konstrukciós okai vannak.

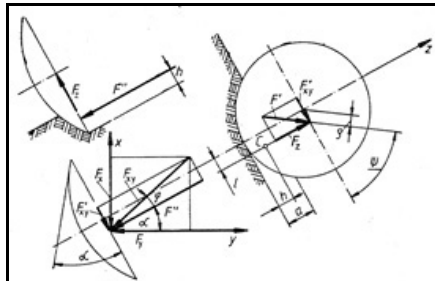
A tárcsás boronák közös jellemzője, hogy művelő elemek acélból készült gömbsüveg v. csonkakúp alakú tárcsalapok, amelyek a rendeltetéstől függően különböző kialakítású kereteken úgy vannak elhelyezve (csapágyazva), hogy a talaj által hajtva szabadon foroghatnak.



2. ábra: Tárcsalevél jellemző szögei

A tárcsás talajművelő eszközök rendeltetése sokféle lehet, ennek megfelelően szerkezeti felépítésük is eltérő, működési elvük azonban alapvetően azonos

A haladási iránnyal adott szögben vontatott tárcsalevél aprítja, porhanyítja a talajt. E munkája közben a talajrések jól keverednek. Az előzőeken túlmenően a tárcsa bizonyos mértékben forogat, elvágja a növényzetet, ill. a növényi(tarló) maradványokat. Porhanyító és keverő munkájuk jobb, mint az ekéé, ezért bizonyos körülmények között használatuk is előnyösebb (tarlólántás, szántás elmunkálás).



3. ábra: Tárcsalapra ható erők

A tárcsás talajművelő eszközöknek a következő igényeket kell kielégíteniük:

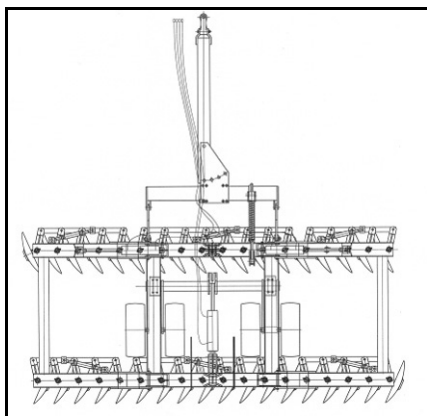
- az előre beállított mélységben porhanyítsák, lazítsák a talajt;
- a munkamélység állítható, de hossz- ill. keresztirányban azonos legyen;
- vontatás közben a változó talajellenállás ellenére is tartsák a haladás irányát;
- behúzó hatásuk kemény talajon is megfelelő legyen;
- a talajfenék csipkézettsége ne emelkedjen a felszínig és ne maradjon műveletlen sáv;
- a fogások szélein ne hagyjanak nagy mélységű barázdákat;
- a szár-, ill. tarlómaradványok aprítását és keverését eltömődés mentesen végezzék;

A tárcsatagok elrendezése alapján a következő felosztás lehetséges:

- egysoros aszimmetrikus (egyirányú tárcsák, tárcsás ekék)
- kétsoros X elrendezésű
- kétsoros V elrendezésű
- kettő vagy négsoros, párhuzamos elrendezésű (kompakt tárcsák).

A környezet-orientált talajművelési rendszerek gyakorlatában manapság a kompakt tárcsás boronák elterjedése figyelhető meg. Számos előnyük és hátrányuk mellett, főként a kompakt építési mód, illetve a használt művelési rendszerek csökkent művelési igénye segítette népszerűségük kialakulását.

A kompakt tárcsák kialakulását a korábbi építési elvek átgondolása tette lehetővé. A tárcsás boronák a hagyományos talajművelési rendszerben alapművelő eszközként számítanak, és napjaink talajvédő művelési rendszereiben is szerepet kapnak, viszont használatuk sok kompromisszummal járt a nagy szerkezeti hosszúság miatt.

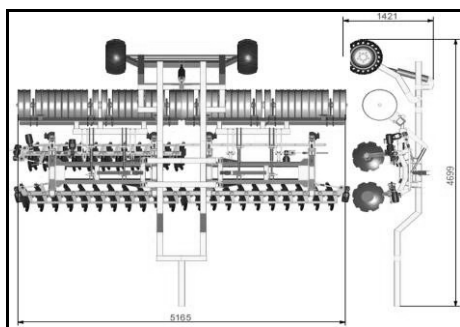


4. ábra Kompakt tárcsás borona

A hagyományos tárcsás boronák használata magágykészítő- vető gépkombinációkban extrém hossz- növekedéssel járna, ami mind a vontató traktor vonóerő igényét növelné meg megengedhetetlenül, mind a munkagépet tenné mozgásképtelenné (pl.:fordulókörök megnövekedése, országúti szállítás). A kompakt tárcsás borona, más nevén rövid tárcsás borona, hosszmérete akár 1/4-e lehet a hagyományos tárcsás boronáénak. Ez a kimagasló hossz csökkentés a tárcsalevelek önálló csapágyazásának és kerethez történő egyedi felerősítésének köszönhető.

3. A FEJLESZTÉS IRÁNYAINAK MEGHATÁROZÁSA

A korábbi kutatások eredményeként, az első lépcsőben kifejlesztett intelligens kompakt tárcsás borona konstrukciós folyamatában, először a munka- és vontatási szögek megváltoztathatóságának problémáját kellett megoldani. Követve a nemzetközi fejlesztések irányát és sebességét, a szögállító aktuátorok, az első gép esetben hajtóműves léptetőmotorok voltak, amelyek csavaroskat forgatva végezték volna a beállításokat.



5. ábra Az első fejlesztés eredménye

A kiindulási követelmények megváltoztatása és a gép továbbfejlesztése mellett döntöttünk.

A továbbfejlesztés alapja a működtető elemek újragondolása, mivel a mezőgazdasági gépeken az elektromos hajtások nem elterjedtek, amit leginkább a szántóföldi körülmények indokolnak. További problémát jelentett, hogy a jelenlegi mezőgazdasági erőgépeken nincs olyan

segédberendezés, amely lehetőséget adna a gép kielégítő elektromos ellátására.

A tervezéshez a következő szempontrendszert állítottuk fel:

- Változtatható jellemzők konstrukciós megoldásainak felülvizsgálata
- Léptetőmotorok helyettesítése hidraulikus munkahengerekkel
- Hidraulika kör és a munkagép vezérlésének megtervezése
 - kézi vezérlés:
 - Munkamélység kézi beállítása
 - Vontatási szög kézi beállítása,
 - Behúzási szög kézi beállítása, sorkompenzáció
 - fordulókör automatika kézi kapcsolása
 - közúti szállítóhelyzet kézi kapcsolása
 - autonóm rendszer kialakítás:
 - talajtérkép alapú munkaszabályozás
 - munkaminőség ellenőrzés, beállítás.

A fejlesztés során jelentős hangsúlyt fektettünk a rendszer vezérlésének fejlesztésére. A működtető vezérlő köröket rendszerben kezeltük, de bonyolultságuk miatt külön vezérlő köröknként, egyesével terveztük meg.

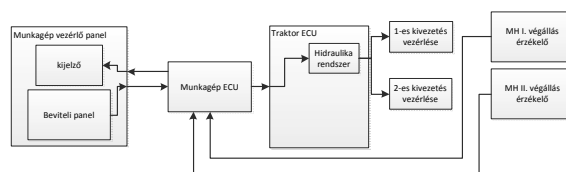
4. A VEZÉRLŐ RENDSZER TERVEZÉSE

4.1. A szállítási helyzet vezérlése

A munkagép szállítási helyzetből munkahelyzetbe történő átállításánál először szárny részek nyitását kell elvégezni, majd a szállító kerekeket kell kiemelni, mely után a gép munkahelyzetbe kerül. A munkavégzés után ezt a folyamatot kell fordított sorrendben elvégezni.

A fenti folyamat alapján ezekhez a műveletekhez két egymástól független munkahenger szükséges, melyek a traktor hidraulika csatlakozásáról tápláltak.

A folyamat vezérlése a traktor számítógépéről (ECU) történik, illetve a traktorvezérlő számítógépének utasításával a munkagép számítógépén keresztül, melynek sematikus kapcsolását szemlélteti a következő ábra.



6. ábra: A szállítási- és munkahelyzet működtetésének adat kapcsolati sémája

4.2. A MUNKAHELYZET VEZÉRLÉSE

A munkahelyzet vezérlésének megtervezése során három paramétert kell beállítanunk és az ezekhez tartozó vezérlőköröket megterveznünk:

- Vontatási szög (α)

- Behúzási szög (γ)
- Munkamélység (h)

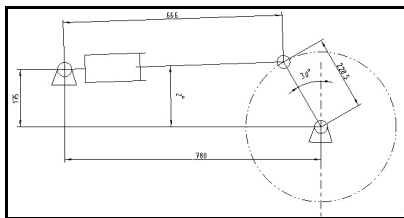
A vontatási szög vezérlése soronként különböző beállítást igényel, ezért két működtető elem szükséges a megvalósításához.

A behúzási szög beállítása mindkét tárcsasor esetén egyforma, ezért, mint a kiinduló gépen, célszerű ezeket együtt mozgatni, mely megvalósítására egy hidraulikus munkahenger elegendő.

A behúzási szög változtatásakor a két sor közötti tárcsaosztási távolság megváltozik, mely által műveletlen talajkeresztmetszet jön létre, ezért szükséges a hátsó sor eltolása, vagyis a sorkompenzáció. Ennek megoldására a jelenlegi működési elv kerül továbbra is felhasználásra, hidraulikus munkahenger működtetésével.

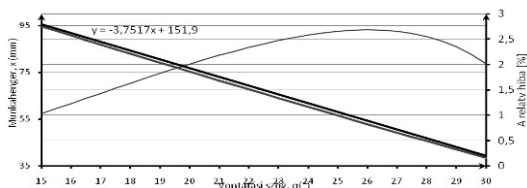
4.2.1. Vontatási szög vezérlése (α)

A vontatási szög változtatását biztosító mechanizmus elméleti ábrája a következő:



7. ábra: A vontatási szög beállító mechanizmusa

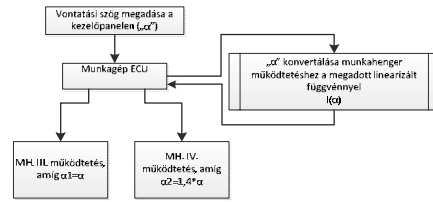
A munkahenger dugattyúja lineáris mozgást végez és a tárcsalevelek szögemelő karját mozgatja, míg a tárcsalevél a tárcsatag által a gerendelyen csapágyazva a tengelye körüli forgó mozgást végez. Minden egyes beállítandó tárcsaszőghöz a munkahenger egy adott lökethossza szolgál. A tárcsaleveleket 15-25°-os szögek között használják, ezért e tartomány beállítása a legfontosabb. A munkahenger lökete és tárcsaszőg közötti kapcsolatot mutatja a következő diagram, ahol a tárcsalevelek munkatartománya miatt 0-30° tartományban lettek elforgatva:



8. ábra: A vontatási szög és vezérlő munkahengerének löketeivel kapcsolata

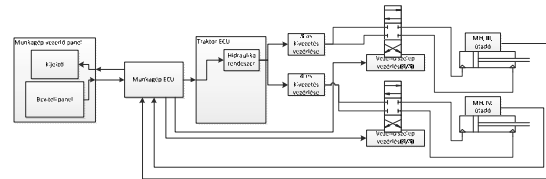
Az ábrán a 15° és 30° közötti elmozdulás van kiemelve, amin látható lineárishoz közeli jellege. Mivel a körmozgás szögfüggvényekkel írható le és ezeknek analóg, illetve digitális előállítása számításigényes, ezért ebben a tartományban a látható lineáris jelleg miatt lineáris függvénnyel jellemezhető az adott tartományban munkahenger lökete és a vontatási szög kapcsolata, mely által egyszerű vezérlési elektronika tervezhető. A köze-

lítés hibája a fenti diagramban ábrázolásra került, melynél látható, hogy a legnagyobb eltérés 2,7%, ami ennél az alkalmazásnál elfogadható közelítést jelent. A két sor vezérlésének folyamatát a következő ábra szemlélteti:



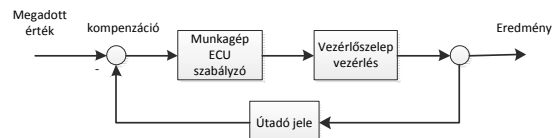
9. ábra: A vontatási szög beállításának folyamatábrája

A két sor vontatási szögének állítására a következő kapcsolási séma rajzolható fel:



10. ábra: A vontatási szög vezérlés elméleti sémája

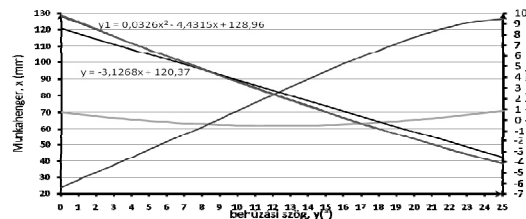
A munkahenger vezérlése az alábbi módon történik:



11. ábra: A vontatási szög szabályozási ábrája

4.2.2. A behúzási szög vezérlése

A behúzási szög vezérlése a vontatási szöggel megegyező elven történik, melynél a munkahenger lökete és behúzási szög közötti kapcsolatot a következő diagram szemlélteti:



12. ábra: A behúzási szög és vezérlő munkahenger löket hosszának kapcsolata

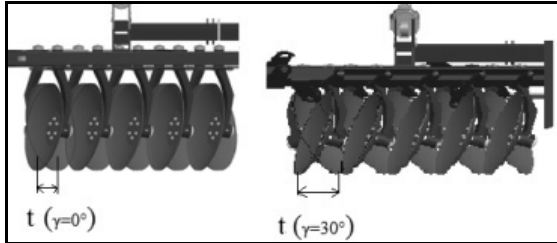
Az összefüggést egyenes illesztéssel és másodfokú polinom közelítéssel ábrázoltuk. A lineáris közelítés hibája 9,5%, ami nem elfogadható, de négyzetes közelítéssel ez a relatív hiba 1%, ami viszont kielégítő eredményt ad.

A behúzási szög változtatásával egy időben kell végre hajtani a sorkompenzációt is, mivel a behúzási szög változtatásával az első és második sor közötti tárcsalevél osztás megváltozik. A sorreltolás automatikus beállítására két féle módszer használható:

- Matematikai úton,

- Kísérleti iterációs módon

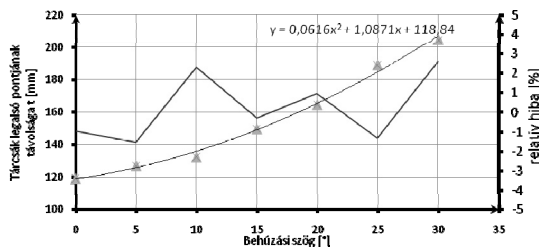
A matematikai módszer bonyolult számítást igényel, ahol a behúzási szöggel a tárcsalevél vontatási irányhoz képest merőleges irányban vett ellipszis formájú vetületek jellemző méretei változnak a szög változtatásával. A kísérleti iterációs módszernél a CAD modellen, az egymás mögött lévő tárcsalevelek közötti távolság változása vizsgálendő a behúzási szög függvényében. A soronkénti tárcsalevél-osztás állandó. Az első sor tárcsalevelei közé (geometria közép) kerültek a második sor elemei.



13. ábra: A sorkompensáció beállítás kezdeti- és vég állapota

A kísérlet a tárcsalevelek 0°-os behúzási szög és 23°-os vontatási szög beállítása mellett került elvégzésre. A vizsgált paraméter a behúzási szög változtatásával a második sor eltolódásának jellege, mértéke.

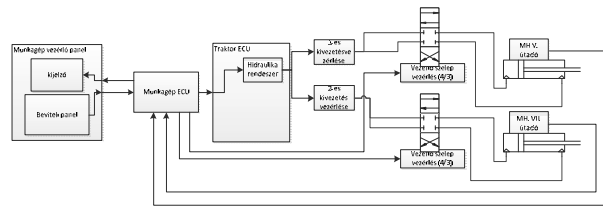
A következő ábrán az első sorban lévő tárcsalevelek legmélyebben lévő pontja és mögöttük lévő tárcsalevelek legmélyebben lévő pontjának távolsága kerül ábrázolásra a behúzási szög függvényében (háromszög-jel), ahol a diszkrét mérési pontokra másodfokú polinom került illesztésre a relatív eltérés ábrázolására.



14. ábra: A sorok közötti tárcsacat távolság változás a behúzási szög változtatásánál sorkompensáció nélkül

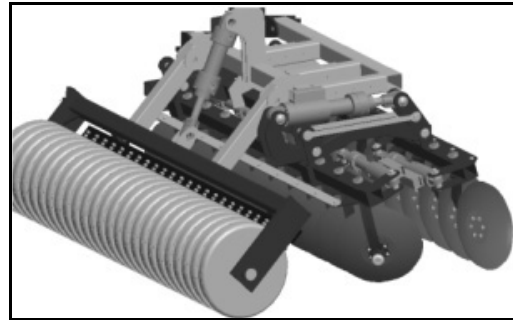
A vezérlésnek meg kell valósítania, hogy a tárcsalevelek legalsó pontja mindig az előtte lévő tárcsalevelek osztás közepébe essen. Ezért a sorkompensációnak a kezdeti értéket kell állandónak tartania. A diagramból kiolvasható pontokra illesztett görbe egyenletének előjelét megfordítva és a konstans részt elhagyva, megkapható a szükséges sorkompensációs érték, amivel a második sor jó közelítéssel az első sorban lévő tárcsák közötti területet a legjobban lefedti.

A behúzási szög és sorkompensáció vezérlésére a következő elméleti kapcsolási került kidolgozásra, melyben jelölésre került az adatforgalom, és a hidraulika olaj folyama.



15. ábra: A behúzási szög és sorkompensáció vezérlése

A vezérlés megtervezése után elvégeztük a szükséges szenzor-aktuátor elemek beépítésének megtervezését, valamint a gép részlettervezését.



16. ábra: A gép oldaltagjának modellje

5. ÖSSZEFOGLALÁS

Az elvégzett K+F tevékenység eredményeként egy olyan kompakt tárcsás borona kifejlesztésére került sor, amely a gyakorlatban található megoldásokat megelőzve képes az intelligens működés alapfeltételeit megteremteni. A kutatási program egyik célkitűzése, hogy lefektetett irányelvek és az ezekhez kapcsolódó műszaki megoldások alapján, egy kis munkaszélességű kísérleti berendezés készüljön, melynek segítségével lehetőség nyílik a beállítási paraméterek és a munkaminőség közötti összefüggések vizsgálatára.

A fejlesztés további lépcsője, hogy a gépet alkalmazható kell tenni a teljesen autonóm működésre, amihez térinformatikai rendszerillesztés szükséges. Integrálni kell a GPS alapú helyzetérzékelést, melynek segítségével a munkagépet vezérlő számítógép, a traktor vezetőjének felügyelete mellett, például talajtérkép alapján, beállíthatja az adott területhez legalkalmasabb paramétereket.

6. IRODALOM

- [1] RÁDICS, J., JÓRI, J.I.: Requirements of intelligent tillage machines design, Gépészet 2008 Budapest, 29-30.May 2008. , ISBN 9789634209479
- [2] RÁDICS, J., JÓRI, J.I.: A 3E talajművelési rendszer géprendszerének kifejlesztése (Implement development for the 3E tillage system) MTA – AMB K+F Tanácskozás. Gödöllő, 2010. 1. kötet
- [3] Jóri J. István: Tárcsás Talajművelő eszközök. Agrár-gazdaság. VIII.évf. (2007) 5. 60-65p.

KEMÉNYFELÜLETEK BEFEJEZŐ MEGMUNKÁLÁSI ELJÁRÁSAINAK ÖSSZEHASONLÍTÓ VIZSGÁLATA AZ ANYAGLEVÁLASZTÁSI TELJESÍTMÉNY ALAPJÁN

COMPARATIVE EXAMINATION OF FINISHING PROCESSES OF HARDENED SURFACES ON THE BASIS OF MATERIAL REMOVAL PERFORMANCE

Kundrák János DSc, Gyáni Károly, Deszpoth István, Miskolci Egyetem

ABSTRACT

It is expedient to compare the economy of the processes applied for hard machining – like abrasive machining and the ones with definite edges – on the basis of the material removal rates.

This paper focuses on analysis of three machining process by which the given workpieces are completed with equal quality requirements. It examines and compares the economic efficiency of grinding, turning and the combined processes on the basis of process times, surface rate and material removal rate.

Keywords: alternative procedures, operation time, material removal rate (MRR), surface rate (SR)

1. BEVEZETÉS

Kemény felületek megmunkálásánál az optimális eljárás kiválasztásának előfeltétele az alkalmazható eljárások - az abrázió, a határozott élű és ezek kombinációjával létrejövő megmunkálások – összehasonlító vizsgálata. Egyre gyakoribb követelmény a beépített alkatrészekenél, hogy pontosságuk mellett növekedjen élettartamuk is.

Az alkatrészek tartósságának növelése ezért egyre keményebb és egyre több keményfelület kialakításával is együtt jár. De megfigyelhető, hogy egyre gyakrabban edzik a felületeket a gyártási lánc rövidítésére (a technológiai folyamat egyszerűsítéséhez) is.

A gyártási láncban az edzést általában befejező megmunkálás követi, melynek eredményeképp kialakul az alkatrész végső geometriája.

A kemény felületek befejező megmunkálására elsősorban a köszörülés, a keményesztergálás illetve a két eljárás kombinálása ad lehetőséget.

Ezen megmunkálási változatok műszaki-gazdaságossági alapokon történő összehasonlítása és az optimális kiválasztása gyártástervezési feladat.

Korábban mások [1, 2] és mi [3, 4, 5] is vizsgáltuk azokat a technológiai feltételeket, amelyek mellett a köszörülés és a keményesztergálás adott művelet elvégzésére egymás alternatívájaként alkalmasak lehetnek.

Azon megmunkáló eljárásokat tekinthetjük egymás alternatíváinak, amelyekkel a vizsgált alkatrész pontosságára és minőségére vonatkozó minden előírás teljesíthető.

A cikkben olyan vizsgálatokat ismertetünk, amelyek arra irányultak, hogy a választott alternatív eljárásokkal milyen gazdasági hatékonysággal teljesíthetőek az alkatrészre előírt, minőségi követelmények.

A megmunkálási eljárások hatékonyságát a felületképzési sebesség, a műveleti idők, és az anyagleválasztási sebesség alapján elemeztük.

2. AZ ALKALMAZOTT ELJÁRÁSOK

A leggyakrabban vizsgált keménymegmunkáló eljárások: a köszörülés, a keményesztergálás és a kombinált eljárás.

A **köszörülés** (oldal-előtölösos köszörülés) a keményfelületek befejező megmunkálásánál a gépipari alkatrészek között azért foglalt el meghatározó szerepet, mert keményfelületeket nagy pontossággal és kis érdességgel való megmunkálása az esetek többségében csak ezzel az eljárással volt biztosítható. Számos előnye mellett egyik hátránya, hogy a környezetet jelentősen terhelő megmunkálások közé tartozik. A nagymennyiségű hűtő-kenő folyadék felhasználás miatt szennyezi a környezetet, károsítja a dolgozók egészségét és emellett még a műveleti költségek is jelentősen magasabbak. A köszörülés drága szerszámokat és segédanyagokat (pl. szabályozó gyémánt) igényel, a keletkező iszap és elhasznált hűtő-kenő folyadék veszélyes hulladéknak minősül.

A keménymegmunkálások másik eljárása, mely napjainkban egyre inkább terjed, a keményesztergálás. Az alkalmazás rohamos növekedése különösen tárcsaszerű alkatrészek valamint különböző furatok megmunkálásánál figyelhető meg. A keményesztergálás kevésbé terheli a környezetet. Ökológiai szempontokból sokkal kedvezőbb képet mutat, mint a köszörülés, mivel ezek a kedvezőtlen hatások nem jelentkeznek. Hűtő-kenő folyadék nélkül végezhető a megmunkálás. A keletkezett forgács a munkadarab anyagával azonos, így könnyen reciklizálható. A munkadaraboknak köszörüléssel azonos minősége mellett, teljesen környezetbarát, tiszta,

higiénikus, emellett a környezet terhelést csökkentő megmunkálása valósítható meg keményesztergálással. A harmadik eljárás a kombinált eljárás. A nagyolást keményesztergálással, a simítást köszörüléssel végezzük. A hagyományos eljárásokhoz képest lényeges különbség, hogy egy gépen egy felfogásban és egy műveletben végezzük a megmunkálást. Ezért a simításra kisebb lehet a ráhagyás. Ezáltal nő a pontosság, megszűnik a periodikus topográfia, egyszóval biztosított az alkatrész kiváló minősége. Jelentős eltérés még az is, hogy a nagyteljesítményű kombinált gépek a termelékenyebb beszűrő köszörüléssel dolgoznak. A ráhagyás minél nagyobb részét tudjuk az első lépésben leválasztani, a keményesztergálás előnyeiből (anyagleválasztási sebesség, költségek, felületi réteg állapota, stb.), annál kevesebbet használunk az újra megjelenő hűtő-kenő folyadékából. A köszörülés előnyei már igen kis ráhagyás eltávolításakor megjelennek. Az egy befogás előnye alapján többféle kombinált eljárást is alkalmazhatunk.

3. KÍSÉRLETI VIZSGÁLATOK

A kísérleteket IT5-IT6 pontosságú furatok megmunkálására végeztük, amikor $R_z=5 \mu\text{m}$ felületi érdességet kellett biztosítani.

3.1. A vizsgált eljárások

A következők voltak a vizsgálatba bevont eljárások, amelyekkel biztosítani lehetett az előírt felület minőségét és pontosságát:

- hosszelőtölésos köszörülés korund koronggal (**GR-A**)
- keményesztergálás: nagyolás és simítás standard lapkával (**HT-S**)
- keményesztergálás nagyolás wiper, simítás standard lapkával (**HT-W+S**)
- kombinált eljárás: nagyolás standard lapkával, simítás korund koronggal (**CO-S+A**)
- kombinált eljárás: nagyolás wiper lapkával, simítás korund koronggal (**CO-W+A**)
- kombinált eljárás: nagyolás standard lapkával, simítás CBN koronggal (**CO-S+B**)
- kombinált eljárás: nagyolás wiper lapkával, simítás CBN koronggal (**CO-W+B**)

3.2. A vizsgált munkadarabok és megmunkálások technológiai jellemzői

Két, különböző átmérőjű, azonos hosszúságú furatot munkáltunk meg. A munkadarab adatai a következők voltak:

anyag:	16MnCr5;
keménység:	61...63HRC;
átmérő:	d=48 (A jelű) d=66 (B jelű);
pontosság:	IT5...6;
furathossz:	27,35 mm;
ℓ/d viszony:	0,41...0,57;
eltávolítandó ráhagyás:	0,3 mm (átmérőben);
sorozatnagyság:	200 db.

A 0,15 mm ráhagyásból nagyolással 0,1 mm-t, simítással 0,05 mm-t távolítottunk el. A jellemző technológiai adatokat az 1. táblázatban foglaltuk össze.

3.3. Az összehasonlítás mérőszámai

Az anyagleválasztás elvében jelentősen különböző, de azonos célú eljárások - mint az abrazív és a határozott élű megmunkálások - gazdaságosságának összehasonlítását célszerű az anyagleválasztási ráták alapján elvégezni.

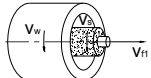
A mérőszámok elméleti értékeinek számításánál régóta használják a képződött/eltávolított felület és/vagy a leválasztott térfogat időegységre vonatkoztatott értékét, elsősorban egy eljárás különböző lehetséges forgácsolási adatainak felhasználásával [6, 7].

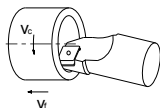
Ezek a mérőszámok a következők (2. táblázat):
anyagleválasztási sebesség (MRR) Q_w (mm³/s);
felületképzési sebesség (SR) A_w (mm²/s)

Ezeket a mérőszámokat korábban is vizsgáltuk [8, 9, 10], és rámutattunk, hogy az eljárások összehasonlításának pontosabbá tételéhez korrigált („gyakorlati”) értelmezésre van szükség.

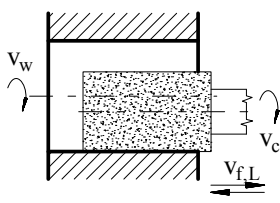
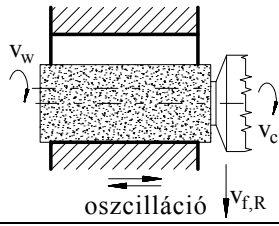
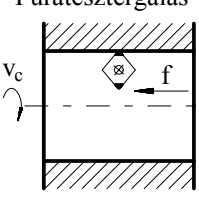
Ezek a gyakorlati paraméterek (2. táblázat) azt fejezik ki, hogy adott megmunkálási eljárással egy szekundum alatt hány mm² felületet lehet készíteni, ill. hány mm³ anyagot lehet eltávolítani az előírt pontossági, felületminőségi körülmények között.

1. táblázat. Technológiai adatok

Eljárás	Szerszámgép / Szerszám	Technológiai adatok	
		Nagyolás	Simítás
Köszörülés 	SI-4/A 40x40x16-9A80-K7V22	$v_c=25\div 29 \text{ m/s}$ $v_w=14\div 19 \text{ m/min}$ $v_{f,L}=2.2 \text{ m/min}$	$v_c=25\div 29 \text{ m/s}$ $v_w=14\div 19 \text{ m/min}$ $v_{f,L}=2 \text{ m/min}$

Kemény-esztergálás 	PITTLER PVSL-2 CNGA 120408S-LO CBN CNGA 120408 7020	$v_c=180$ m/min $f=0.08\div 0.15$ mm/ford. $a_p=0.10$ mm	$v_c=180$ m/min $f=0.12\div 0.24$ mm/ford. $a_p=0.05$ mm
Kombinált eljárás	EMAG VSC 400 DS CNGA 120408S-LO CBN 40x40x16-9A80-K7V22	$v_c=180$ m/min $f=0.24$ mm/ford. $a_p=0.1$ mm $v_{f,R}=0.0033$ mm/s	$v_c=40\div 45$ m/s $v_w=45\div 119$ m/min $v_{f,R}=0.0016$ mm/s

2. táblázat. Anyagleválasztási sebesség és felületképzési sebesség számítása

Eljárások	Furatköszörülés	Beszűrő furatköszörülés	Furatesztergálás
			
Anyagleválasztási sebesség elméleti értéke Q_w [mm ³ /s]	$Q_w = a_e \cdot f \cdot v_w$	$Q_{w,elm,N} = L_3 \cdot v_{f,R} \cdot d_1 \cdot \pi$	$Q_w = a_p \cdot f \cdot v_c$
Anyagleválasztási sebesség gyakorlati értéke Q_{wp} [mm ³ /s]	$Q_{wp} = \frac{d_1 \cdot \pi \cdot L_3 \cdot Z}{t_{op} \cdot 60}$		
Felületképzési sebesség elméleti értéke A_w [mm ² /s]	$A_w = f \cdot v_w$	$A_w = L_3 \cdot v_w$	$A_w = f \cdot v_c$
Felületképzési sebesség gyakorlati értéke A_{wp} [mm ² /s]	$A_{wp} = \frac{d_1 \cdot \pi \cdot L_3}{t_{műv} \cdot 60}$		
Műveleti idő $t_{műv}$ [min]	$t_{műv} = \frac{t_{előkészületi}}{n} + t_{darab}$		

ahol:

- a_e – fogásmélység (mm); (köszörülés);
- a_p – fogásmélység (mm); (esztergálás);
- v_w – munkadarab sebessége (mm/s);
- $v_{f,R}$ – beszűrő sebesség (mm/s);

- v_c – forgácsoló sebesség (mm/s ill. m/min);
- f – előtolás (mm/mdb.ford.);
- d_1 – munkadarab átmérő (mm);
- L_3 – forgácsolt hossz (mm);
- $t_{műv}$ – műveleti idő (min).

Az anyagleválasztási paraméter gyakorlati értékét (Q_{wp}) úgy számoljuk, hogy a ráhagyás anyagtérfogatát osztjuk a leválasztásához szükséges idővel:

$$Q_{wp} = \frac{d_1 \cdot \pi \cdot L_3 \cdot 0,3}{t_x \cdot 60} \text{ (mm}^3\text{/s)}. \quad (1)$$

A felületképzési paraméter gyakorlati értékét (A_{wp}) úgy számoljuk, hogy az elkészítendő felület nagyságát osztjuk az elkészítéshez szükséges idővel:

$$A_{wp} = \frac{d_1 \cdot \pi \cdot L_3}{t_x \cdot 60} \text{ (mm}^2\text{/s)}. \quad (2)$$

Az (1) és (2) képletben szereplő t_x bármely kiválasztott normatív időadat lehet, jelenleg a t_{op} műveleti idővel számolunk. A gyakorlati paraméterek korábbi elemzése [8, 9] bizonyította, hogy ezekkel kifejezhetjük az anyagleválasztás hatékonyságát, és összhangban vannak a tényleges megmunkálási idővel és költségekkel.

Ezért most vizsgálataink a gyakorlati értékek meghatározására irányultak, és az összehasonlításokat a műveleti időre vonatkoztatott - $Q_{wp,műveleti}$ (mm³/s), $A_{wp,műveleti}$ (mm²/s) – mérőszámok alapján készítettük el.

4. EREDMÉNYEK

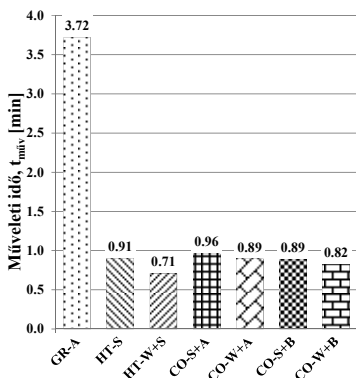
Hét lehetséges variációval (1. 3.1. pontnál) munkáltuk meg a kétféle átmérőjű (A és B jelű) furatot. A műveleti időket, majd a felületképzési sebesség és az anyagleválasztási sebesség gyakorlati értékét határoztuk meg.

A leghosszabb a műveleti ideje a hagyományos hosszeltolósos köszörülésnek. Kemény-esztergálással negyedére csökken a 48 mm átmérőjű furat műveleti ideje, mely tovább csökkenthető wiper lapkák alkalmazásával (1. ábra). A műveleti idő között a különbség csökken az átmérő növekedésével, de a 68 mm átmérőjű furat (2. ábra) megmunkálásakor még mindig csak harmada a kemény esztergálásé a köszörülésnek.

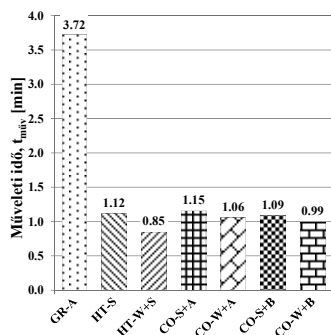
A műveleti időben azért lehet ilyen különbség, mert a felületképzési sebesség és az anyagleválasztási teljesítmény kemény-esztergálásnál lényegesen nagyobb.

A felületképzési sebesség a kisebb átmérőnél több mint négyszeres, ami wiper lapka alkalmazásával több mint ötszörös lehet (3. ábra). Az átmérő növekedésével csökken a felületképzési sebesség különbsége 3.3-szorosra, amely 4.6-szeresre növelhető wiper lapka alkalmazásával. Hasonlóak az arányok az anyagleválasztási teljesítményeknél is (5. és 6. ábra).

Ez egyértelműen bizonyítja a keményesztergálás előnyét. Elsősorban azért, mert termelékenysége többszöröse a köszörülésnek, műveleti önköltsége pedig sokkal kisebb, és környezetbarát technológia. Mindezek mellett a pontossági, érdességi és felületminőségi paramétereket is biztosítja ugyanolyan szinten, mint a köszörülés.



1. ábra. Műveleti idő a különböző eljárásoknál, az A jelű darabnál

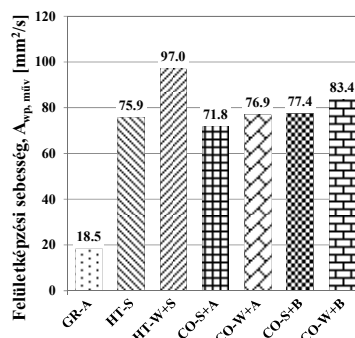


2. ábra. Műveleti idő a különböző eljárásoknál, a B jelű darabnál

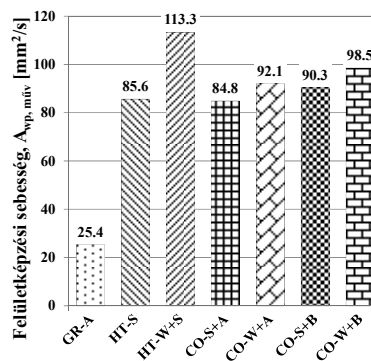
A befejező megmunkálásban azonban nem mindig a határozott élgeometriájú szerszámmal végzett művelet a legelőnyösebb.

Ha az alkatrészsel szemben támasztott működési követelmények köszörült topográfiát követelnek meg, akkor célszerű olyan befejező művelet megválasztása, amelynél a gazdasági hatékonyság is biztosítható.

Ennek feltétele, hogy a leválasztandó anyag (ráhagyás) minél nagyobb részét válasszuk le esztergálással, s csak a topográfia kialakításához minimálisan szükséges ráhagyást köszörüljük.



3. ábra. A felületképzési sebesség a műveleti idő alapján ($A_{wp, mv}$ műveleti), az A jelű darabnál

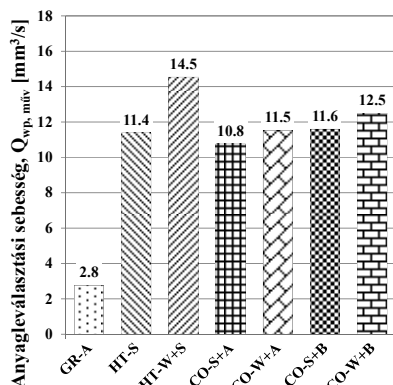


4. ábra

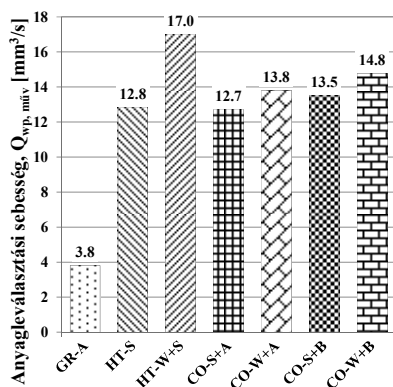
A felületképzési sebesség a műveleti idő alapján ($A_{wp, mv}$ műveleti), a B jelű darabnál

Ha hagyományos módon oldjuk meg, akkor a több szerszámgép és a több befogás alkalmazása miatt a gazdasági hatékonyság nem lesz lényegesen jobb ahhoz képest, ha csak a köszörülést alkalmaznánk.

Ekkor kerülnek előtérbe a kombinált vagy hibrid megmunkálások, amelyeket az is jellemez, hogy nem igényelnek külön szerszámgépet, hanem a keményesztergálással együtt ugyanazon gépen kerül kivitelezésre a köszörülés is. Az 1.-6. ábrákból látható, hogy az alkalmazott eljárásokkal a standard lapkával végzett keményesztergáláshoz hasonló gazdasági hatékonyság érhető el köszörült topográfia létrehozásakor is.



5. ábra. Az anyagleválasztási sebesség a műveleti idő alapján, az A jelű darabnál



6. ábra

Az anyagleválasztási sebesség a műveleti idő alapján, a B jelű darabnál

KÖVETKEZTETÉS

A keménysztergálás és a köszörülés összehasonlítása furat-megmunkálás esetében, a gazdasági hatékonyság a keménysztergálás jelentős fölényét mutatta a köszörüléssel szemben. Az anyagleválasztási sebesség és a felületképzési sebesség gyakorlati értéke jól mutatja a meglévő különbségeket, ezért alkalmas alternatív megmunkálási eljárások összehasonlítására.

Jelenleg a legtöbb esetben megvannak a technikai és technológiai feltételei annak, hogy a keménysztergálás helyettesítse a köszörülést.

Vannak olyan esetek azonban, amikor a működési feltételek köszörült topográfiát igényelnek. A legfőbb indíték a periodikus topográfia elkerülése, mert ez nem előnyös a tömítő felületeknél, a csapágyhelyeknél és pl. sebességváltókban a szinkronizáló kúpoknál sem.

Ekkor az ún. kombinált (hibrid) megmunkálás alkalmazása javasolható. Ez olyan hibrid gép alkalmazását jelenti, amelyen egy befogásban, egy gépen készülnek a darabok az esztergaszerszámok és/vagy köszörűszerszámok szükség szerinti automatikus beváltásával.

Vizsgálataink azt bizonyították, hogy a kombinált eljárásokkal a keménysztergáláshoz hasonló gazdasági hatékonyság érhető el.

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

Ez a cikk a magyar Országos Tudományos Kutatási Alapítvány (OTKA) támogatásával készült. A megbízás száma: **OTKA K 78482**.

A **TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001** „A felsőoktatás minőségének javítása kiválósági központok fejlesztésére alapozva a Miskolci Egyetem stratégiai kutatási területein” című projekt támogatásával. „A projekt az Új Magyarország Fejlesztési Terv keretében- az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg.” Köszönetet mondunk a támogatásért.

IRODALOM

- [1] Tönshoff H. K. – Arendt C. – Ben Amor R.: Cutting of hardened Steel, *Annals of the CIRP*, Vol. 49/2/2000, pp.547-566. (ISBN 3-905-277-34-4)
- [2] Klocke, Brinksmeier, Wiessert: Capability Profile of Hard Cutting and Grinding Processes, *Annals of the CIRP* Vol. 54/2 (2005) pp.557-580.
- [3] Kunderák J, Mamalis AG, Markopoulos A: Finishing of hardened boreholes: Grinding or hard cutting? *Materials and Manufacturing Processes* 19 (6): pp.979-993 2004
- [4] J. Kunderák, A. G. Mamalis, K. Gyáni, V. Bana: Surface layer microhardness changes with high-speed, *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*: Volume 53, Issue 1-4 (2011), pp.105-112
- [5] Kunderák, J; Karpuschewski, B; Gyáni, K, et al: Accuracy of hard turning *Journal of Materials Processing Technology* Vol. 202 Is. 1-3 pp.328-338 2008:
- [6] Rowe, W.B., Li, Y., Chen, X., Mills, B., An intelligent multi-agent approach for selection of grinding conditions, *Annals of the CIRP*, 46/1 1997, pp.233-238.
- [7] Gopal, A.V., Rao, P.V., Selection of optimum conditions for maximum material removal rate with surface finish and damage as constraints in SiC grinding, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 43/13 pp.1327-1336. 2003
- [8] Kunderák J. Deszpoth I.: Material Removal Rate and Surface Rate in Turning and Grinding Bore-Holes, *Proc. on the XVth microCAD 2007*, Kharkov, Ukraine, May 17-18 2007 pp.110-121, 2007 (ISBN978-966-8944-35-2)
- [9] Tóth, T; Kunderák, J; Gyáni, K: The removal rate as a parameter of qualification for hard turning and grinding, *Tools and Methods of Competitive Engineering* Vol. 1 and 2, Apr. 13-17, 2004 Lausanne Switzerland, pp.629-639, 2004
- [10] Kunderák J., Tóth T., Gyáni K.: How to make a choice of machining methods on the basis of economy: comparison between hard turning and grinding, *The Eleventh International Conference on Machine Design and Production*, Conf. proc. 13-15 October 2004, Antalya, Turkey Matimaren, pp.31-45

INNOVATÍV TERMÉKFEJLESZTÉSI MÓDSZEREK ÉS BEVEZETÉSÜK STRATÉGIÁJA

INNOVATIVE PRODUCT DEVELOPMENT METHODS AND STRATEGIES OF IMPLEMENTATION

Nagy Klaudia, PhD hallgató, Vidovics Balázs, egyetemi tanársegéd, Dr. Bercsey Tibor PhD, habil, egyetemi tanár, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Gép- és Terméktervezés Tanszék

ABSTRACT

Most product development companies have been facing a decrease in the number of new inventions and new patents. The lack of intellectual capital has been negatively affecting their international competitiveness. A potential solution to this problem is to apply inventive problem solving methods at all levels of the development process with the result that there are a greater number of novel solutions. However only a few companies are adapting these methods because the introduction takes too long and the application in practice doesn't bring the anticipated results immediately.

In this paper we evaluate the adoptable inventive problem solving methods focusing on their values, scopes and introduction strategies. Based on the results we determine the necessary knowledge and skills for the participants of the adaptation process. Depending on the roles of the individuals involved in the design and development process within the company we provide improvement suggestions for the implementation process according to the required functional knowledge of the designers.

1. BEVEZETÉS

A termékfejlesztéssel foglalkozó vállalatok növekvő, egyre inkább előtérbe kerülő problémája, hogy egyre kevesebb a saját találmány, az új szabadalom, pedig a nemzetközi versenyképesség elengedhetetlen feltétele a szellemi tőke megléte. A probléma megoldásának egyik lehetősége az innovatív módszerek alkalmazása a fejlesztés minden szintjén, amely magában hordozza az újszerű megoldások létrejöttének lehetőségét.

Kevés számú vállalat alkalmaz ilyen módszereket, mivel a bevezetés folyamata általában túl hosszú, illetve a gyakorlatban való alkalmazás nem hozza rögtön a várt eredményt. A vállalaton belül, az egyes személyek fejlesztési - tervezési folyamatban betöltött szerepétől függően javaslatot dolgoztunk ki arra, hogy minél eredményesebb legyen a bevezetés, tevékenység szerint lebontva mely tervezőnek milyen ismeretekre van szüksége.

A publikáció áttekinti az eredményesen alkalmazható módszereket, értékeli, kijelöli az alkalmazási területüket, ez alapján meghatározza az egyes területeken tevékenykedőknek szükséges ismereteket és a bevezetés stratégiáját.

2. PROBLÉMAFELVETÉS

A huszadik század a tudományos és technológiai fejlődés időszaka volt, az új felfedezések és technológiák átrajzolták az életminőség standardjait. Az innováció hatékonysága erősen függ azon képességeinktől, amelyek segítségével sikeres ötleteket hozunk létre, amelyek megvalósíthatók életképes termékek és technológiák formájában. Ugyanakkor beszélni kell a termelékenységéről is; amennyiben versenyképességünket meg kívánjuk őrizni, képesnek kell lennünk folyamatosan növelni és szinten tartani innovatív termelékenységünket. A tapasztalat az, hogy a magas minőségi nivójú ötletek alacsony hatékonysággal történő megalkotására a következők adhatnak magyarázatot:

- nincs átlátható átfogó módszertan: az innovációt sok esetben összemoszák a (tisztán) gazdasági módszerekkel és megközelítésekkel;
 - nem jellemző az innovatív kultúra a szervezet egészére nézve: az új termékek/technológiák létrehozását sok esetben kizárólag a K+F részlegről várják, ahelyett, hogy az összes részleg részt venne az innováció megteremtésében;
 - hiányzik az előíró folyamat-modell: számos létező módszer támogatja az innovációt, ám az innováció megvalósításához és menedzseléséhez nincs letisztult előírás;
 - nincs megfelelő ötlet-menedzsmet: a vezérelv még mindig a „próba-hiba” megközelítés az ötletek generálása esetén;
 - hiányzik a tudás-menedzsmet: az innovációs tevékenységek során keletkező tudás 70-80 %-a elveszik, elfelejtődik;
 - hiányzik az átfogó innováció-menedzsmet: a felelőségeket a legtöbb esetben megosztják.
- A globalizálódó termelési és fogyasztói piacokon a kibocsátási volumen és a költségsökkentés helyett az érték és a versenyképesség növelése irányába szükséges

elmozdulni. A jövő piacain azok a vállalkozások lesznek sikeresek, amelyek a technológiák birtoklásán túl képesek a szellemi tulajdon létrehozására és elosztására. Ennek a célnak eléréséhez több kell, mint színvonalas tudományos és műszaki oktatás.

A sikeres innovációhoz elengedhetetlen messzebbre látni, mint az adott szűk szakterület, szükséges a jövőbeni változások megfelelő jóslásának képessége, és a képesség más műszaki vagy üzleti területekről származó ötletek megtalálására, és átültetésére. Ahogy azt Altshuller [1] kiemeli, a találmányok 98%-a olyan elven működik, amely korábban is ismert volt, és csak az elv alkalmazásában és adaptációjában tér el a korábbiaktól. A megoldások tehát léteznek, de hogyan lehet megtalálni azokat?

Számos vállalat próbál a koncepciókeresési fázishoz módszeres megközelítést találni. Általában rövid idő után ezek kudarcba fulladnak. A cégek véleménye alapján ez azért következik be, mert nem tudnak minden lehetőséget kipróbálni, illetve a management kevés figyelmet, kevés időt tud ezekre a feladatokra fordítani.

Megfigyelhető, hogy a mérnökök egy csoportja az új módszeres szemléletmód elsajátításánál csak egy-két napos képzésen vesz részt, és utána a vezetőség elvárja, hogy tudásukat széles körben alkalmazzák [2]. Egy termék tervezési folyamatát egy fejlesztő gondolja az első ötlettől a piacra dobásig. Ez terméktől függően 3-5 évig is tarthat. A koncepciókeresésre csak fél év jut, így a legtöbb esetben ezeket a módszereket ezután hosszú ideig ismét nem alkalmazzák. Ahhoz, hogy a későbbiekben az újabb koncepciókeresési fázisokban ezt a módszert ésszerűen tudják használni, a fejlesztőknek 2-3 projektet kell végigvinni. A problémát általában az jelenti, hogy a fejlesztő az új módszert még gyakorlatlanul alkalmazza az első termékfejlesztésnél. Néhány évvel később, amikor a termék piacra kerül, újabb elméleti képzésre van szüksége, hogy átismételje az évekkel korábban alkalmazott módszertant.

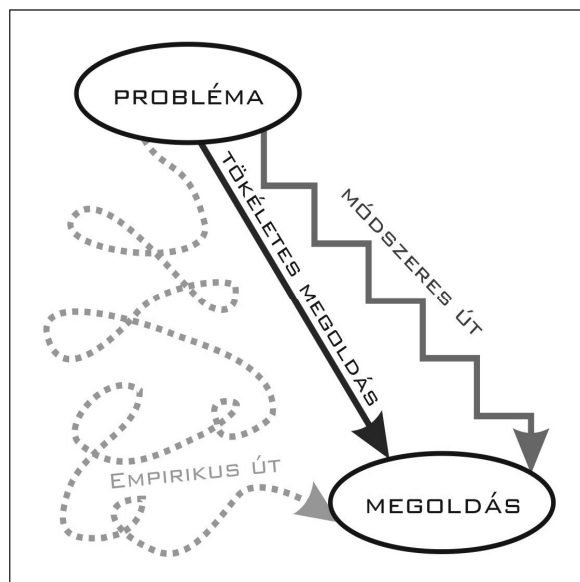
Ezek a megfigyelések is az egyre növekvőbb különbségekre hívják fel a figyelmet az elméleti tudás és a gyakorlati alkalmazás között, mégis vannak vállalatok, amelyek különös módon éppen az elméleti oktatás területére fordítanak nagyobb hangsúlyt.

3. PROBLÉMÁTÓL A MEGOLDÁSIG

Az innovatív termékek fejlesztésében akkor lehet sikereket elérni, ha a problémától a megoldásig szisztematikusan jutunk el. A legmegfelelőbb megoldás vízióját nem sikerül mindenkinek elsőre meglátnia. Általában a tapasztalatok azt mutatják, hogy ez az eset elég ritkán figyelhető meg. Miután túl vagyunk az első ötletgeneráláson, a legtöbben úgy gondolkodnak, hogy már meg is találták a zseniális megoldást. Ezután meg kell állapítanunk, hogy véletlenszerű tévúton indultunk, ami általában kerülő úton juttat el minket a jó megoldáshoz. A túl hosszú megoldáskeresés általában szembetűnő. Az

empirikus út rengeteg hibalehetőséget és zsákutcát rejt magában.

Amennyiben módszeres úton közelítjük meg a problémát iteratív ugrásokkal, kevesebb megoldási javaslatot szükséges kidolgoznunk, hogy végül elérjünk a kívánt megoldáshoz. A módszeres eljárással a teljes megoldási teret lefedhetjük, miután a legjobb megoldást csak ki kell választanunk. Így lépésenként juthatunk el a problémától a megoldásig. A lépcsőzetes előrehaladásnál minden lépcsőfok világos, egyértelmű és követhető.



1. ábra: Problémától a megoldásig [2]

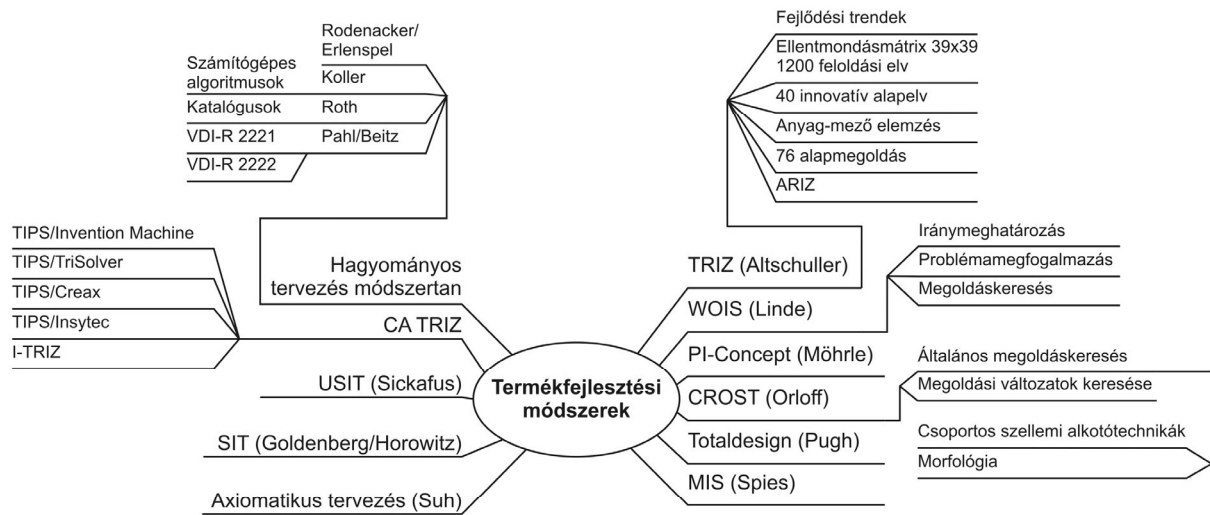
A felismerés a módszeres tervezéssel és a korszerű eszközök intenzívebb használatával kapcsolatban az, hogy a módszeres megoldáskeresés a megoldási teret a tökéletes megoldás víziójához képest ugyan lassabban, de a véletlenszerű kereséshez képest biztosabban bejárja.

4. A MÓDSZEREK SZINTJEINEK BESOROLÁSA

Termékfejlesztésnek számos iskolája, módszere ismert, [3] mindegyik más megközelítést hangsúlyozza a folyamatnak, az ezzel együtt járó erősségekkel és gyengeségekkel.

A koncepcionális tervezés lépéseit a német tervezői iskola fejlesztette ki, és a hagyományos tervezési módszertan leírásával Pahl és Beitz [4] foglalta össze. A leírt folyamat magában foglalja a lényeges problémák elvonatkoztatását, a funkcionális elemzést, a funkcióstruktúra-változatok és a megoldási elvek létrehozását, valamint a koncepcióváltozatok értékelését, kiválasztását.

A tapasztalatok azonban azt mutatják, hogy a koncepcionális tervezési fázis nem mindig érheti el a megkívánt hatékonyságát, mert a hagyományos tervezésmódszertan több modern tervezési szempontnak nem felel meg, így:



TRIZ/TIPS - Az inventív problémamegoldás elmélete
 USIT - Egyesített strukturált inventív gondolkodás
 SIT - Szisztematikus inventív gondolkodás
 WOIS - Ellentmondásorientált innovációs stratégia
 PI - Problémaközpontú invenció
 CROST - Konstruktív erőforrás-orientált gondolkodási stratégia
 MIS - Piacorientált innovációs stratégia

2. ábra. A terméktervezési / -fejlesztési módszertan áttekintése

- A tervezési folyamat előírására és leírására korlátozottan alkalmasak, kevés konkrét módszertani támogatást nyújtanak.
- Túl nagy hangsúlyt fektetnek a piaci igényeknek történő megfelelésre. A piaci igények felmérése szükséges, de nem elégséges feltétele az innovációnak, és önmagában nem jelent versenyelőnyt, hiszen a versenytársak is ugyanazt az utat járják. A piac másrésztől nem képes megijósolni saját jövőbeni igényeit.
- Nem innováció-orientáltak, a tervezői tevékenységeket, ezen belül az inventív gondolkodást és az innovatív termékek létrehozását nem támogatják kellő mértékben.

1. táblázat. A 2. ábrában ismertetett módszerek betűszavainak eredete

TRIZ	Teorija Resenija Isobretatelskih Zadac
TIPS	Theory of Inventive Problem Solving
USIT	Unified Structured Inventive Thinking
SIT	Systematic Inventive Thinking
WOIS	Widerspruchsorientierte Innovationsstrategie
PI	Problemzentrierte Invention
CROST	Constructive Resource Oriented Strategy of Thinking
MIS	Marktorientierte Innovationsstrategie

Az ábrán szereplő egyes módszerek több ponton javították a hagyományos tervezés módszertan hibáit, mások teljesen új megközelítést alkalmaztak. A műszaki innováció és kreatív problémamegoldás új megközelítései közül napjainkban a TRIZ (Inventív problémamegoldás elmélete) módszer és ennek változatai kapnak egyre nagyobb hangsúlyt.

A különböző komplexitású módszerek elsajátításához különböző idősávokra van szükség. A módszertanok súlyozásával meghatározhatunk szinteket, amelyek elsajátítása egymásra épülve történhet:

1. A vezetés megnyerése, általános vezetői tréning
2. Alkalmazó szint, több lépcső
3. Képző, innovátor, szakértői szint
4. Innovatív vállalat
5. Innovációs díj

5. AZ INNOVÁCIÓS AKADÉMIA KONCEPCIÓJA

Az „innovációs akadémia” koncepció elsődlegesen a találmány- és szabadalomorientált vállalatok számára nyújt egy új módszeres lehetőséget, az innovatív termékfejlesztési módszerek elsajátítására. Az innovációs akadémia koncepciójának fő elve, hogy a vállalat minden dolgozójának ismernie kell és különböző szinteken jártasnak kell lennie az innovatív fejlesztési módszerekben. Ennek lényege, hogy az elérhető, korszerű tervezésmódszertani eszközöket a szervezet módszeresen megtanulja. A tapasztalatok azt mutatják, hogyha a szervezet különböző szintjein minden tervezésben köz-

reműködő a szerepének megfelelő eszközrendszerrel rendelkezik, az az innovációs folyamatot oly mértékben javítja, hogy utóbb az innováció úgymond „kikényszeríthetővé”, de legalábbis tervezhetővé válik.

A célcsoportok többszintű képzésben vesznek részt, mely során a munkakörük, vállalatban belül betöltött szerepük szerinti mértékben elsajátítják a megfelelő innovatív

módszereket. Ezzel bizonyos előre definiált lépcsőt érnek el, mely a későbbiekben fejleszhető. A bevezetési stratégia előnye, hogy nem szükséges minden fejlesztéssel foglalkozó munkatársnak a teljes oktatási folyamaton részt venni, csak addig a lépcsőig, amit érdemben tud alkalmazni munkája során.

Figyelemmel kísérve a multinacionális vállalatok innovatív termékfejlesztési gyakorlatát, azt a megállapítást tehetjük, hogy a cégek a piaci versenyt valójában a termék koncepciójának szintjén vívják meg. Ennek megfelelően, annak érdekében, hogy a fejlesztési költségek lényegesen ne emelkedjenek, az innováció és innovatív gondolkodás támogatásának súlypontját szervezeti szinten az oktatás felé mozdították el.

6. MEGFELELŐ TUDÁSSZINTEK MEGHATÁROZÁSA

Sok esetben a dolgozók motivációja, szakismeretei jelentik a módszerek bevezetésének, alkalmazásának gátját. [5] A rendszermenedzsment és a vállalatmenedzsment feladata ezeknek az akadályoknak az elhárítása. Lényeges feladat a vállalatban belüli besorolás. Az elvégzett feladatok, vállalatban belül betöltött szerep, munkafolyamatban való részvétel alapján történő rangsor felállítása. Ez a besorolás adja a későbbi továbbképzési rendszerben való részvétel alapját.

7. ÖSSZEFOGLALÁS

A publikáció kifejti, miként tudják a vállalatok az elméleti tudást minél hatékonyabban alkalmazni. Bemutatja a bevezetés stratégiáját, az alkalmazható módszereket, és azok vállalathoz, feladathoz való illesztésének lehetőségeit.

8. IRODALOM

- [1] ALTSHULLER, G.: The Innovative Algorithm. TRIZ, Systematic Innovation and Technical Creativity. Technical Innovation Center, INC. Worcester, MA., 1999.
- [2] R. ADUNKA: Einsatz und Vermittlung von Methoden für die Konzeptfindungsphase. 18. „Symposium Design for X” 2007
- [3] S. CLEMENT: Erweiterung und Verifikation der Autogenetischen Konstruktionstheorie mit Hilfe einer evolutionsbasierten und systematisch-opportunistischen Vorgehensweise, Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg 2006
- [4] PAHL, G., BEITZ, W.: Konstruktionslehre: Methoden und Anwendung. Springer-Verlag Berlin, 1997
- [5] HÁRY A.: A minőségmenedzsment rendszerek továbbfejlesztésének sajátosságai - PhD értekezés 2002

DÖRZSBOLYGÓHAJTÁSOK ÁTTEKINTÉSE

OVERVIEW OF EPICYCLIC TRACTION DRIVES

*Németh Géza, egyetemi adjunktus, Dr.habil Döbröczöni Ádám, egyetemi tanár, CSc
Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék*

ABSTRACT

The friction drives require initial tensioning. Their main characteristics are the low noise and vibration as well as the operation without backlash. When there is no spin loss in the drive, the efficiency is excellent, it can be better than that of the gear drives. The torque carrying capacity is improving due to the applied traction oil or grease. This paper overviews the main types of epicyclic traction drives and shows some of the drives having flexible basic element.

1. BEVEZETÉS

A klasszikus tárgyalás szerint a hajtógép és a munkagép között a közlőmű (hajtómű) továbbítja a mechanikai energiát. Mind a hajtógépek, mind a munkagépek folyamatos fejlődést mutatnak, ideértve jelleggörbéik változását is. Az új anyagok és technológiák megjelenése újraértékeli az egyes hajtóművek alkalmazhatóságát. Az optimális működés – a hajtógép és munkagép egymáshoz illesztése - az olcsó kivitel és olcsó üzemeltetés igénye, az elektronika, hidraulika, pneumatika és az új mechanikus elemek integrált alkalmazása új távlatokat nyit a járműiparban, a gyógyászat gépeiben, a mechatronika területén. Az átértékelt mechanikus fokozatmentes hajtóművek új távlatokat hoznak a hajtástechnikában.

2. TÖRTÉNELMI VISSZATEKINTÉS

A dörzshajtások és a bolygóhajtások kialakulása a kerék felfedezéséhez köthető. A járművek ma is nagyrészt dörzshajtás által haladhatnak előre, miközben kerekeik bolygómozgást végeznek. Ilyen értelemben például egy harci szekér olyan egy szabadságfokú, k típusú (külső kapcsolódású) dörzsbolygómű, melyben az alapelemek forgástengelye a Föld középpontján halad át, a napkerék a talaj, a szekérkerék a bolygó elem, a kar pedig a szekér. A kar merevségét a szekérré ható tömegek eredőjének nagysága és iránya határozza meg. A Földhöz kötött koordináta rendszerben a napkerék áll, a bemenő alapelemet – a kart – a lovak forgatják, a nyomatékkal terhelt kimenő elem – a bolygókerék – pedig a bolygómű gyorsító áttételétől függő fordulatszámmal forog.

A dörzsbolygómű erőzáró hajtás, ebből adódóan működése előfeszítő erőt kíván, mely igényt az említett példában a tömegek eredője elégíti ki.

3. GÉPELEMOK ÁLTALÁNOS FEJLŐDÉSE

Egy gépelem fejlődési folyamata jól mutatja az általános műszaki fejlődés törvényszerűségeit. A nagy tengelytávolságú erőzáró szalaghajtások kezdetben a természetes marhabőr adottságaira épülve fejlődtek. A kedvezőtlen anyagi és keresztmetszeti tulajdonságokat a mesterséges alapanyagú ékszíjakkal és ékhatással javították, majd a lapos szíj funkcióinak rétegekre történő szétosztásával a többrétegű lapos szíjak sikeresen nyerték vissza korábbi alkalmazási területük nagy részét. Közben az alakzáró szalaghajtások választéka is bővült. Hasonló fejlődés figyelhető meg a kis tengelytávolságú alakzáró és erőzáró hajtások versenyében. A fogaskerék bolygóművek kis méretben nagy teljesítmény átvitelére képesek, nagy áttételű hajtásként terjedtek el, velük a dörzshajtások – dörzsbolygóművek, globoid hajtások, golyós variátorok, stb., – a teljesítményhajtásokban nem versenyezhetek. A fogazott elemek helyes kapcsolódásának feltétele az elemek megfelelő merevsége volt. Egy új elv – a kapcsolódó elemek valamelyikének hajlékony kialakítása – egyidejűleg növelte a hajtás kinematikai áttételét és teljesítménysűrűségét. Előnyös tulajdonságokkal a dörzshajtások is bőven rendelkeznek, ezek kidomborításával egyre inkább szerepet kapnak. Egyszerűségük, csendes járásuk, holtjátékmentes működésük közismert. A geometriai csúszásokat elkerülő kialakítás igen jó hatásfokot eredményez. Ma már a reopektikus viselkedésű kenőanyagok sikeresen választják el a több ezer MPa pontszerű terhelésű edzett acélfelületeket, így teljesítménysűrűségük is javul. Az újabb igények is – mint például a fokozatmentes sebességváltás – könnyebben kielégíthetők velük. A kerékpárok majd' százéves agyváltója napjainkig szinte kizárólag az egyre bonyolultabb – és drágább – fogaskerék bolygóműveken alapul, de már megjelennek azok a dörzshajtások, részben a már említett újabb tulajdonságú kenőanyagoknak köszönhetően, melyek a sebességváltás finomítását nem a fokozatok számának növelésével, hanem egyszerűen, fokozatmentes sebességváltással valósítják meg.

4. ÍGÉRETES HAJTÁSOK

Egy új elgondolás sikeres alkalmazója az által is igyekszik találmányának jelentőségét hangsúlyozni, hogy dicső elődök dokumentált munkáiban mutatja ki saját ötletének csíráit. A bolygóművek területén rengeteg sikeres szabadalom született az ipari forradalom óta, és napjainkban is folytatódni látszik ez a folyamat. Sikeres, mivel az elgondolás jönnek bizonyult műszaki és gazdasági szempontból egyaránt. Pl. C. W. Musser hullámhajtóműve Hooke rugalmasságtanán alapul. A dörzshajtások hasonló gazdagsággal bírnak. A kettős összekapcsolásával születő megoldások az egyedek kedvező tulajdonságait tükrözik.

A legnagyobb lehetőségek talán a járműiparban rejlenek. Tekintsük a már említett kerékpár agyváltó fokozatmentes változatát. Ez egy golyós variátor, mellyel állítólag már Leonardo da Vinci is foglalkozott. A vilamos motorral hajtott kerékpárok szabályozása megoldott, de egy állandó áttételű, a terheléssel arányos előfeszítő erőt biztosító lassító hajtás javítja a terhelhetőséget.

A szerszámgépiparban az egyre nagyobb forgácsoló sebességek lehetősége nagy fordulatszámú főtengelyeket igényel. A gyorsító áttételeket dörzshajtásokkal célszerű megvalósítani, hiszen a kis nyomatékvitel igény könnyen kielégíthető ezzel a csendes járású, rezgés- és holtjátékmentes hajtással.

5. DÖRZSBOLYGÓMŰ RENDSZEREZŐ SZEMPONTOK

A teljesség igénye nélkül az eddig megvalósult hajtásokat jól lehet osztályozni a geometria, a kinematika, a dinamika és az anyag, mint rendszerező szempontok szerint.

Geometria alatt főként az egymással súrlódásos kapcsolatba kerülő alapelemek és közvetítő elemek (legtöbbször bolygókerekek) elrendezésével és kialakításával foglalkozunk. A geometriai csúszás egyértelműen az elemek geometriájának függvénye, a deformációs csúszást inkább az anyagi tulajdonságok befolyásolják.

A kinematikán belül a ki és bemenő elemek mozgásformáival, a szabadságfokokkal és az áttétellel foglalkozhatunk. Tisztán forgó mozgásátvitelnél a kinematikai áttétel nagysága, előjele, iránya (lassító vagy gyorsító) és állandósága szerint lehet megkülönböztetni a hajtásokat. Az áttétel változtatása legtöbbször fokozatmentesen valósul meg, külső szabályozóelemen keresztül.

A dinamikához tartozik az erőzáró hajtások működéséhez elengedhetetlen előfeszítő erő biztosításának módja (gravitációs erővel, rugalmasan előfeszített elemeken keresztül, az egyik hajlékony kialakítású alapelem rugalmas előfeszítésével, a nagy rugalmasságú anyagból (elasztomer) készült alapelem rugalmas alakváltoztatásával, ékhatással befeszített görgővel, stb.) melyek

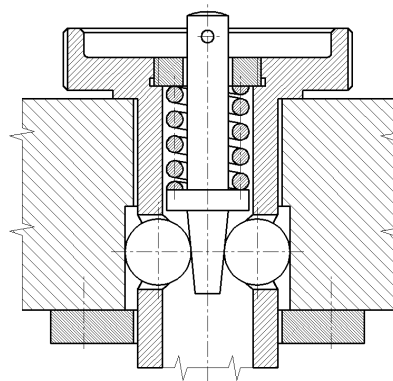
közül a terheléssel arányos előfeszítő erőt biztosítók jelentik az igazi megoldást, hiszen a csapágyakat csak az éppen szükséges mértékben terhelik.

Létrehozható olyan önszabályozó hajtás is, melyben az áttétel változása a külső terhelés változására következik be. Hasonlóképpen a nyomatékátadást a behajtó tengely forgásiránya vagy fordulatszáma is befolyásolhatja. Az elemek közötti egyenletes terhelésszétosztás, a hajtás teljesítménysűrűsége és hatásfoka is a dinamika része.

Anyag alatt minden egyes gépelem anyagát, anyagi tulajdonságát értjük. Így foglalkoznunk kell az elemek anyagi szerkezetével, mechanikai tulajdonságaival (szilárdság, keménység, rugalmasság), az elemek kölcsönhatásakor észlelhető jellemzőkkel (rugalmas alakváltozás, érintkezési feszültség, kopás, súrlódási tényező, kenési állapot) és a kedvező tulajdonságokat biztosító technológiákkal (szálerősítés, alakítás, hőkezelés). Gépelem alatt nem csak a kézzel fogható, szilárd halmazállapotú elemet értjük, hanem mindent, amely a helyes működés feltétele. Ilyen értelemben a kenőanyag is ide tartozik, hiszen e nélkül a hajtás működésképtelen.

6. ÁLLANDÓ ÁTTÉTELŰ DÖRZSBOLYGÓMŰVEK

A műszeriparban finombeállító hajtásként gyakran alkalmaznak dörzsbolygóműveket. Az 1. ábrán látható változat kb típusú, egy szabadságfokú. A napkerék kúpos, melyet rugó szorít egy cső (a kar) furataiban elhelyezett golyók (a bolygó elemek) közé. Ezek nekifeszülnek a ház furatának (álló gyűrűkeréknek). A hajtás kimenő eleme a kar, melyet közvetlenül is hajthatunk a rovátkolt peremén keresztül.

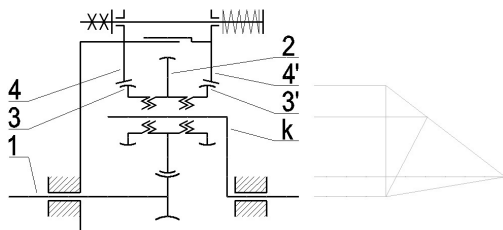


1. ábra. Finombeállító (kb) hajtás [1]

Ugyanezt az elvet használja egy orvosi műszer – protézis – szelep állító hajtása. Villamos motor fordulatszámát módosítja $i = 12$ áttétellel. A bolygó elemek 3 mm külső átmérőjű műszercsapágyak, lazán illeszkednek a kar csapjaihoz. A kúpos napkerék peremes műszercsapágyon keresztül kapja előfeszítését, az álló gyűrűkerék szintén kúpos kialakítású.

A 2. ábra kinematikai vázlaton mutat be egy kettős

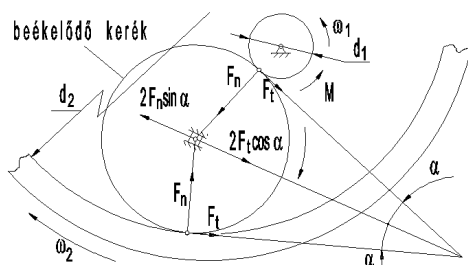
bolygókeres hajtást. Az ipari hajtóműsaladót $i = 30$ áttétel mellett $1...300$ kW teljesítmény átvitelre tervezték, traktációs olajkenéssel. A bolygókerék kisebb tagja osztott, és körmös kapcsolattal kapcsolódik a nagyobb, napkerékkel érintkező elemhez. A nyomtérk növekedésével a kettős bolygókerék elemeinek távolsága növekszik, így biztosítva a normálerőt a kúpos álló gyűrűkerekkel való érintkezésben. A bolygókerék lazán illeszkedik a karhoz, mely a kihajtó elem. Az érintkezési feszültséget a kapcsolódó felületek görbületeinek egymáshoz illesztésével csökkentik. Belátható, hogy a súrlódó elemek között terheléssel arányos előfeszítő erő alakul ki.



2. ábra Kettős bolygókeres ($k+b$) hajtás [2]

Az előbbi két példa ötvözete a Timken csapágycég kb típusú hajtása [4], melyben a napkerék és a bolygókerék egyaránt osztott. A napkerék kettős csonkakúpja a nagyobb átmérővel van egymásnak fordítva, és terhelőnyomaték hatására egy csavarvonal mentén axiálisan távolodik. A kúppal kapcsolódó hengeres bolygókerék a 2. ábrabeli megoldáshoz hasonlóan kúpos gyűrűkerekkel kapcsolódnak. A bolygókerék a karhoz sugárirányban lazán illeszkedik. A gyűrűkerek axiális közelítését nem rugó előfeszítés, hanem terhelőnyomatékkal arányos axiális erő biztosítja.

Az állandó áttételű dörzsbolygó-művek területén számos szabadalom született az elmúlt években. Ezek mindegyike a fogazott elemű hajtásokhoz hasonlóan épül fel. A jó hatásfok érdekében a geometriai csúszásokat kerüljük, és igyekeznek az előfeszítő erőt a terheléshez igazítani. Megjelentek azok a hajtások is, melyek központi kerek excentrikusan helyezkedik el a gyűrűkerékben. A közvetítő elemek közül egy nagyobb és kettő kisebb. Az egyik kisebb kerék elmozduló, rugalmasan előfeszített, és a 3. ábrán látható módon beékelődik, ha a napkeréknek megfelelő a forgásiránya. A külső terheléssel arányos előfeszítő erő automatikusan jön létre.

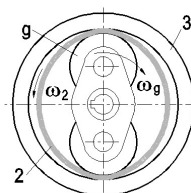


3. ábra Beékelődő görgős hajtás [4]

7. VÁLTOZTATHATÓ ÁTTÉTELŰ DÖRZSBOLYGÓMŰVEK

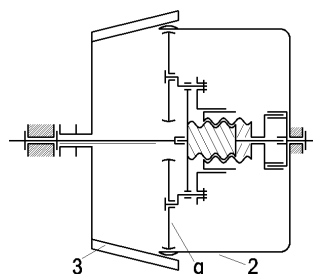
Nagyon változatos megoldások jelentek meg a variátorok területén, ezeket leginkább az egymáson legördülő elemek alakja szerint csoportosítjuk. A fokozatmentes áttétel változtatás a tengelyek eltolásával vagy elfordításával, illetve a legördülő sugár változtatásával valósítható meg. Léteznek hajlékony alapelemű hajtások a variátorok között is, itt csak ezekkel kívánunk foglalkozni.

A 4. ábra egy elasztomer anyagú hullámkeres hajtást mutat. A generátor görgőinek sugárirányú állításával hozható létre a nyomtérkátvitelhez szükséges normálerő a 2 és 3 jelű elem között. A normálerő növelésével a gyűrűkerék helyi nyúlását hozzuk létre, és ezáltal növelhető a hajtás névleges, ~13-as áttétele, hiszen a lassító áttétel nagysága az egymáson legördülő kerületek különbségével fordítottan arányos.



4. ábra Dörzshullámhajtómű vastagfalú elasztomer hullámkerékkel

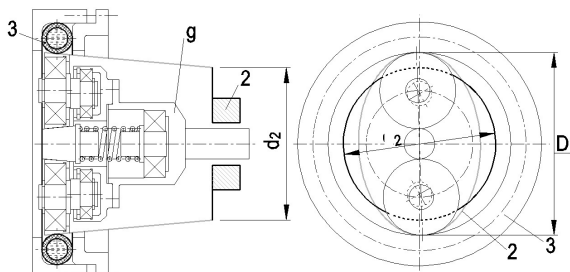
Az 5. ábra ötletét egy orosz nyelvű szakirodalom adta. Axiális kiegyenlítő tengelykapcsolón és egy nagy emelkedésű csavarorsó – anya kapcsolaton keresztül görgős hullámgenerátort hajtunk. A g görgők excenter tengelyen helyezkednek el, excentrikus állításukat fogaskerék – fogasív kapcsolat végzi. A fogaskerék a behajtó tengelyen (csavaranyán) helyezkedik el. A görgők sugárirányú elmozdulását, és ezzel a hajlékony kerék (2) alakváltozását a merev kúpos kerék (3) korlátozza. Az áttétel változtatása a merev kerék axiális elmozdításával, külső vezérlő elemen keresztül valósul meg. A hajtás alkalmas a terheléssel arányos előfeszítő erő biztosítására.



5. ábra Dörzshullámhajtómű terheléssel arányos előfeszítéssel

A merev házba behelyezett, folyadékkal töltött, 3 jelű erősített rugalmas tömlő axiális összenyomása teszi

lehetővé a kinematikai áttétel változtatását a 6. ábra hajtásában. Az excenter tengelyen elhelyezett kúpos generátor görgőket egy rugó terhelésű kúpos napkerék nyomja a vékonyfalú, pohár alakú hullámkerékhez. A hullámkerék a tömlőn gördül le. A hajtás bemenő eleme a generátor tengely, kimenő eleme pedig a hullámkerék. Az így megvalósuló áttétel a tömlő axiális összenyomásával növelhető. Jelentős áttétel növelés érhető el, ha a hajtás bemenő elemének a napkereket választjuk.



6. ábra Dörzshullámhajtómű tömlő betéttel [5]

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

13. IRODALOM

- [1] Bárány, N. (ed.), Finommechanikai kézikönyv, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1974., pp.41., 588p.
- [2] DEYUAN, Y., JINGJING, G., XIAOHONG, Z., New Symmetrically Loading Epicyclic Traction Drive Reducer, Journal of Beijing University of Astronautics, 1999. Vol. 25 Issue (2) p.229-231.
- [3] Xiaolan Ai, Planetary traction Drive Transmission, Patent no.: US 6,689,008 B2, 2004.
- [4] OTAKI, R., MACHIDA, H., Study of the Traction Drive Transmission Using Wedge Action, Proceedings of the JSME International Conference on Motion and Power transmission, Fukuoka, Japan, 2001, p882-887.
- [5] Németh G. & Péter J., Continuously Variable Epicyclic Traction Drive, *International Journal of Advanced Engineering* 5(2011) No.1, p47-56. ISSN1846-5900.

FOGASKERÉK-HULLÁMHATÓMŰ LABORATÓRIUMI VIZSGÁLATA I.

LABORATORY TESTS OF HARMONIC GEAR DRIVE I.

Dr. Péter József, a műszaki tudomány kandidátusa, egyetemi docens, Németh Géza egyetemi adjunktus, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszéke. 3515 Miskolc-Egyetemváros

ABSTRACT

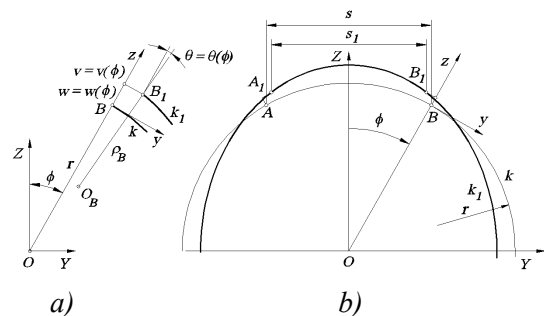
The constraint of the reliable operation of a gear drive is the proper stiffness of the structural elements, so the stiffness of the gears. One of the variant of the planetary gear drives is the harmonic gear drive, which essence is the flexibility of one or both elements of the gear pair. The flexible gear body changes its shape due to the structure of wave generator and gear pair, and also due to the external loads of the drive. The mesh of the gears is the function of the degree and nature of deformation. This paper is dealing with the laboratory test of a drive produced for experimental purposes.

1. BEVEZETÉS

A Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszékén (korábban Gépelemek Tanszékén) alapítás óta kutatott terület a fogaskerék-bolygómű. A fogaskerék-bolygómű egyik változata, a fogaskerék-hullámhajtómű az 1970-es évek közepétől tartozik a vizsgált és oktató hajtóművek közé. A működőképes fogaskerék-hullámhajtómű (továbbiakban hullámhajtómű) tervezésének és gyártásának egyik feltétele a hajlékony-merev fogaskerékpár kapcsolódásának ismerete. A [2]-ben a szerző a fogaskerék-hullámhajtómű kapcsolódásának elméleti és laboratóriumi vizsgálatával foglalkozott, a [3]-ban a vizsgálatokat a hullámzó fogasgyűrűs tengelykapcsoló tanulmányozásával bővítette. A cikkben a szerzők a laboratóriumi mérések eredményeinek részleteit ismertetik.

2. HULLÁMHAJTÓMŰ

A hullámhajtómű, *Clarence Walton Musser* találmánya [7,8]. A testek rugalmas alakváltozásában rejlő lehetőségeket Musser az [1]-ben foglalta össze. Musser elvei: az 1. ívhajlás (Arcuation), 2. integrálás (Integration), 3. szélhajlás (Scalloping), 4. differenciálás (Differential), 5. felületi nyúlás (Interfacial strain), 6. Poisson hatás (Poisson's wedge), 7. torziós emelő (Torsion level) és 8. csavart szalag (Twisted strip). A fogaskerék-hullámhajtómű más elvekkel kiegészülve az ívhajlás, az integrálás és a szélhajlás elvén nyugszik.



1. ábra. Ívhajlás. a) A tetszőleges pont elmozdulása és b) a középvonal alakváltozása

2.1. Az ívhajlás.

Az 1. ábrán látható állandó keresztmetszetű síkgörbe rúd k középvonala egy r sugarú körív. Terhelés hatására a rúd k középvonala a k_1 vonalba megy át. A középvonal pontjai érintő irányban és sugár irányban elmozdulnak; $w = w(\varphi)$, $v(\varphi) = -\int w(\varphi) d\varphi$,

a normális elfordulása, $\vartheta(\varphi) = \frac{1}{r} (v - \frac{dw}{d\varphi})$, a

középvonal görbülete,

$$\kappa(\varphi) = \frac{1}{\rho(\varphi)} = -\frac{1}{r^2} \left(\frac{d^2 w}{d\varphi^2} + w \right). \quad \text{A húr}$$

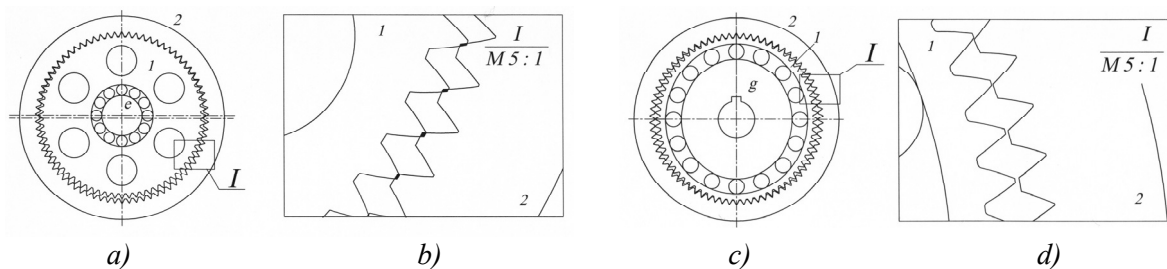
hosszváltozása $s_1 - s = f(\rho(\varphi) - r)$.

A 2.a) ábrán belső fogazatú kerékpárból álló b típusú [5] fogaskerék-bolygómű látható. A fogaskerékpárt az e excenter hozza kapcsolatba. A hajtómű elemek házhöz viszonyított szögsebessége ω_1 , ω_2 és ω_e . A fogaskerékpár excenterhez viszonyított $\omega_{1e} = \omega_1 - \omega_e$ és $\omega_{2g} = \omega_2 - \omega_g$ szögsebességének arányát a fogszámok

határozzák meg. Ha az 1 kerék hajtja a 2 kereket ($1 \rightarrow 2$), az excenterhez viszonyított szögsebességek hányadosa, az áttétel $i_{12} = \frac{\omega_1 - \omega_e}{\omega_2 - \omega_e} = \frac{z_2}{z_1}$. Az áttétel $\omega_2 = 0$ és

$$e \rightarrow 1 \text{ esetben } i_{e1} = \frac{\omega_e}{\omega_1} = -\frac{z_1}{z_2 - z_1}, \text{ nagyságát}$$

a z_1 fogszámmal arányos méretek növekedése és a kis fogszám különbséggel együtt járó fogakadás (2.b) ábra) korlátozza.



2. ábra. a) és b) b típusú fogaskerék-bolygómű, c) és d) fogaskerék-hullámhajtómű

A fogaskerék-hullámhajtómű 1 külső fogazatú kerekét a g generátor oválisra deformálja, a fogaskerékpár kapcsolódásának lehetséges ívén a görbületi sugár csökken, $\rho(\varphi) < r$, a fogfejek között a húrhosszak kisebbek lesznek, $s > s_1$, és a fogak nem akadnak, 2.d) ábra.

3. FOGASKERÉK-HULLÁMHAJTÓMŰ ÉS FOGASKERÉK-HAJTÓMŰ ÜZEMMÓD

A 2.a) ábrán látható hajtómű fogaskerék-hajtómű vagy fogaskerék-bolygómű üzemmódban vizsgálható. Fogaskerék-hajtómű üzemmódban vonatkozási rendszerünket az e excenterhez rögzítjük, melyhez viszonyítva az $1, 2$ fogaskerékpár pontjai körpályán mozognak. Fogaskerék-bolygómű üzemmódban pl. a 2 gyűrűkerékhez rögzített vonatkozási rendszerben az 1 kerék pontjai ciklois pályán haladnak. A fogaskerék-hullámhajtómű kapcsolódását fogaskerék-hajtómű üzemmódban a vonatkozási rendszert a g generátorhoz rögzítve, vagy fogaskerék-hullámhajtómű üzemmódban a 2 gyűrűkerékhez rögzített vonatkozási rendszerben vizsgálhatjuk. A fogaskerékpár kapcsolódásával összefüggő vizsgálatokat fogaskerék-hajtómű üzemmódban a g generátorhoz rögzített vonatkozási rendszerben végezzük, mivel azok így áttekinthetőbbek.

4. LASSÍTÓ ÉS GYORSÍTÓ FOGASKERÉK-HULLÁMHAJTÓMŰ

A fogaskerék-hullámhajtómű *lassít*, vagy *gyorsít*. Az *első esetben* a g generátor a hajtó,

az 1 hullámkerék a hajtott, és a 2 gyűrűkerék az állványhoz rögzített elem. A hajtás iránya $g \rightarrow 1$. Ha a g generátor a hajtó, a 2 gyűrűkerék a hajtott, az 1 hullámkerék az állványhoz rögzített elem, a hajtás iránya $g \rightarrow 2$. A fogaskerék-hullámhajtómű gyorsít, ha a hajtás iránya $1 \rightarrow g$, vagy $2 \rightarrow g$.

Fogaskerék-hajtómű üzemmódban a hajtómű az $1 \rightarrow 2$ esetben lassít, a $2 \rightarrow 1$ esetben gyorsít. Azt, hogy a fogaskerék-hajtómű $1 \rightarrow 2$ vagy a $2 \rightarrow 1$ hajtásirányának hullámhajtómű-üzemmódban melyik hajtásirány felel meg, a teljesítmények összehasonlításával dönthetjük el. A módszer alapja a hajtómű egyensúlya, vagyis a $g, 1$ és 2 elemekre ható M_g, M_1 és M_2 nyomatékok nagysága és iránya a vonatkozási rendszertől független.

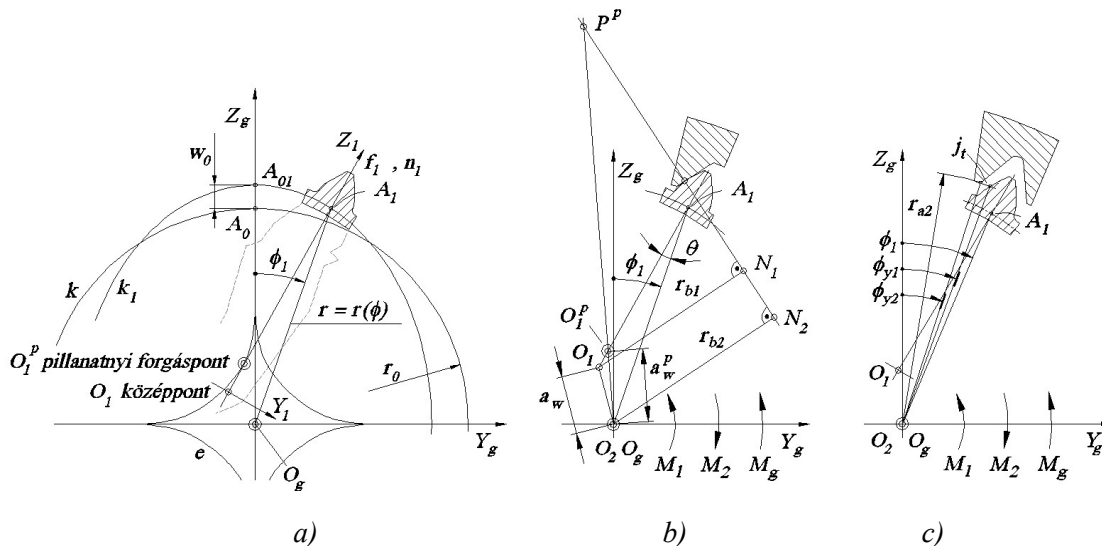
Az 1. táblázat alapján az (1) esetben az 1 keréken a generátorhoz viszonyított $\omega_{1g} = \omega_1 - \omega_g$ szögsebességgel átmenő P_{1g} teljesítmény és az 1 keréken az állványhoz viszonyított ω_1 szögsebességgel átmenő P_1 teljesítmény hányadosa nagyobb, mint egy. Ekkor fogaskerék-hajtómű üzemmódban és fogaskerék-hullámhajtómű üzemmódban az 1 kerék a hajtó vagy a hajtott elem. A hajtás iránya $1 \rightarrow 2$ és $1 \rightarrow g$, vagy $2 \rightarrow 1$ és $g \rightarrow 1$.

	Teljesítményviszony	Teljesítményfolyam	
		Fogaskerék-hajtómű	Fogaskerék-hullámhajtómű
(1)	$\frac{P_{1g}}{P_1} = \frac{M_1(\omega_1 - \omega_g)}{M_1\omega_1} = \frac{u}{u-1} > 0$	$1 \rightarrow 2$	$1 \rightarrow g$
		$2 \rightarrow 1$	$g \rightarrow 1$
(2)	$\frac{P_{2g}}{P_2} = \frac{M_2(\omega_2 - \omega_g)}{M_2\omega_2} = \frac{l}{l-u} < 0$	$1 \rightarrow 2$	$2 \rightarrow g$
		$2 \rightarrow 1$	$g \rightarrow 2$

A (2) esetben az 2 keréken a generátorhoz viszonyított $\omega_{2g} = \omega_2 - \omega_g$ szögsebességgel átmenő P_{2g} teljesítmény és az 2 keréken az állványhoz viszonyított ω_2 szögsebességgel

átmenő P_2 teljesítmény hányadosa kisebb, mint egy. Ekkor fogaskerék-hajtómű üzemmódban $1 \rightarrow 2$, fogaskerék-hullámhajtómű üzemmódban $2 \rightarrow g$, vagy $2 \rightarrow 1$ és $g \rightarrow 2$.

5. A FOGASKERÉK-HULLÁMHAJTÓMŰ KAPCSOLÓDÁS



3. ábra. a) Deformált hajlékony kerék, b) profil kapcsolódás, c) él kapcsolódás

A deformált hajlékony fogaskerék a 3.a) ábrán látható. A fogról feltételezzük, hogy f_1 szimmetriatengelye a k_1 középvonal normálisa, a körevolvens fogprofilokhoz tartozó alapkör középpontja az f_1 szimmetriatengelyen O_1 , a hajlékony fogaskerék generátorhoz viszonyított elfordulása közben a fog pillanatnyi forgáspontja O_1^p .

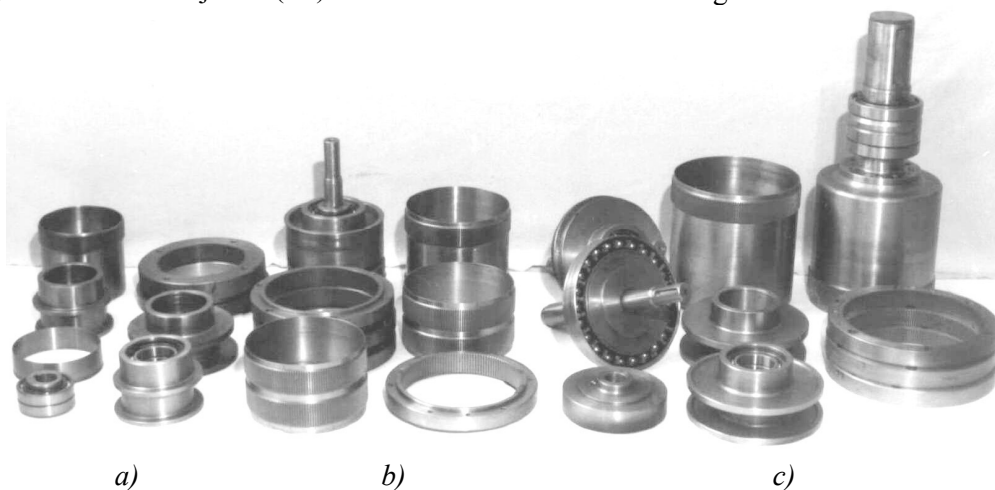
A hajlékony és a merev fogaskerékpár egy-egy fogának kapcsolódása 3.b) ábrán látható módon az O_1 középpontjához viszonyítva eltolt O_1^p forgáspontú külső fogazatú kerék és egy O_2 középpontú és forgáspontú belső fogazatú kerék kapcsolódására vezethető vissza.

A fogprofilok kapcsolódása előtt és mögött a fogprofilok és a fogfejek közötti hézag olyan kicsi, hogy a generátor – hajlékony fogaskerék – gyűrűkerék – ház láncban lévő játékok átrendeződése és az elemek rugalmas alakváltozása következtében a fogfejél és az ellenkerék fogprofilja kapcsolódik. Az élkapcsolódás vizsgálatának alapja a fogpárok közötti hézag és a fogak terhelés hatására bekövetkező rugalmas alakváltozásának meghatározása. Részletesen foglalkozik [2, 3] a fogaskerék-hullámhajtómű rugalmas alakváltozásának összetevőivel és a fogpárok profil és élkapcsolódásával.

6. A KÍSÉRLETI HAJTÓMŰ ELEMEINEK JELLEMZŐ ADATAI

A fogaskerék-hullámhajtómű jellemző mérete a hajlékony fogaskerék névleges belső átmérője (ND), ami közelítőleg a hajlékony fogaskerék tényleges belső átmérőjével (D) azonos. Az

ND 120, 160 és 190 névleges méretű hajtóműelemek a 3. ábrán láthatók. A hajtóműelemek a Miskolci Egyetem Gépelemek Tanszékének laboratóriumában készültek. A kísérleteket az $ND190$ névleges méretű elemekkel végeztük.



3. ábra. Hullámhajtómű alapelemek. a) $ND120$, b) $ND160$, c) $ND190$ hajtómű elemek

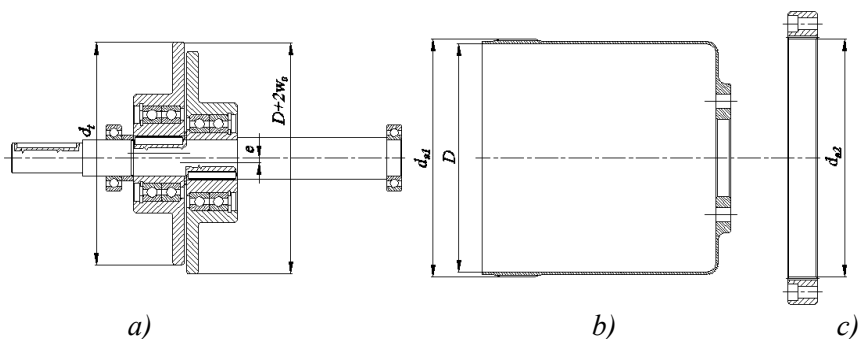
3.1. A fogprofil

A fogprofil körevolvens, az alapprofilszög $\alpha = 20^\circ$, a fejmagasságtényező $h_a^* = 1$, a lábhezagtényező $c^* = 0,25$. A belülről tárcsával megtámasztott hajlékony fogaskerekeket hengeres fogaskerékként lefejtő maróval, a belső fogazatú fogaskerekeket metszőkerékkel fogasztuk.

3.2. Hajlékony fogaskerék, hullámkerék

A hajlékony fogaskerék fő méreteit a rendelkezésre álló anyag befoglaló mérete és fogazó szerszám határozta meg. A hajlékony fogaskerék ajánlott profileltolástényezője $z_1 = 100 \dots 800$ fogszám tartományban $x_1 = 3 \dots 4$. A $H21$ és $H22$ hajlékony fogaskerék

profileltolástényezőjét a fogfej-interferencia elkerülése érdekében az ajánlottnál nagyobbra választottuk. Az 2. táblázat a tervezett (x_1) és a csapméret alapján meghatározott (x_{1m}) profileltolástényezőt tartalmazza. A hajlékony fogaskerék fogmagasságának ajánlott értéke $h_1 = 1,4 \dots 1,6m$, a $H21$ kerék fogmagassága az ajánlottnál kisebb, a $H22$ kerék fogmagassága a nagyobb. Az ajánlottól eltérő fogmagassággal a fogmagasság és az egy időben kapcsolódó fogak száma közötti összefüggést vizsgáltuk. A hullámkerék fogszélességének ajánlott értéke $b_1 = 0,2 \dots 0,4D$. A fogszélességet a fogfej hátsó részén jelentkező interferencia [2] elkerülése érdekében az ajánlottnál kisebbre választottuk.



4. ábra. A fogaskerék-hullámhajtómű elemei. a) Generátor, b) hullámkerék, c) gyűrűkerék

2. táblázat

Hullámkerék, hajlékony fogaskerék	Jelölés	H21	H22
Névleges átmérő	ND	190	190
Modul, mm	m	1	1
Fogsorszám	z_1	190	190
Profileltolástényező	x_1	4,7	4,5
Profileltolástényező, tényleges	x_{1m}	4,715	4,555
Fejkörátmérő, mm	d_{a1}	199,50	200,10
Fejköri profilszög, fok	α_{a1}	26,498	26,841
Fejköri fogvastagság, mm	s_{a1}	1,03	0,611
Lábkörátmérő, mm	d_{f1}	196,93	196,60
Lábköri profilszög, fok	α_{f1}	24,957	24,756
Lábköri fogvastagság, mm	s_{f1}	2,25	2,27
Fogmagasság, mm	h_1	1,285	1,746
Belső átmérő, mm	D	191,50	191,70
Fogazat alatti vastagság, mm	h_0	2,715	2,454
Középkör sugara, mm	r_0	97,607	97,577
Fogszélesség, mm	b_1	30	30
Fogaskerék hossza, mm	L_1	210	205
Egyenértékű vastagság, mm	h_{e1}	3,715	3,454
Egyenértékű szélesség	L_{e1}	90	88

A geometriai és szilárdsági vizsgálatok során a feladat egyszerűsítése érdekében a hajlékony fogaskereket egy h_{e1} vastagságú és L_{e1} szélességű körgyűrűvel helyettesítettük. A gyűrű középfelülete egy $r_0 = \frac{D + h_{e1}}{4}$ sugarú egyenes körhenger. A fogazat alatt a gyűrű vastagsága $h_0 = \frac{d_{f1} - D}{2}$, a fogak hajlító merevségére gyakorolt hatását figyelembe vevő egyenértékű vastagság $h_{e1} = h_0 + m$, ahol

m a modul, a fogakat követő kiegyenlítő tengelykapcsoló szerepét betöltő palástot is magába foglaló gyűrű szélessége

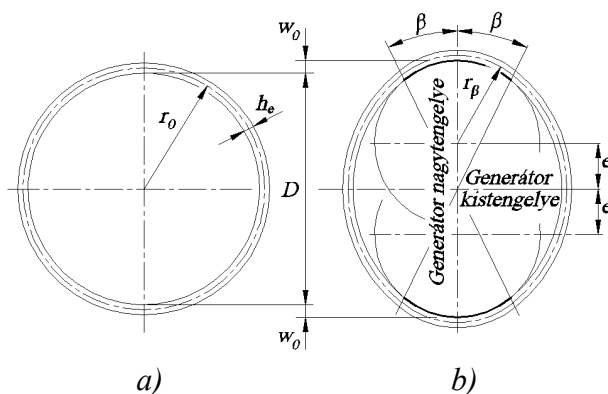
$L_{e1} = b_1 + \frac{L_1 - b_1}{3}$, ahol b_1 a hullámkerék fogszélessége.

3.3. Generátor

A hajlékony fogaskereket a generátor hozza kapcsolatba a hajlékony fogaskerékkel. A generátor változatok [2] közül egyszerűségére tekintettel a kéthullámú tárcsás generátorral foglalkoztunk. A kéthullámú tárcsás generátor excenterből, tárcsából és kereskedelmi forgalomban beszerezhető csapágyakból áll (4. ábra és 3. táblázat).

A fogaskerékpár a generátor hatására a generátor nagytengelye környezetében kapcsolódik. A generátor nagytengelyén a közös fogmagasságára és annak a hajtóműelemek rugalmas alakváltozása következtében bekövetkező csökkenésére tekintettel a hullámkerék w_0 sugárirányú elmozdulásának ajánlott értéke $w_0 = 1,1 \dots 1,2m$, ahol m a modul. A w_0 sugárirányú elmozdulás a hullámkeréket, az excentert és a tárcsát cserélve $0,6m, 0,7m, 0,8m, 1,1m, 1,2m$, és $1,3m$ volt, 3. táblázat. A hajtómű elemek cserélésével a w_0 sugárirányú elmozdulás, a hullámkerék generátorhoz simulálásának íve (a β szög, 4. ábra) és a hullámkerék alakváltozása (a ρ görbületi sugár) közötti kapcsolatot vizsgáltuk.

A e excentricitással csapágyazott d_t átmérőjű tárcsa 2β középponti szöghöz tartozó íven hat a hajlékony fogaskerékre. β ajánlott értéke a generátor nagytengely és kistengelye környezetében ébredő hajlító feszültség nagyságára tekintettel $\beta = 20^\circ \dots 40^\circ$. A tárcsához simulás ívén a középvonal görbületi sugara állandó, $r_\beta = r_0 + w_0 - e$, a tárcsa sugara $r_t = r_\beta - \frac{h_{e1}}{2}$.



4. ábra. a) Hajlékony kereket helyettesítő gyűrű.
b) Tárcsákkal deformált gyűrű

A w_0 , r_0 , r_β és β adatok közötti kapcsolat az

$$\frac{(r_0 - r_\beta)r_0}{w_0 r_\beta} = \frac{\frac{4}{\pi}(\cos \beta + \beta \sin \beta) - 2 \sin \beta}{\frac{\pi}{2} - \sin \beta \cos \beta - \beta - \frac{4}{\pi}(\cos \beta + \beta \sin \beta) + 2 \sin \beta}$$

összefüggés segítségével határozható meg. Adott w_0 , r_0 és r_β értékek alapján számított β értékeket a 3. táblázat tartalmazza.

3. táblázat

H21 hullámkerék. Belső átmérő $D = 191,5 \text{ mm}$. Vastagság $h_e = 3,715 \text{ mm}$

Jelölés	E2-T12	E2-T56	E2-T34	E1-T12	E1-T56	E1-T34	
Excentr., mm	e	3,40	3,40	3,40	3,90	3,90	
Tárcsa- átm., mm	d_t	186,10	186,30	186,90	186,10	186,30	
Elmozd. mm	w_0	0,7	0,8	1,1	1,2	1,3	
Sugár, mm	r_0	97,6075					
Sugár, mm	r_β	94,975	95,0075	95,3075	94,9,75	95,0075	
Szög, fok	β	2,886	10,52	42,53	34,767	47,427	

H22 hullámkerék. Belső átmérő $D = 191,7 \text{ mm}$. Vastagság $h_e = 3,455 \text{ mm}$

Jelölés	E2-T12	E2-T56	E2-T34	E1-T12	E1-T56	E1-T34	
Excentr., mm	e	3,40	3,40	3,40	3,90	3,90	
Tárcsa- átm., mm	d_t	186,10	186,30	186,90	186,10	186,30	
Elmozd., mm	w_0	0,6	0,7	1,0	1,1	1,2	
Sugár, mm	r_0	97,5775					
Sugár, mm	r_β	94,7775	94,8775	95,1775	94,7775	94,8775	
Szög, fok	β	0	2,886	29,544	24,811	34,757	

3.4. Merev fogaskerék, gyűrűkerék

A hajlékony fogaskerék a külső terhelés megjelenése előtt a generátor nagytengelye környezetében kapcsolódik a gyűrűkerékkel. A generátor nagytengelyén (3. ábra, $\varphi_1 = 0$) a kapcsolódó fogpár $O_1O_2 = a_w$ tengelytávja a hullámkerék sugárirányú elmozdulásával egyenlő, $a_w = w_0$. A gyűrűkerék

$$x_2 = \frac{z_2 - z_1}{2} \frac{\operatorname{inv} \alpha_{wt} - \operatorname{inv} \alpha}{\tan \alpha} + x_1$$

profileltolástényezője, és az

$$\alpha_{wt} = \arccos\left(\frac{z_2 - z_1}{2} \frac{m}{w_0}\right)$$

ismert összefüggésekkel számítható. A G22 és G23 gyűrűkerék jellemző méreteit a 4. táblázat tartalmazza

4. táblázat. A gyűrűkerék jellemző méretei

Gyűrűkerék, merev fogaskerék	Jelölés	G22	G23
Modul, mm	m	1	1
Fogsorszám	z_2	192	192
Tengelytáv, mm	a_w	1,2	1,2
Kapcsolószög, fok	α_{wt}	38,457	38,457
Hullámkerék profileltolástényezője	x_1	4,7	4,5
Gyűrűkerék profileltolástényezője	x_2	4,997	4,797
Mért profileltolástényező	x_{2m}	5,098	4,958
Fejkörátmérő, mm	d_{a2}	199,85	199,50
Fejk. profilsz., fok	α_{a2}	25,474	25,262
Fejköri fogvastagság, mm	s_{a2}	1,151	1,089
Fogmagas., mm	h_2	1,64	1,72

4. ÖSSZEFOGLALÁS

A fogaskerék-hajtómű megbízható működésének alapja a fogaskerék-test merevsége. A fogaskerék-hullámhajtómű fogaskerekei közül az egyiknek vagy mind a kettőnek a lényege a keréktest hajlékonysága. A cikk a hajlékony külső fogazatú és merev belső fogazatú fogaskerékpár laboratóriumi vizsgálatához [2,3,4] használt fogaskerék-hullámhajtómű alkatrészeinek geometriai adatait foglalta össze.

FELHASZNÁLT IRODALOM

[1] Musser C.W.: Elastic-Body Mechanics. Machine Design. 1961. No. 6. 150-156 p.

[2] Péter József: Fogazott hullámhajtómű kapcsolódásának vizsgálata. (a Miskolci Műszaki Egyetemen elfogadott egyetemi doktori értekezés). 1981. 174 p.

[3] Péter József: Fogaskerék-hullámhajtómű és tengelykapcsoló kapcsolódásának vizsgálata. (az MTA Tudományos Minősítő Bizottsága által elfogadott kandidátusi értekezés). 1992. 111 p.

[4] Péter József, Németh Géza: Fogaskerék-hullámhajtómű laboratóriumi vizsgálata II. Gép, 2011. (megjelenés alatt)

[5] Terplán Zénó, Apró Ferenc, Antal Miklós, Döbröczöni Ádám: Fogaskerék-bolygóművek. Műszaki Könyvkiadó. Budapest, 1979. 258 p.

[6] Suvalov Sz. A., Volkov A. D.: Deformacija gibkogo zubcsatogo kolesza dvumja diszkami. Izv. vuz. Mas. 1971. No 10. 44/49 p.

[7] US Pat. 2906143, 1959.

[8] US Pat. 2931248, 1959

FOGASKERÉK-HULLÁMHATÓMŰ LABORATÓRIUMI VIZSGÁLATA II.

LABOARATORY TESTS OF HARMONIC GEAR DRIVE II.

Dr. Péter József, a műszaki tudomány kandidátusa, egyetemi docens, Németh Géza egyetemi adjunktus, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszéke. 3515 Miskolc-Egyetemváros

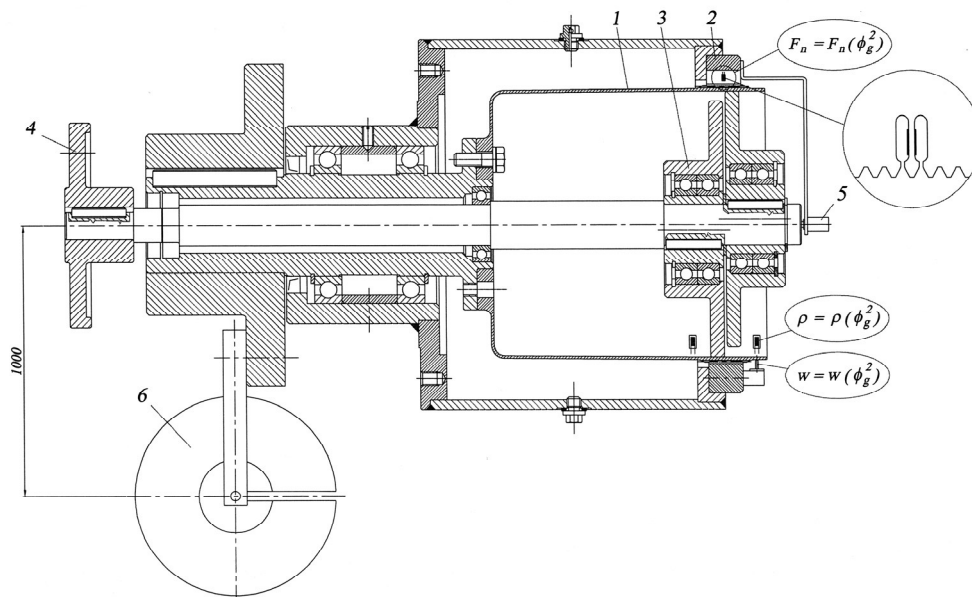
ABSTRACT

The constraint of the reliable operation of a gear drive is the proper stiffness of the structural elements, so the stiffness of the gears. One of the variant of the planetary gear drives is the harmonic gear drive, which essence is the flexibility of one or both elements of the gear pair. The flexible gear body changes its shape due to the structure of wave generator and gear pair, and also due to the external loads of the drive. The mesh of the gears is the function of the degree and nature of deformation. This paper is dealing with the laboratory test of a drive produced for experimental purposes.

1. A HAJTÓMŰ LABORATÓRIUMI VIZSGÁLATA

A hagyományos fogaskerék-hajtómű fogaskerekeit a terhelés hatására bekövetkező rugalmas alakváltozásuk kicsinségére tekintettel merevnek tekintjük. A fogaskerék-hullámhajtómű egyik, vagy mindkét fogaskerékét alakváltozásuk nagysága miatt rugalmas testként kezeljük. A hajlékony fogaskerék rugalmas alakváltozását a hajtómű

szerkezeti kialakítása, a generátor – hullámkerék – gyűrűkerék – ház lánc rugalmas alakváltozása és az elemek közötti játék vagy fedés befolyásolja. A laboratóriumi vizsgálatok célja a generátor kialakítása, a hullámkerék terhelése és rugalmas alakváltozása közötti kapcsolat tanulmányozása. A vizsgált hullámhajtómű elemeinek geometriai adatait a [4] tartalmazza.



1. ábra. Kísérleti hajtómű. 1 hullámkerék, 2 gyűrűkerék, 3 generátor, 4 tengelykapcsoló, 5 forgó jeladó, 6 tárcsa

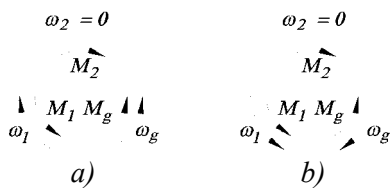
1.1. A mérőhely felépítése

Az 1. ábrán látható, gépalapra rögzített hajtómű 3 tárcsás generátorát egy nyomatókmérő tengelyen keresztül forgattuk. Az 1

hullámkerékre ható M_1 nyomatékot a karra függesztett 6 tárcsákkal változtattuk.

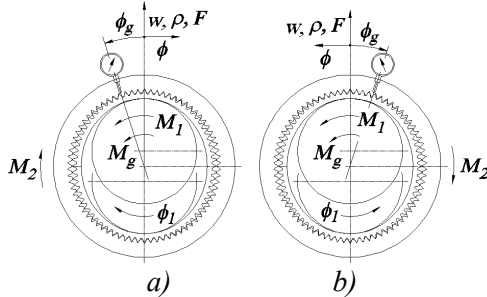
A hajtómű homlokfelülete felől nézve az 1 hullámkerékre az M_1 nyomaték az

óramutató járásával ellentétes irányban hatott, amint az 1. és 2. ábra mutatja.



2. ábra. A hajtómű elemeire ható nyomatékok és a szögsebességek fogaskerék-hullámhajtómű üzemmódban. a) Lassít, b) gyorsít

1.2. A mért értékek regisztrálása



3. ábra. A generátor elfordulása és a mért értékek regisztrálása fogaskerék-hullámhajtómű üzemmódban. a) Lassít, b) gyorsít

A g generátor 2 gyűrűkerékhez viszonyított elfordulása φ_g . Lassító hullámhajtómű üzemmódban a generátor az óramutató járásával ellentétes irányban, gyorsító hullámhajtómű üzemmódban megegyező irányban forgott. A regisztrálás a generátor forgásirányával ellentétes irányban történt, $\varphi = -\varphi_g$.

1.3. A sugárirányú elmozdulás mérése

A hullámkerék w sugárirányú elmozdulását a fogak mellett, a hullámkerék homloklfelületével párhuzamos síkban mértük, a nyelvből és tapintóból álló mérőeszköz a gyűrűkerékhez volt rögzítve. Az elmozdulást a nyelv két oldalára ragasztott nyúlásmérő bélyegek segítségével a generátor gyűrűkerékhez viszonyított elfordulása függvényében regisztráltuk. A $w=0$ elmozdulást a generátor hullámkerékbe bujtatása előtt jelöltük ki, az egységnyi elmozdulást a deformációs hullám csúcán a generátor geometriai adatai alapján definiáltuk.

1.4. A görbületi sugár mérése

A vizsgálatok során feltételezzük, hogy a hullámkerék középfelületének megnyúlása elhanyagolhatóan kicsi. A hullámkerék

középfelületétől $\frac{h_0}{2}$ távolságra a hullámkerék homloklfelületével párhuzamos síkban a hajlításból eredő fajlagos nyúlás $\varepsilon_\varphi = \varepsilon_\varphi(\varphi_g)$,

$$\text{a görbületi sugár } \rho = \frac{I}{\frac{1}{r_0} + \varepsilon_\varphi(\varphi_g) \frac{h_0}{2}}.$$

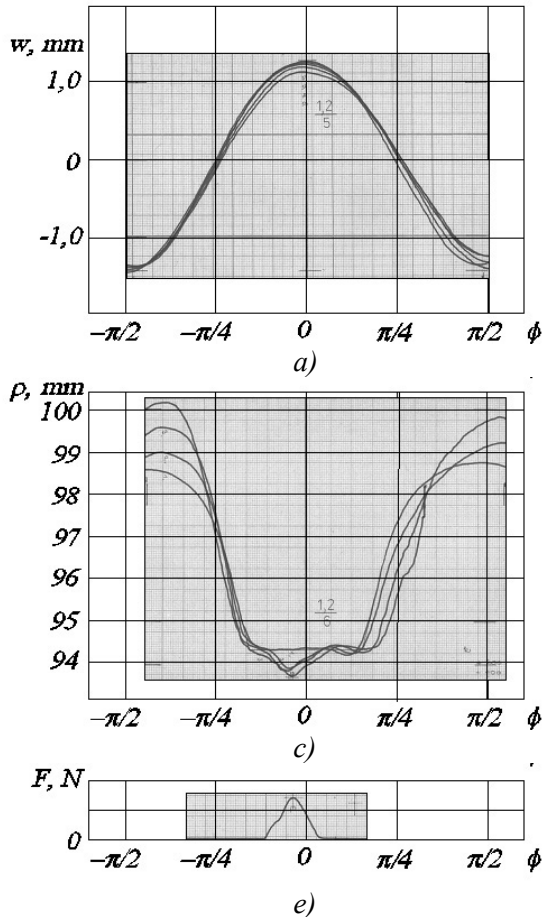
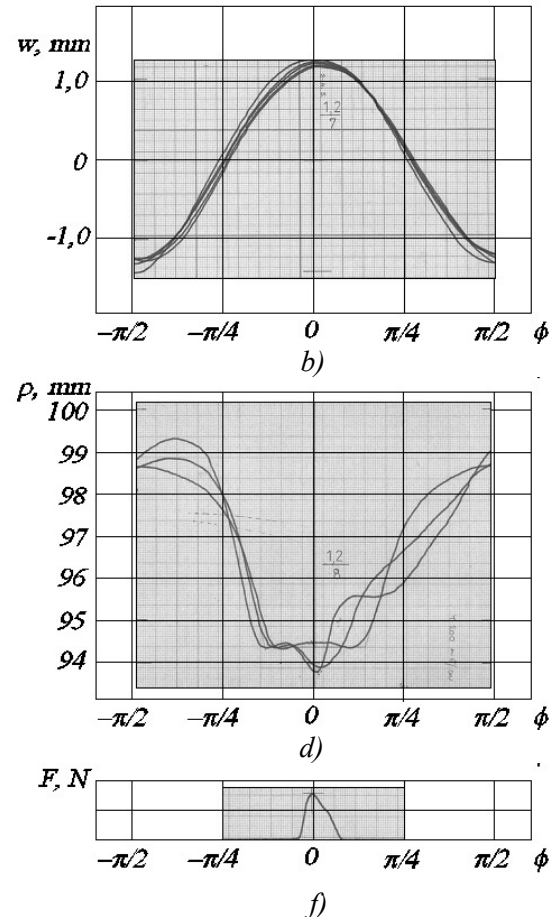
A görbületi sugár változását a hullámkerék homloklfelületével párhuzamos síkban, a fogak mellett mértük. A nyúlásmérő bélyegek a fogak mellé voltak ragasztva, az r_0 görbületi sugárnak megfelelő szintet a generátor hullámkerékbe bujtatása előtt jelöltük ki, az egységnyi görbületi sugár változást ismert sugarú generátor tárcsával határoztuk meg. A görbületi sugarat a generátor gyűrűkerékhez viszonyított elfordulása közben regisztráltuk.

1.5. A gyűrűkerék fogára ható erő

A gyűrűkerék fogára ható terhelés meghatározásához a gyűrűkeréken egy mérőfogat alakítottunk ki, 1. ábra. A mérőfogat egy vékony nyelv hordozta, oldalára nyúlásmérő bélyegeket ragasztottunk. A fogakra ható terhelést a generátor gyűrűkerékhez viszonyított elfordulása függvényében regisztráltuk. A fogakra ható terhelést a fogakra ható terhelés eloszlása, a kapcsolódásban részt vevő fogak száma, és a gyűrűkerékre ható M_1 nyomaték ismeretében határoztuk meg.

2. A MÉRT ÉRTÉKEK

A mért értékeket az 1. és 2. táblázat tartalmazza. Az 1. táblázatban a bal oldali oszlop fogaskerék-hullámhajtómű üzemmódban lassító ($g \rightarrow I$), a jobb oldali oszlop a gyorsító üzemmódban ($I \rightarrow g$) mért értékeket mutatja. A hullámkerékre az a) és b) ábrán látható esetben $M_1 = 0Nm, 200Nm, 400Nm, 600Nm$ és $800Nm$ nyomaték, a c) esetben $M_1 = 0Nm, 200Nm, 400Nm$ és $600Nm$, a d) esetben $M_1 = 0Nm, 200Nm, 400Nm$, az e) és f) esetben $M_1 = 600Nm$ hatott. Az a) és b) ábrán a hullámkerék fogazat mellett a gyűrűkerékhez viszonyítva mért w sugárirányú elmozdulás, a c) és d) ábrán a hullámkerék fogazat melletti ρ görbületi sugara, a d) és e) ábrán a gyűrűkerék fogára ható F erő van ábrázolva.

Fogaskerék-hajtómű üzemmód, $1 \rightarrow 2$ Fogaskerék-hajtómű üzemmód, $2 \rightarrow 1$ 

A hullámkerék görbületi ρ sugara, w sugárirányú elmozdulás és a gyűrűkerék fogára ható F erő mért értéke. A jellemző méretek: $z_1=190$, $x_1=4,555$, $z_2=192$, $x_2=4,958$, $D=191,7\text{mm}$, $w_0=1,2\text{mm}$, $e=3,9\text{mm}$, $d_1=186,3\text{mm}$ $\beta=34,757^\circ$

3. KÖVETKEZTETÉSEK

A mérések eredményei könnyebben érthetőek és magyarázhatók, ha a hajtóművet fogaskerék-hajtómű üzemmódban, a fogaskerékpár generátorhoz viszonyított mozgása közben vizsgáljuk. A 2. ábrán látható M_g , M_1 és M_2 nyomatékok iránya a vonatkozási rendszertől független.

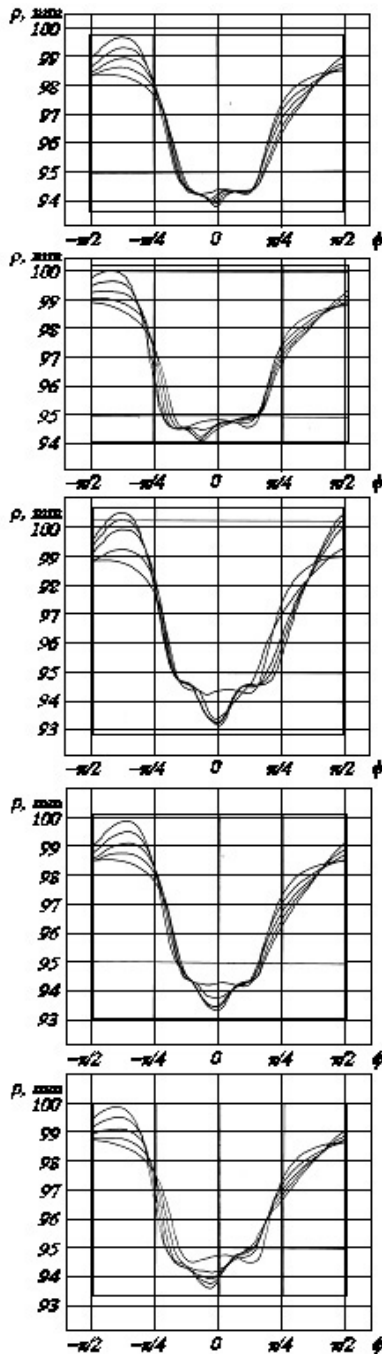
Fogaskerék-hajtómű üzemmódban az 1. táblázat bal oldali oszlopába az $1 \rightarrow 2$, a jobb oldali oszlopba a $2 \rightarrow 1$ hajtás iránynak megfelelő regisztrátumok kerültek. $1 \rightarrow 2$ esetben a fogaskerékpár a hullámkerék homloka felől nézve az óramutató járásával ellentétes irányban mozog, a hullámkerék fogai a hullám jobb oldalán hatolnak a gyűrűkerék fogárába és onnan a hullám bal oldalán távoznak. $2 \rightarrow 1$ esetben a hullámkerék fogainak a hullám bal oldalán bújniuk a gyűrűkerék fogárába, és a jobb oldalon távoznak.

a) Az 1. táblázat első sora a hullámkerék gyűrűkerékhez viszonyított sugárirányú mozgását mutatja. Látható, hogy a deformációs hullám a gyűrűkeréktől sugárirányban távolodik, a hullám nagysága kis mértékben csökken. A változás hatására csökken a hullámkerék és a gyűrűkerék közös fogmagassága.

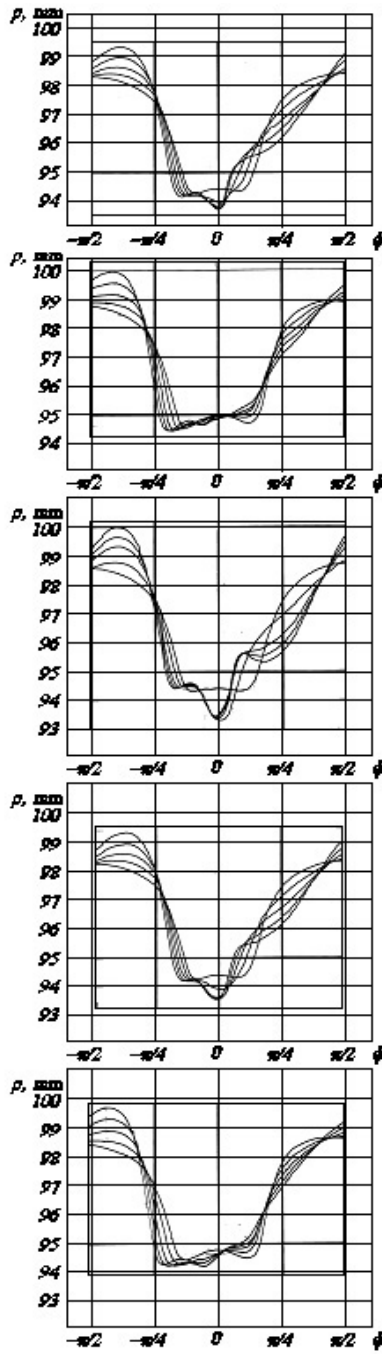
d) A második sorban a görbületi sugár változása látható. $M_1=0\text{Nm}$ esetben a hullámkerék 2β szöghöz tartozó íven a tárcsához simul, görbületi sugarának mért értéke mindkét esetben jó közelítéssel állandó.

2. táblázat
Adatok

Fogaskerék-hajtómű
üzem módban $1 \rightarrow 2$



Fogaskerék-hajtómű
üzem módban $2 \rightarrow 1$



$z_1 = 190, x_1 = 4,555$
 $z_2 = 192, x_2 = 4,958$
 $D = 191,7 \text{ mm}, w_0 = 1,1 \text{ mm},$
 $e = 3,9 \text{ mm}, d_t = 186,1 \text{ mm}$
 $\beta = 24,811^\circ$

$z_1 = 190, x_1 = 4,555$
 $z_2 = 192, x_2 = 4,958$
 $D = 191,5 \text{ mm}, w_0 = 1,2 \text{ mm}$
 $e = 3,4 \text{ mm}, d_t = 186,9 \text{ mm}$
 $\beta = 42,53^\circ$

$z_1 = 190, x_1 = 4,555$
 $z_2 = 192, x_2 = 5,098$
 $D = 191,7 \text{ mm}, w_0 = 1,2 \text{ mm}$
 $e = 3,9 \text{ mm}, d_t = 186,3 \text{ mm}$
 $\beta = 34,757^\circ$

$z_1 = 190, x_1 = 4,555$
 $z_2 = 192, x_2 = 5,098$
 $D = 191,7 \text{ mm}, w_0 = 1,2 \text{ mm}$
 $e = 3,9 \text{ mm}, d_t = 186,1 \text{ mm}$
 $\beta = 24,811^\circ$

$z_1 = 190, x_1 = 4,555$
 $z_2 = 192, x_2 = 5,098$
 $D = 191,5 \text{ mm}, w_0 = 1,1 \text{ mm}$
 $e = 3,4 \text{ mm}, d_t = 186,9 \text{ mm}$
 $\beta = 42,53^\circ$

c) Ha $M_1 > 0$, az $1 \rightarrow 2$ és $2 \rightarrow 1$ esetben a görbületi sugarak jellemzően eltérnek egymástól. $1 \rightarrow 2$ esetben a hullámkerék két szakaszon simul a tárcsához, középen a görbületi sugár változása miatt a hullámkerék elválk a tárcsától.

d) $M_1 > 0$ és $2 \rightarrow 1$ esetben a generátor csak a hullám bal oldalán, a hullámkerék fogainak a gyűrűkerék fogárkába bújásának szakaszán

támasztja a hullámkeréket. A hullám csúcán a hullámkerék a tárcsától elválk, görbületi sugara csökken, majd megnő és hullámkerék fogainak a gyűrűkerék fogárkába kimenetének szakaszán közel állandó görbületi sugarú szakasz következik.

e) Az 1. táblázat 3. sora a gyűrűkerék fogára ható erő változását mutatja. Az egy időben kapcsolódó fogak száma a terhelés függvényében nő, a táblázatban az

$M_1 = 600Nm$ nyomatéknak megfelelő állapot látható. Az egy időben kapcsolódó fogak száma és a legnagyobb fogerő a hajtás irányától függetlenül közel azonos, a kapcsolódó fogakra ható erő változása is hasonló.

f) Ha $M_1 > 0$, $1 \rightarrow 2$ és $2 \rightarrow 1$ esetben a hullámkerék alakváltozásáról könnyen értelmezhető és értékelhető következtetések levonására a görbületi sugár az alkalmas jellemző.

A 2. táblázatban az 1. táblázat 2. sorában látható görbületi sugarak bemutatása folytatódik. A hullámkeréket változatlanul hagyva az excentert, a tárcsát és a gyűrűkeréket cseréltük. Az excenter (az e excentricitás) és a tárcsa (d_1 tárcsaátmérő) cserélésével változtattuk a hullám nagyságára jellemző w_0 elmozdulást ($w_0 = 1,1mm$, $w_0 = 1,2mm$) és a hullámkerék tárcsához simulására jellemző β szöget ($\beta = 24,811^\circ$, $\beta = 34,757^\circ$, $\beta = 42,53^\circ$).

j) A 2. táblázat első, harmadik és negyedik sora a $1 \rightarrow 2$ és $2 \rightarrow 1$ esetben a görbületi sugár 1. táblázatban látotthoz hasonló változást mutat. $1 \rightarrow 2$ hajtásirány esetén a hullámkerék tárcsához simulás ívének nagysága nem változik, de a fogak kapcsolódásának környezetében a görbületi sugár csökken, és a hullámkerék a tárcsától elválik. $2 \rightarrow 1$ esetben a tárcsa csak a hullám bal oldalán támasztja a hullámkeréket, a hullám jobb oldalán a hullámkerék a tárcsától elválik.

k) A 2. táblázat második és ötödik sorában $1 \rightarrow 2$ esetben a görbületi sugár változása az 1. és 2. táblázatban látható változáshoz hasonló.

l) Az ötödik sorban $M_1 = 0Nm$ és $2 \rightarrow 1$ esetben a hullámkerék $2\beta = 85,06^\circ$ szöghöz tartozó íven simul a tárcsához. $M_1 > 0$ esetben a tárcsa korlátozza a hullámkerék terhelés hatására bekövetkező alakváltozását.

m) A generátort és a hullámkeréket változatlanul hagyva a vizsgálatokat nagyobb oldalirányú foghézagot biztosító gyűrűkerékkel is elvégeztük. Az 1. táblázat 2. sorában, valamint a 2. táblázat 1. és 2. sorában látható értékeket a 2. táblázat 3., 4. és 5. sorában látható értékekkel összehasonlítva mondhatjuk, hogy az oldalirányú foghézag hatása a hullámkerék alakjára gyakorolt hatása csekély.

4. ÖSSZEFOGLALÁS

A cikkben a szerzők egy fogaskerék-hullámhajtómű homlokfelülete mellett mért sugárirányú elmozdulás, görbületi sugár, a gyűrűkerék fogára ható erő, a hajtómű geometriai adatai és terhelése közötti kapcsolatot vizsgálták. A mért értékek lehetőséget biztosítottak az elméleti számítások ellenőrzésére és a konstrukciós következtetések levonására.

FELHASZNÁLT IRODALOM

- [1] Musser C.W.: Elastic-Body Mechanics. Machine Design. 1961. No. 6. 150-156 p.
- [2] Péter József: Fogazott hullámhajtómű kapcsolódásának vizsgálata. (a Miskolci Műszaki Egyetemen elfogadott egyetemi doktori értekezés). 1981. 174 p.
- [3] Péter József: Fogaskerék-hullámhajtómű és tengelykapcsoló kapcsolódásának vizsgálata. (az MTA Tudományos Minősítő Bizottsága által elfogadott kandidátusi értekezés). 1992. 111 p.
- [4] Péter József, Németh Géza: Fogaskerék-hullámhajtómű laboratóriumi vizsgálata I. Gép, 2011. (megjelenés alatt)
- [5] Terplán Zénó, Apró Ferenc, Antal Miklós, Döbröczöni Ádám: Fogaskerék-bolygóművek. Műszaki Könyvkiadó. Budapest, 1979. 258 p.
- [6] Suvalov Sz. A., Volkov A. D.: Deformacija gibkogo zubcsatogo kolesza dvumja diszkami. Izv. vuz. Mas. 1971. No 10. 44/49 p.
- [7] US Pat. 2906143, 1959.
- [8] US Pat. 2931248, 1959.

LÖKHÁRÍTÓ MÉRETEZÉSE FRONTÁLIS ÜTKÖZÉSRE

DEVELOPMENT OF BUMPER DESIGN WITH FINITE ELEMENT ANALYSIS

Szalai Judit PhD hallgató, Fodor Lóránt DLA,
Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Gép- és Terméktervezés Tanszék

ABSTRACT

The study of the elastic behavior of bumper systems deals with simulation proposing a method that can be used for designing energy-absorbing zones, where the goal is to increase energy absorption.

This paper introduces a finite element simulation and analysis of the bumper system, which shows deformation in relation to energy absorption.

Conclusions are drawn from crash tests and accident analysis, that energy absorption is a dynamic deformation and depends on orientation.

Material choice and simulation method development are increasingly integrated into the initial design stage, which allows more efficient design process.

BEVEZETÉS

A tanulmány a lökhárító rendszerek szilárdságtani viselkedésének szimulációját mutatja be példán és olyan tervezési módszerre ad javaslatot, amely felhasználható az energiaelnyelő zónák kialakításakor, ahol a cél az, hogy adott erőterheléskor növeljük az energiaelnyelő képességet.

1. FRONTÁLIS ÜTKÖZÉST LEÍRÓ STATIKUS ÉS DINAMIKUS MODELLEK

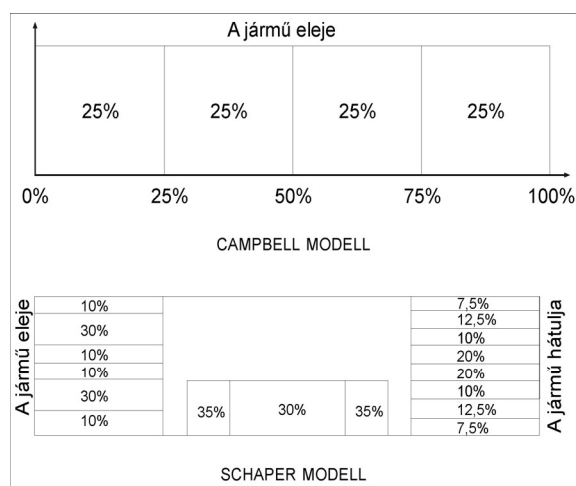
A baleseti statisztikákból kiderül, hogy a frontális ütközés a leggyakrabban előforduló balesetforma. Ez az oka, hogy a deformációt leíró modellek leginkább a jármű elejének energiaelnyelő képességére és deformációjára adnak leírást.

A járművek ütközésekor fellépő deformációs folyamatok modellezése fontos szerepet játszik az ütközésállóság tervezésében.

A Campbell modellben a maradandó alakváltozás a sebesség függvénye, ahol feltételezzük a deformációs energia egyenletes eloszlását a jármű teljes szélességében. Ezt a modellt Rau és Schaper energiahálója fejlesztette tovább, ahol elvetve a deformációs energia járműtesten való egyenletes eloszlását, jóval pontosabb eredményeket kapunk.

A frontális teljes vagy részleges átfedéssel való ütközésekre az előzőektől eltérő módon ad a deformációs folyamat során információt az elnyelt energia eloszlásáról

Harmati, Várlaki modellje, ahol dinamikusan jeleníti meg az ütközés energiaeloszlásait. (1. ábra)



1. ábra. A frontális ütközés energia eloszlása a járműtesten [1]

A modell az egyes részeit a járműnek, azok energia elnyelési képességével veszi figyelembe úgy, hogy egy-egy ilyen egység közelítőleg homogén legyen.

A deformációs energia modellezéséhez minden egyes részegységhez függvényt rendel, amivel megadja az adott rész energiaelnyelési tulajdonságát.

A deformáció során az egység telítődni kezd, mivel bizonyos mennyiségű elnyelt energia elnyelése után hasonló deformáció csak jóval nagyobb energia befektetéssel érhető el.

Az egység egyre kevesebb bemenő energiát képes elnyelni, a többi egyszerűen „átfolyik” rajta és a szomszédos egységek bemenetét fogja képezni.

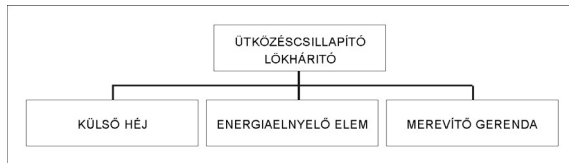
Ennek a modellnek az az előnye, hogy a teljes deformációs folyamat során információt nyújt az elnyelt energia eloszlásáról és nem csak a végeredménnyel foglalkozik. [1]

2. LÖKHÁRÍTÓK TERVEZÉSI KRITÉRIUMREDSZEREI

A járművázszerkezet deformációs és energiaelnyelő képességének frontális ütközés során erő, energia és alakváltozási kritériumoknak kell megfelelnie.

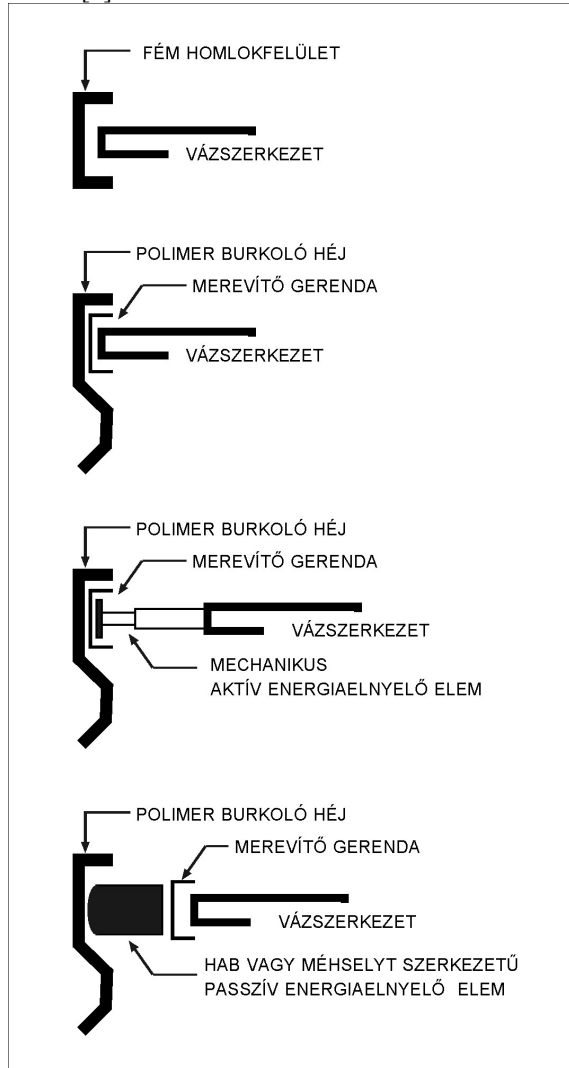
A lökhárító feladata az ütközés során az ütközési energia egy részének elnyelése úgy, hogy a jármű többi szerkezeti eleme ne károsodjon, míg a lökhárító energiaelnyelési kapacitása ki nem merül.

Az Európában legelterjedtebb, közvetlenül a jármű vázrendszeréhez rögzített lökhárító típusok fő elemei a külső héj és az erősítő gerenda felépítmény (2.ábra), amely kiegészülhet mechanikai aktív energia elnyelőrendszerrel, vagy passzív, anyagtulajdonságra épülő szerkezeti elemekkel (méhsejt szerkezet, fém és polimer habok). (3. ábra)



2.ábra. A lökhárítót felépítő elemek

A megfogalmazható cél tehát, hogy adott erőterheléshez, a vázszerkezet erősorrendjének megfelelően, a lehető legnagyobb energiaelnyelésű lökhárítót kell megtervezni.[2]

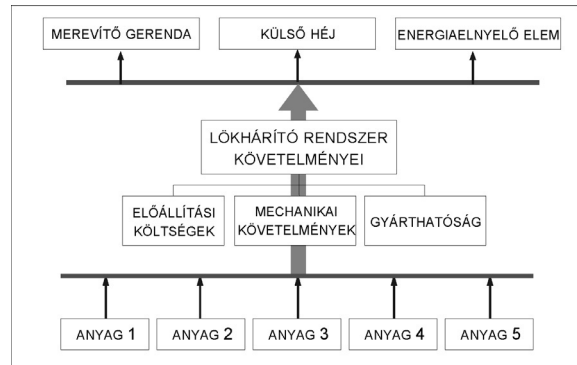


3.ábra. A leggyakoribb lökhárító felépítések

A tervezés során a lökhárító három fő komponens anyagának kiválasztásakor három kritérium kerül ellenőrzésre: megfelel-e az alapanyag a költség, a mechanika és a gyárthatóság követelményeinek.[3]

A 4. ábra a lökhárító anyagok kiválasztásának folyamatát mutatja be.

Az utóbbi pár évtizedben a kompozitok autóiparban való alkalmazása rohamos fejlődésnek indult, köszönhetően a magas szilárdsági jellemzőknek, továbbá a szilárdsági tulajdonságok rendkívül rugalmas beállítási lehetőségeinek.



4. ábra. Az anyagválasztás folyamatábrája

A kompozit szerkezetek tervezése és biztonságos alkalmazása érdekében azonban szükség van a kompozit alkatrészek szilárdságtani vizsgálatára, meghibásodási és tönkremeneteli folyamatainak megismerésére.

Ezt szolgálják a meghibásodást definiáló anyagmodellek, amelyek képesek leírni és kezelni a meghibásodás kezdetét és a tönkremenetel folyamatát.

Számos lehetőség van a kompozitokban ébredő feszültségek és alakváltozások meghatározására, azonban a gyors, pontos és megbízható eljárások numerikus módszerhez köthetők, ilyenek a végeselemes ütközési folyamatok leírására alkalmas explicit megoldók.[4]

A frontális ütközéskor megjelenítendő deformációs energia modellezéséhez a *crash szoftverek* képesek leírni a különböző anyagok teljes tönkremeneteli folyamatát.

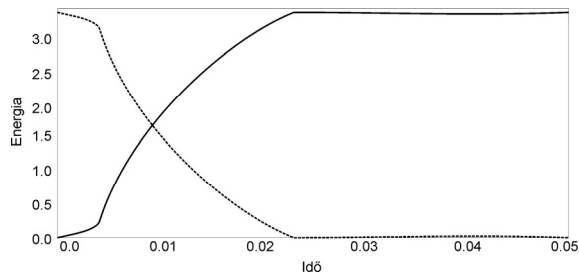
3. LÖKHÁRÍTÓ ÜTKÖZÉSI MODELLJE

A 5. ábra jól szemlélteti az ABAQUS/Explicit által szimulált lökhárító ütközési deformációját, nevezetesen a képlékeny alakváltozásban elnyelt energiát az ütközés különböző időpillanataiban.

A lökhárító kifejezetten energiaelnyelésre tervezett része, az ún. crashbox az ütközési energia jelentős részét képes alakváltozási energiává alakítani.

A szimuláció során a megadott idő feléig tart az alakváltozási szakasz, után már visszarugózás következik.

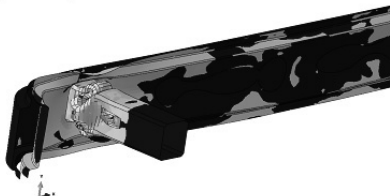
A szaggatott vonallal jelölt mozgási energia 0.02 s után teljesen eltűnik, átalakul folytonos vonallal jelölt belső energiává.



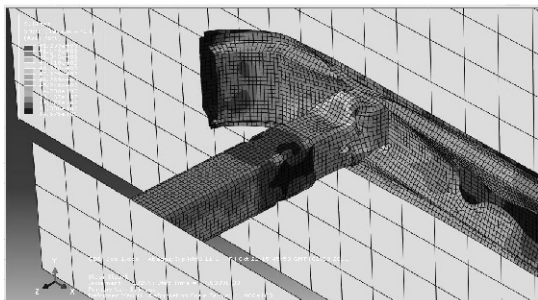
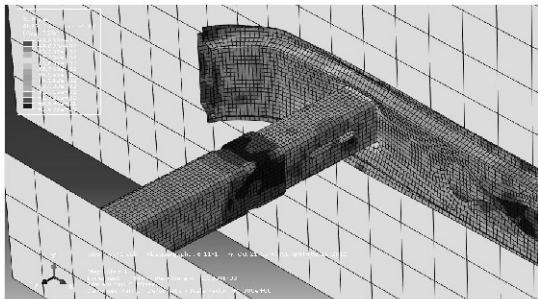
5. ábra. Az idő függvényében alakuló mozgási és belső energia

Az ütközésmóddal erősen nemlineáris dinamikai feladat, nagy deformációkkal, ahol maradós alakváltozás is bekövetkezik, így az anyagmodell plasztikus tartományt is tartalmaz. (6. ábra)

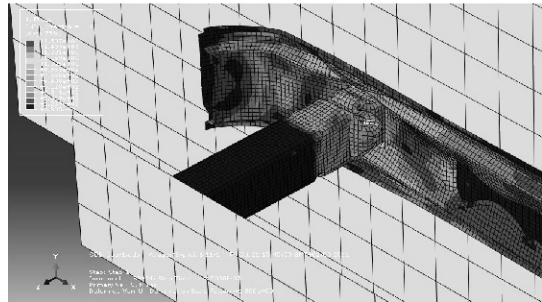
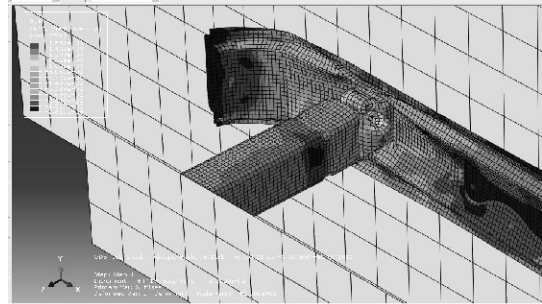
A lökhárítóhoz tartozó járművet egy tömegpont helyettesíti, ahol az ébredő feszültségeket és az alakváltozás mértékét a 7. ábra szemlélteti.



6. ábra. A von Mises feszültségek kialakulása a lökhárító modellen



7. ábra. Crashbox alakváltozása a szimuláció négy időpillanatában



7. ábra.

ÖSSZEFOGLALÁS

A törésesztekből, a balesetek elemzéséből levonható következtetés, hogy a deformációs folyamat során az energiaelnyelés dinamikus folyamat és az az energiaelnyelés függ a terhelés irányultságától.

Az anyagválasztás és a szimulációs módszerek fejlődése egyre jobban integrálódik a tervezés kezdeti szakaszában, ami hatékonyabb tervezési folyamatot tesz lehetővé.

A törésvizsgálatok szimulációjának fejlesztésében és a biztonságot növelő szerkezeti módosításokban jeleníthetők meg a további fejlesztések aktuális lehetőségei.

IRODALOM

- [1] HARMATI I., DR. VÁRLAKI P.: A deformációs energia eloszlásának modellezése baleseti járműtest deformáció esetén, A jövő járműve, 2007/1-2., p. 57-59.
- [2] VINCZE PAP S.: Autóbuszok méretezése frontális ütközésre, Anyagvizsgálók lapja, 2007/4, p. 129.
- [3] K.W. JOHNSON, P.M. LANGDON, M.F. ASHBY, Grouping materials and processes for the designer: an application of cluster analysis, Mate Des. 23 (1) 2002 1–10.
- [4] CAMANHO, P. P., C. G. DAVILA: Mixed mode Decohesion Finite Elements for the Simulation of Delamination in Composite Materials, NASA/TM-2022-200737, p. 1-30., 2002

BEVEZETÉS A FOGASKERÉK KAPCSOLÓDÁS VÉGESELEM MÓDSZERREL TÖRTÉNŐ VIZSGÁLATI LEHETŐSÉGEIBE

AN INTRODUCTION TO POSSIBLE GEAR CONTACT ANALYSIS BY FINITE ELEMENT METHOD

Szűcs Renáta, egyetemi tanársegéd, Miskolci Egyetem, Gép- és Terméktervezési Tanszék
Dr. Kamondi László, egyetemi docens, Miskolci Egyetem, Gép- és Terméktervezési Tanszék

ABSTRACT

Analysis of gear dynamics by the help of finite elements method has a great importance because of the strict demands required from gears. Due to development of computers and finite elements methods this way of analysis of gear dynamics has come into prominence. In this study we introduce the basis of feasible application of this method.

1. BEVEZETÉS

A fogaskerekkel szemben támasztott igények legfőképpen annak zaj- és lengés mentessége a társtudományok fejlődésével mindinkább előtérbe kerültek. A fogaskerek zajosságának hátterében több dolog állhat: beépítési hiba, fogak rugalmas deformációja, gyártási hiba, kopás következtében fellépő hibák, stb. Az előbb említettek következtében a fogaskerek dinamikai hatásainak vizsgálata még ma is a gépészeti kutatások egy fontos területét képezi.

A számítástechnika és a végelem módszerek fejlődésének következtében ma már lehetővé vált a fogaskerék kapcsolódás és a fogaskerék kapcsolódás során fellépő dinamikus hatások vizsgálata végelem módszer segítségével.

Ezen cikkben betekintést kívánunk nyújtani a lehetséges végelem módszer alkalmazására a fogaskerék kapcsolódás és annak dinamikai hatásainak vizsgálatára.

2. KAPCSOLÓDÁSI ZÓNA [6, 7]

A fogak kapcsolódását az 1. ábrán látható egyenletes felületekkel modellezzük. A fogazatra ható F normálirányú terhelés hatására mindkét fog deformálódik. Amennyiben tényleges kapcsolódás lép fel az $u(x)$ rugalmas alakváltozás és az $s(x)$ kezdeti hézag összege megegyezik a δ merev testszerű elmozdulással és ekkor nyomás lép fel

$$u(x) + s(x) = \delta, \quad p(x) > 0. \quad (1)$$

Amennyiben a két fog nem kerül kapcsolódásba, úgy a rugalmas alakváltozás és a kezdeti hézag összege nagyobb, mint δ , ekkor természetesen nyomás sem alakul ki

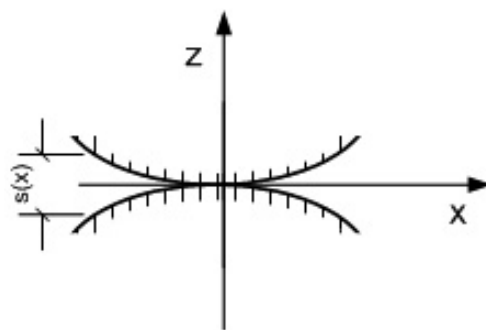
$$u(x) + s(x) > \delta, \quad p(x) = 0. \quad (2)$$

A kialakuló nyomáseloszlásnak a kapcsolódó testekre alkalmazott normál irányban vett F erővel egyensúlyt kell tartania. Ezek alapján a következő egyenletet is fennáll:

$$\int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} p(x, y) dx dy = F. \quad (3)$$

A deformáció mentes felület kapcsolódási problémáját analitikus módszerek segítségével kell megoldani. Erre jól alkalmazható iteratív módszerek léteznek.

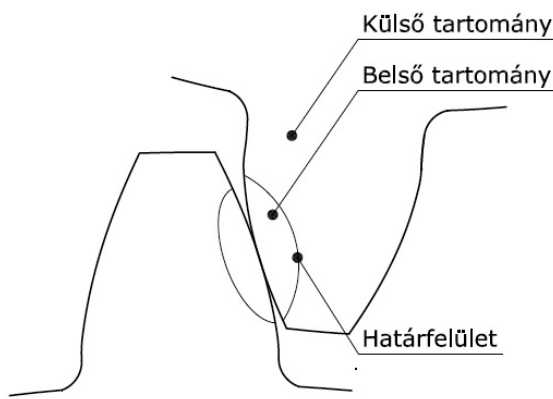
A számítások megkönnyítése érdekében célszerűen analitikus megoldásra csak a lehetséges érintkezési zónában van szükség. Ez alapján a fogaskeréktestet két részre bonthatjuk, és a probléma megoldását a következő megfontolások szerint végezhetjük el: hagyományos végeselemes megoldások alkalmazása a külső tartományban, míg analitikus megoldás a belső tartományokban (2. ábra).



1. ábra: A kezdeti hézag $s(x)$ értelmezése

A kapcsolódás során fellépő erőket implicit módon a kapcsolódás minden egyes időközében számolni kell. A kapcsolódás során fellépő erők

számítása meglehetősen összetett és bonyolult feladat, mivel a kapcsolódásban lévő fogak merevsége idő, esetenként hely függő is lehet, illetve a fogfelület legapróbb változása (kopás, gyártási hiba stb.) is dinamikus hatásokat okoz. Másrészt a végeelem módszer egyik hátrányának tekinthetjük annak számítási igényét, mely nagyban megnehezíti, illetve lassítja annak a feladat megoldhatóságát. További nehézség, hogy a kapcsolódási zóna, mely az egész fogaskeréktesthez képes kicsinek mondható a kapcsolódás folyamán a fogaskeréktest mentén állandóan mozog. Mindemellett szükséges a fogfelület nagyon precíz megadása is a fizikai valóság minél hűbb visszaadásához.



2. ábra: Kapcsolódási zóna

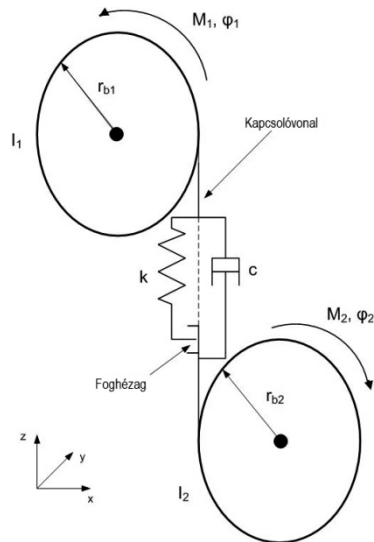
3. DINAMIKAI MODELL [4, 5, 7, 8, 9]

A 3. ábrán látható dinamikai modellben [3, 8] a fogaskerekeket egy-egy forgó tömeggel helyettesítjük, míg a kapcsolódást a kapcsolóvonal irányába felvett rugórendszerrel, vagyis egy rugóval és egy, a sebességgel arányos csillapítással.

A fogaskerekek előírt mozgási pálya mentén forognak, meghatározott sebességgel. Egy adott i fogaskerékre vonatkozó x_{fi} elmozdulás vektor értékeit a referenciaként szolgáló állványhoz képest kell értelmezni. A fogaskerék rugalmas viselkedése következtében fellépő mozgások, melyek hozzáadónak az előírt pályához kis elmozdulásoknak tekinthetők.

A mozgásegyenlet:

$$M_{ffi} \ddot{x}_{fi} + C_{ffi} \dot{x}_{fi} + K_{ffi} x_{fi} = f_{fi}. \quad (4)$$



3. ábra A fogaskerék hajtás dinamikai modellje

A mozgásegyenletben M_{ffi} pozitív definit tömegmátrix, K_{ffi} a merevségi mátrix. Esetünkben a csillapítások hatását hordozó C_{ffi} mátrix arányos a tömeggel és a merevségi mátrixszal (Rayleigh-féle csillapítási mátrix), így

$$C_{ffi} = c_M M_{ffi} + c_k K_{ffi}. \quad (5)$$

Az x_{ri} vektor a referencia állvány kis „mrev testszerű” mozgásait tartalmazza. Ezek alapján a mozgásegyenlet bővített leírása:

$$\begin{bmatrix} M_{ffi} & M_{fri} \\ M_{rfi} & M_{rri} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_{fi} \\ \dot{x}_{ri} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{ffi} & C_{fri} \\ C_{rfi} & C_{rri} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_{fi} \\ \dot{x}_{ri} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{ffi} & K_{fri} \\ K_{rfi} & K_{rri} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_{fi} \\ x_{ri} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_{fi} \\ f_{ri} \end{Bmatrix}, \quad (6)$$

ahol:

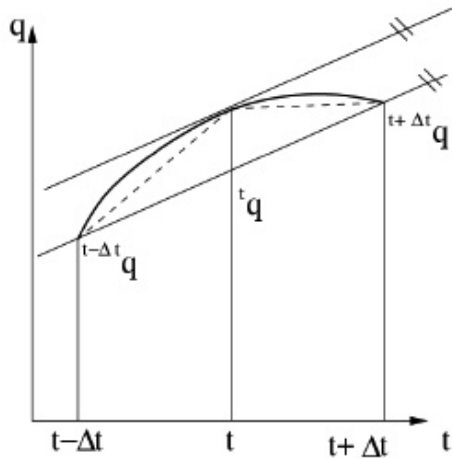
$$\begin{aligned} x_f &= \begin{bmatrix} x_{f1} \\ x_{f2} \\ \vdots \\ x_{fi} \\ \vdots \end{bmatrix} & x_r &= \begin{bmatrix} x_{r1} \\ x_{r2} \\ \vdots \\ x_{ri} \\ \vdots \end{bmatrix}, \\ f_f &= \begin{bmatrix} f_{f1} \\ f_{f2} \\ \vdots \\ f_{fi} \\ \vdots \end{bmatrix} & f_r &= \begin{bmatrix} f_{r1} \\ f_{r2} \\ \vdots \\ f_{ri} \\ \vdots \end{bmatrix}. \end{aligned} \quad (7)$$

Minden koncentrált tömeget és tehetetlenséget az M_{rri} mátrix tartalmaz. M_{rfi} és K_{rfi} energia módszerekkel számolható.

3.1. Megoldási módszerek

3.1.1. Differencia módszer [7]

A módszer lényege, hogy a 4. ábrán láthatóak szerint a t időpillanatot megelőző és követő két pontban az elmozdulás-idő függvényt másodfokú görbéivel közelítjük.



4. ábra: Differencia módszer – az elmozdulás-idő függvény közelítése [7]

Geometriai megfontolásokból a sebességre a következőket írhatjuk:

$$t_{\dot{q}} = \frac{t + \Delta t q - t - \Delta t q}{2\Delta t}, \quad (8)$$

míg a gyorsulás:

$$t_{\ddot{q}} = \frac{1}{\Delta t} \left[\frac{t + \Delta t q - t q}{\Delta t} - \frac{t q - t - \Delta t q}{\Delta t} \right]. \quad (9)$$

A számítás indításához a $t = 0$ és a $t = -\Delta t$ helyen az elmozdulás vektor ismerete szükséges. Az eljárás feltételesen stabil és másodrendűen pontos. Nagyon nagy hangsúly van Δt megválasztásán, mivel túl nagy érték esetén a megoldás nem adja vissza a fizikai valóságot.

3.1.2. Newmark-féle módszer [4, 7]

Maga az eljárás az intervallumonkénti súlyozott gyorsulás feltételezésére épül.

A sebességre és az elmozdulásra az alábbi összefüggések érvényesek:

$$t + \Delta t \dot{q} = t \dot{q} + (1 - \gamma)(\Delta t) t_{\dot{q}} + \gamma \Delta t t + \Delta t \ddot{q}, \quad (10)$$

$$\gamma > 1/2$$

$$t + \Delta t q = t q + \Delta t t \dot{q} + \left(\frac{1}{2} - \beta\right)(\Delta t)^2 t_{\ddot{q}} +$$

$$+ \beta(\Delta t)^2 t + \Delta t \ddot{q}. \quad (11)$$

$$\beta > 1/4$$

A 3.1.1. és 3.1.2. pontokban található képleteket kell alkalmaznia a (6) mozgásegyenletre. A Newmark féle módszerrel történő megoldást részletezését megtaláljuk a [4]-ben.

4. ÖSSZEFOGLALÁS

A bemutatott megoldási módszerek jól programozható lehetőséget adnak számunkra a probléma megoldására. A végeelem módszer nagy előnye, hogy a fogaskerék profilját könnyen a dinamikai vizsgálatokhoz lehet illeszteni, így még inkább a valóságot megközelítő eredmények nyerhetők. Mindazonáltal az alkalmazandó paraméterek helyes megválasztásához további vizsgálatok és számítások szükségesek.

13. IRODALOM

- [1] F. L. Litvin: A fogaskerék kapcsolat elmélete, Műszaki Könyvkiadó, Budapest 1972.
- [2] J. Márialigeti: Evolvens fogazatú, fogazathibás fogaskerékpárok lengéseinek nemlineáris modellezése és lengéseinek szimulációs vizsgálata, Kandidátusi értekezés
- [3] Grzegorz Litak, Michael I. Friswell: Dynamics of a Gear System with Faults in Meshing Stiffness. Kluwer Academic Publishers, 11 May 2004
- [4] R.G. Parker, S.M. Vijayakar, T. Imajo: Non-linear dynamic response of spur gear pair: modelling and experimental comparisons, Journal of Sound and Vibration (2000) 237(3), 435-455
- [5] V. Zeman, M. Byrtus, M. Hajzman: Nonlinear vibrations of gear drives, XXI ICTAM, 2004 Aug. 15-21, Warsaw, Poland
- [6] Juha Hedlund, Arto Lehtovaara: Modeling of helical gear contact with tooth deflection, Tribology International 40 (2007), 613-619
- [7] I. Páczelt, T. Szabó, Baksa Attila: A végeelem-módszer alapjai jegyzet HEPOP támogatással
- [8] R. Szűcs, L. Kamondi: Fogaskerekék dinamikai vizsgálatának egy lehetősége. OGÉT 2010. Nagybánya, 416-420
- [9] Kamondi L., Szűcs R.: Bevezetés a fogaskerék geometria dinamikai vizsgálatokra gyakorolt hatásába, GÉP

FOGAZOTT ELEMEEK GEOMETRIAI PARAMÉTEREINEK HATÁSA A ZAJJELLEMZŐKRE

GEOMETRIC PARAMETERS OF TOOTHED ELEMENTS AND THEIR EFFECT ON NOISE FEATURES

Tóbis Zsolt, tanszéki mérnök

ABSTRACT

Gear-box is a frequently used structural unit in mechanical engineering. The main task of a gear-box is to make connection between the power and the working equipment. There are many field of life, where making the less noise is playing a significant role. This way design and producing according to the noise is getting more important day-by-day.

1. BEVEZETÉS

A gépészet egyik leggyakrabban használt önálló szerkezeti egysége a hajtómű, melynek feladata, hogy biztosítsa a kapcsolatot az erőgép és a munkagép között. Számos alkalmazási terület egyik feltétele a zajszegény működés. Ezáltal előtérbe kerül a zajszenpontú tervezés és gyártás.

2. IRÁNYELVEK

A fogaskerekes hajtóművek várható zajjellemzőinek meghatározására a VDI 2159/1983 műszaki irányelv ad irányutatót. Ez az irányelv ad támpontot a várható

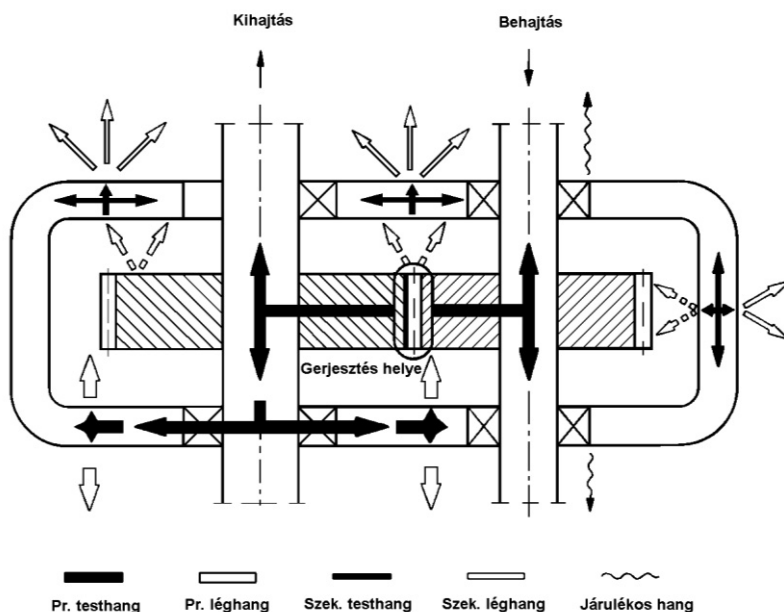
forrásteljesítmény meghatározásához. A hajtómű meghatározó zajforrását a fogaskerekek fogkapcsolódása okozza, melyből a rezgés a hajtómű ház falán keresztül léghangként kerül ki a környezetbe (1. ábra). A fogazat rezgését a fogazat kapcsolódása során kialakuló impulzusok hozzák létre. Ezek lehetnek:

- kapcsolódási impulzus,
- gördülőköri impulzus,
- alakváltozási impulzus,
- hibaimpulzus.

2. GERJESZTÉST BEFOLYÁSOLÓ TÉNYEZŐK:

A kialakuló zaj nagyságát (és frekvencia-eloszlását) több tényező együttes hatása határozza meg. Ezek:

- fogazatgeometria;
- technológiai -;
- hiba -;
- üzemi -;
- konstrukciós tényezők.



1. ábra Hajtóműszekrény gerjesztése

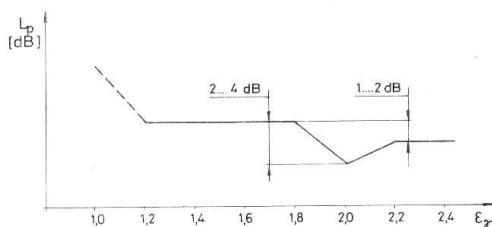
2.1. Fogzatgeometriai tényezők

Ide sorolhatók: a modul (m), fogszélesség (b), kapcsolószám (ε_γ), fogferdeség (β) profilnyesés vagy profilkorrektió, fogdomborítás, profileltolás (x), foghézag (j) és a kapcsolószög (α). A fogzatgeometriai tényezők változása, más – más módon hat a kibocsájtott zajra. Vegyük sorba ezeket a hatásokat:

A modul növelésével az időegységre jutó impulzusok száma csökken, ezáltal a zaj csökken, de a modullal együtt változó paraméterek miatt ez fordítottan igaz, tehát a kisebb modul az előnyösebb (csökkenő modul – növekvő fogszám).

Fogszélesség növelésével csökken a zaj – változatlan terhelés esetén.

Kapcsolószám: A kapcsolódási – és az alakváltozási impulzusok nagyságának változása útján érvényesül (2. ábra). A kisebb kapcsolószám irányába nő a zajszint. (Kapcsolódási okokból $\varepsilon_{\gamma\min} = 1,15$)

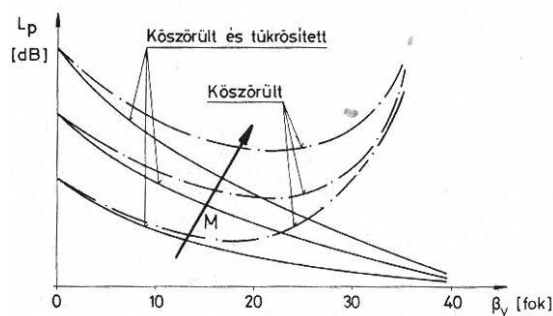


2. ábra. Kapcsolószám és zajszint viszonya

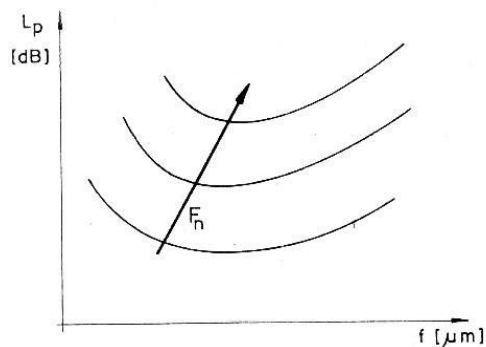
Alkalmazás szempontjából $1,2 < \varepsilon_\gamma < 1,8$ szakaszon a zajszint gyakorlatilag azonos, viszont határozott csökkenés tapasztalható az $\varepsilon_\gamma \approx 2$ esetén mindig két fog kapcsolódik. Fogpáronként az erő, ezáltal a kapcsolódási impulzus is kisebb. A $2,0 < \varepsilon_\gamma < 2,2$ tartományban a zajszint ismét kissé nő, majd a szokásos felső határig állandó értéken marad.

Fogferdeség: Átfedés növekedése miatt a kapcsolószám nő – zajcsökkenést eredményez -, és a kapcsolódási helyzetek fogpáronként nem azonosak ezáltal gördülőköri impulzus gyakorlatilag nem jelentkezik (legkedvezőbb a $\beta = 17^\circ - 33^\circ$). Mart, valamint köszörült és dörzsköszörült fogaskerekeknél a foghajlásszög növelésével a zajszint is csökken (3. ábra).

Profilnyesés: Hatása a dinamikus terhelések kisebb értékében jelentkezik – a kapcsolódási és alakváltozási impulzus csökkenésében jelentkezik (feltétele mindkét kapcsolódó kereken legyen lenyesés). Az elérhető javulás 2 – 4 dB állandó terhelés, állandó forgásirány esetén (4. ábra). A optimális lenyesés egyenesen arányos a fogpár terhelés hatására bekövetkező rugalmas elhajlásával.



3. ábra. Foghajlásszög hatása a zajjellemzőkre



4. ábra. Profilnyesés hatása

Fogdomborítás: - szélességirányú profilkorrektió- csak nagy fogirányhibával rendelkező fogaskerekeknél jelent csökkenést.

Profileltolás: A kapcsolódási -, a gördülőköri – és az alakváltozási impulzusok nagyságát is befolyásolja. Pozitív profileltással a lábész megvastagodik (fogmerekvség nő), negatívnál vékonyodik.

Foghézag: nincs jelentősége, hatása elhanyagolható.

Kapcsolószög: kisebb hatást gyakorol a kialakuló zajra.

2.2. Technológiai tényezők:

Megmunkálással kapcsolatos tényezők: felületminőség, felületkezelés és a bejáratás sorolható ebbe a csoportba. Hatásuk az eltérő felületi érdességben jelentkezik.

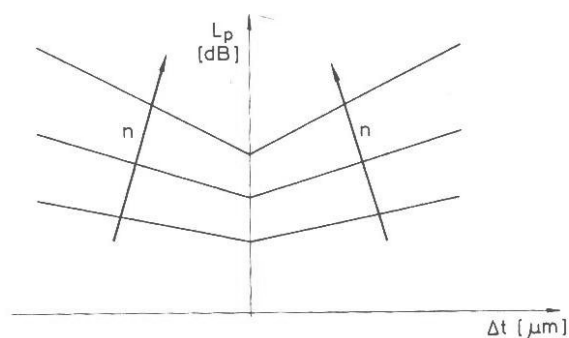
Felületminőség: A zaj felületi érdességgel arányos. Befolyásolja a megmunkálási nyomok helyzete például a hálós köszörülés.

Felületkezelés: a kialakuló zaj nagyságát nem befolyásolja, például a bejáratás - hatása ferde fogzatnál jelentős (1-4 dB hajlásszög függvényében).

2.3. Hibatényezők:

Fogzati és szerelési hibákkal állnak kapcsolatban – hatásuk eseti. Egyedi osztáshibák, az egyprofilos gördülési hibák, az alapkörhiba és a kapcsolószög hiba a legördülés során a fogmerekvség ugrásszerű változását

növelik, ezáltal az alakváltozási impulzus nő. A zaj egyenesen arányosan nő a hiba nagyságával és ez az arány a fordulatszám növelésével fokozódik, (5. ábra) növekvő terhelésnél – azonos hiba esetén csökken (fogdeformációk kompenzáló hatása miatt).



5. ábra. hibatényezők hatása

Az egyedi osztáshibák számának növekedésével a zaj is fokozódik. A hibák hatása a színekben is megjeleni, ennek alapján lehet a legközelebbi okot megkeresni. Minden olyan fogazati hiba, mely a fogazathatárok be nem tartásából származik a kapcsolódási folyamatban jelent romlást, ez a zajhatást is növeli.

2.4. Üzemi tényezők:

Az üzemi adatokkal összefüggő tényezők közé a fordulatszám, az átvitt nyomaték és a kenési állapot tartozik. Zajszint változása a fordulatszám függvényében a hajtómű szerkezeti felépítésétől függ. Ipari hajtóműveknél lineáris, turbóhajtóműveknél degresszív, jelleggörbe érvényesül. Terhelés függvényében a zajszint változása közel lineáris. Kenési állapot alig észrevehető mértékben függ össze a kisugárzott zajjal, kivéve a nem megfelelő kenést (száraz, vagy egyes súrlódási állapot).

2.5. Konstruktív tényezők:

A konstrukcióval összefüggő tényezők szerepe minden esetben meghatározó, ide sorolható a keréktestek és a ház szerkezeti kialakítása, anyagminősége. A keréktestek acélból, öntöttvasból és műanyagból készülnek. Fém-fém párosításhoz viszonyítva a fém- műanyag kapcsolat 6 dB, a műanyag – műanyag kapcsolat 12 dB csökkenést eredményez.

A hajtómű ház elsősorban szerkezeti, másodsorban anyagminőség tekintetében lényeges. Hagyományos megoldás tekintetében lehet öntött, vagy hegesztett kivitel. Az öntöttacél kivitel 1-2 dB-el csendesebb, mint a hegesztett kivitel. Az alumínium kivitel az öntöthöz képest 10 dB-el zajosabb.

3. FOGASKEREKES HAJTÓMŰVEK JELLEGZETES FREKVENCIÁI:

Egy hajtóműn belül több jellegzetes frekvencián kiugró intenzitású összetevők jelentkeznek. Ezek jelenléte műszeres vizsgálattal kimutatható, súlyuk és arányuk a gerjesztési viszonyok függvényében rendkívül változó

Fogkapcsolódási frekvencia:

$$f_z = \frac{nz}{60} \text{ [Hz]} \quad (1)$$

ahol: n a fogaskerék fogsza min⁻¹-ben, z a fogsza. A csúszásmentes kapcsolat miatt értéke kerékpáronként állandó. Fogazati hibák függvényében felharmonikusával együtt jelentkeznek.

Hajtási frekvencia:

kiegyensúlyozatlanság, excentricitás miatt lép fel:

$$f_h = \frac{n}{60} \text{ [Hz]} \quad (2)$$

ahol: n a fogaskerék fogsza min⁻¹-ben.

Gépfrekvencia: A fogaskerék utolsó megmunkálást végző szerszám gép hibáját tükrözi vissza:

$$f_m = z_m \frac{n}{60} \text{ [Hz]} \quad (3)$$

ahol: z_m a szerszám gép osztó csigakerekének fogsza.

Szerszámfrekvencia: a lefejtő szerszám osztás – és eltolás hibájának következménye:

$$f_{sz} = z_{sz} \frac{n}{60} \text{ [Hz]} \quad (4)$$

ahol: z_{sz} a lefejtő szerszám osztása.

Egymásra-hatási frekvencia: a fogazatok zavaró hatása miatt jelentkeznek:

$$f_e = \frac{k}{z_1} \frac{n_2}{60} = \frac{k}{z_2} \frac{n_1}{60} \text{ [Hz]} \quad (5)$$

ahol: n a fogaskerék fogsza min⁻¹-ben, k a fogsza legnagyob közös osztója.

4. VÁRHATÓ ÉRTÉKEK SZÁMÍTÁSA

Fogaskerékes hajtóművek várható hangteljesítményének számításánál a VDI 2159/1983 számú műszaki irányelvben rögzített 80%-os gyakoriságú és 90%-os valószínűségű közelítő összefüggésből indulunk ki, mivel ezek nagyszámú megbízható mérési adaton alapulnak. Egy hajtómű várható A –teljesítményszintje :

$$L_{WA} = L_b + \sum_{i=1}^n K_{ij} \text{ [dB]} \quad (6)$$

ahol: K_{ij} a vonatkozó korrekciós érték az egyes tényezőcsoportok szerint hajtómű típusok szerint. Az i index tényezőcsoportokra utal. Ezek a tényezőcsoportok a következők:

- f fogazatgeometriai -;
- t a technológiai -;
- h a hiba -;
- $ü$ üzemi -;
- k konstrukciós tényezők

miatti korrekciós értékek dB-ben, melyek kiegészülnek K_{0j} általános korrekciós tényezővel.

A j index a típusokra vonatkozik:

- i ipari -;
- t turbó -;
- k kúpkeres -;
- cs csiga -;
- b bolygóhajtómű -;

A módosítások mérési adatokra, mérési adatokon alapuló számítási eljárásokra, elvi összefüggésekre vannak visszavezetve, máskor csupán tartományhatárokat rögzítenek.

4.1. Korrekciós tényezők

A fogazatgeometriai tényezők közül a profillenyesés, a foghézag és a fogdomborítás kivételével valamennyi hatást összefoglalja a K_v dinamikus tényező. Ez megegyezik a szilárdsági méretezésnél alkalmazottal, s a belső dinamikus hatásokat veszi figyelembe.

Technológiai tényezők – a kialakuló zaj nagysága csak annyiban függ az alkalmazott technológiai eljárástól, amennyiben a felületminőséget befolyásolja. Ezt a fogaskerekek pontossági fokozata egyértelműen előírja.

Hibatényezők: A fogaskerekek és a fogaskerékes hajtóművek megengedhető hibáit a pontossági fokozat határozza meg. Ennek alapján 1-12 közötti minőségi osztályba történik a besorolás. A lehetséges hibák értéke ezzel pontosan behatárolt. A szükséges pontossági fokozatot az alkalmazási terület függvényében szabvány írja elő (DIN).

Üzemi tényezők – befolyásoló tényező a fordulatszám, a terhelés és a surlódási állapot. korrekció csak akkor szükséges, ha a hajtómű nem a tervezési adatoknak megfelelően üzemel.

Konstrukció eredetű korrekció ok a keréktest és a szekrény. A keréktest szerkezeti kialakítása a gerjesztő hatások átvételében és azok átvezetésében játszik szerepet (mechanikai impedenciák).

Alapvető típusok:

- teletárcsás,
- harangtárcsás,
- dobtárcsás,
- küllős kerekes.

Valamennyi esetben öntött, hegesztett vagy kombinált kivitel is lehetséges, ezek hatása azonban jelentéktelen. Hajtómű típusától függetlenül az öntött megoldás a kisebb zajhatások miatt látszólag kedvezőbb a hegesztett szerkezetekkel szemben.

Egyéb korrekciók: A hajtóműben lévő *fokozatok* számának nincs jelentősége zaj szempontjából. A jellemző értéket az első fokozat határozza meg.

5. ÖSSZEFOGLALÁS

A fogaskerékes hajtóművek A-teljesítményszintjének várható értéke nagyszámú mérési adaton alapuló, meghatározott valószínűségű bázisérték felhasználásával a gyakorlat számára kielégítő pontossággal számítható. Az eljárás a zajhatásokat módosító korrekciós tényezőket alkalmaz, melyek meghatározásához a tervező a szükséges adatokkal rendelkezik.

6. IRODALOM

- [1] Kováts Attila: Zaj – és rezgésvédelem. Veszprémi Egyetemi Kiadó. Veszprém 2004
- [2] Kováts Attila: Gépszerkezettan. Tankönyvkiadó, Budapest 1988
- [3] Dömötör Ferenc. Rezgésdiagnosztika I. – II. kötet. Dunaújvárosi Főiskolai Kiadó Hivatal 2008/2010
- [4] Sarka Ferenc: A hajtóműház szerepe a csapágyak élettartamában. OGÉT 2008 konferencia kiadvány.
- [5] Sarka Ferenc: Fogaskerékes hajtóművek zajának csökkentése Doktoranduszok fóruma 2003 konferencia kiadvány.
- [6] Tóbis Zsolt: Hajtóműhibák frekvenciaelemzéssel. Géptervezők és Termékfejlesztők XXI. Szemináriuma. Miskolc, 2005. november 10 - 11. GTE Borsod-Abaúj-Zemplén megyei Géptervező Szakosztályának kiadványa. Miskolc, 2005.
- [7] Erney Gy.: Fogaskerekek. Műszaki Könyvkiadó. Budapest, 1983.
- [8] Lipovszky Gy. – Sólyomvári K. – Varga G. : Gépek rezgésvizsgálata és a karbantartás. Műszaki Könyvkiadó. Budapest, 1982.

DUPLIKATÚRÁS KEVERŐS REAKTOR RECIRKULÁCIÓS HŰTŐKÖRÉNEK OPTIMALIZÁLÁSA RECIRCULATED COOLING SYSTEM OPTIMIZATION OF THE MIXED REACTOR

Venczel Gábor¹, Dr. Siménfalvi Zoltán², Dr. Szepesi Gábor³

Abstract. In many fields of chemical industry using a double-shell reactors. Usually the bottom of the double-shell is the inlet of the cooling liquid and after the heat transfer the warmed cooling liquid leaves the shell at the top. In some cases the outlet liquid is mixed (recirculated) with the inlet liquid. In this paper we shows how to reach an economical optimal solution of this mixing rate considering that economy is necessary but cost minimalization is not the main goal.

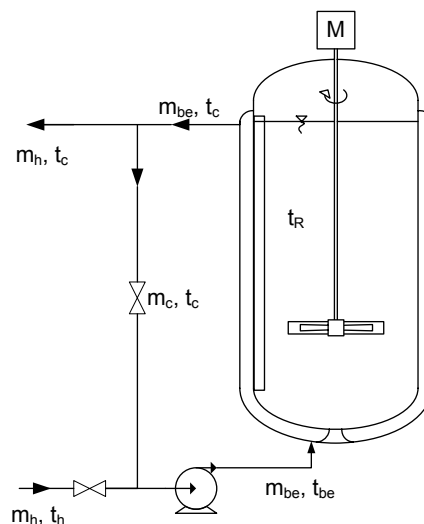
1. BEVEZETÉS

A vegyipar számos területén alkalmaznak tartályok, üstök, reaktorok hűtésre kettősköpenyű, úgynevezett duplikatúrás megoldásokat. Általában a duplikatúra alsó részén bevezetett hűtő közeg a felületi hőcserélést követően felmelegszik és kilép a duplikatúra felső csonkján. Bizonyos esetekben célszerű a kilépő hűtővíz áram egy részét visszavezetni a köpenybe (recirkuláltatni). Jelen kutatás célja valamilyen terméket előállító reaktor recirkulációs hűtőkörének vizsgálata és optimalizálása, figyelembe véve, hogy a gazdaságosság egy szükséges követelmény, de nem cél a költségek minimalizálása vagy a maximális hozam elérése.

2. A VIZSGÁLT RENDSZER

A vizsgált berendezés egy keverővel, hűthető köpennyel ellátott üst, melyben lejátszódó láncreakció során keletkezik a kívánt termék. A gyártási folyamat szakaszos üzemű (sarfs technológiájú). A reakció exoterm folyamat, melynek irá-

nyítása a felszabaduló hő szabályozásán múlik. A keletkező termék minőségét (többek között) a reakció hőmérsékletét határozza meg. A hőmérséklet sarzsoként eltérő lehet, de egy sarzsion belül állandó hőmérsékeltet kell tartani. A reakció során képződött hő az autokláv köpenyében cirkuláltatott hűtővízzel kerül elvonásra.



1. ábra. A vizsgált rendszer

A vizsgáltok során a rendszerbe belépő friss víz illetve a cirkuláltatott mennyiség arányát kívánjuk meghatározni az adott körülményekhez igazodó gazdasági optimumnak megfelelően.

3. A MODELL FELÉPÍTÉSE ÉS PARAMÉTEREI

Az előzőekben megfogalmazott kérdésekre a választ célszerűen matematikai modellezéssel, számítógépes módszerek alkalmazásával nyert szi-

¹tanársegéd, Miskolci Egyetem, Vegyipari Gépek Tanszéke

²egy. docens, Miskolci Egyetem, Vegyipari Gépek Tanszéke

³egy. docens, Miskolci Egyetem, Vegyipari Gépek Tanszéke

mulációs elemzések ismeretében lehet megfogalmazni. A készülékből elvont hő:

$$Q = cm_h(t_c - t_h) = cm_{be}(t_c - t_{be}) \quad (1)$$

Ahol:

- m_h a friss hűtővíz tömegárama,
- m_c a recirkulált hűtővíz tömegárama,
- m_{be} a duplikatúrába belépő hűtővíz tömegárama,
- t_c a duplikatúrából kilépő hűtővíz hőmérséklete,
- t_{be} a duplikatúrába belépő hűtővíz hőmérséklete.

A vizsgált készülékre felírható a felületi hőcserélők alapegyenlete:

$$Q = kA_h \Delta t_{ln} \quad (2)$$

Ahol:

- k hőátviteli tényező,
- A_h köpeny közepes hőátadó felülete,
- Δt_{ln} logaritmusos hőmérsékletkülönbség.

A hőátviteli tényező értékét a hőátmenetben szerepet játszó három részfolyamat határozza meg:

- az üstfolyadék és a köpenyfal közötti hőátadás,
- a köpenyfal hővezetése,
- a köpenyfal és a hűtővíz közötti hőátadás.

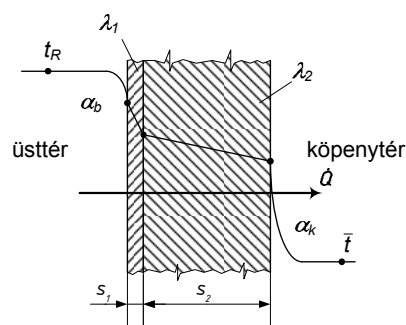
A többrétegű falra (pl. plattírozott lemez) vonatkozó egyenletből a készülék hőátviteli tényezője meghatározható:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_b} + \frac{1}{\alpha_k} + \frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2}} \quad (3)$$

Ahol:

- α_b, α_k Belső és külső hőátadási tényezők,
- λ_1, λ_2 hővezetési tényezők,
- s_1, s_2 falvastagság.

A (3) összefüggésben szereplő, a köpenyfalra vonatkozó értékek állandóak, az üsttéri és a köpenyoldali hőátadási tényezők az üzemeltetési körülményektől függően változóak lehetnek.

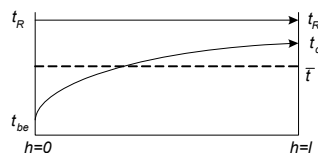


2. ábra. Hőmérsékletváltozás a köpenyben

A 2. ábrán a jellemző hőmérsékletváltozás látható a köpenyben és környezetében. Az időegység alatt elvont hő mennyisége függ a hűtővíz mennyiségétől, amely az áramlási sebesség változása miatt a külső hőátadási tényezőre (α_k) ezáltal a hőátviteli tényező értéke változik. Az (3) összefüggést megvizsgálva ez azt jelenti, hogy a hőátviteli tényező változását a külső hőátadási tényező változása eredményezi. A hőátadási tényezők meghatározására a szakirodalom egyértelmű összefüggéseket közöl. A belső hőátadási tényező a folyamat során állandónak tekinthető, a köpenytéri hőátadási tényező a Reynold-számtól függ. A Reynolds-szám a hűtővíz térfogatáramának a függvényében számolható. Feltételezve, hogy a köpenytérben turbulens áramlás alakul ki, a hőátadási tényező meghatározására a turbulens áramlásra vonatkozó (4) kritériális összefüggést közöljük.

$$Nu = A \cdot Re^B Pr^C \left(\frac{\eta}{\eta_{fal}} \right)^D \quad (4)$$

Az összefüggésben szereplő Re a Reynolds-szám, a Pr a Prandtl-szám, A, B, C, D állandók. Az üstfolyadék keverése miatt a hőmérséklet eloszlás helytől függetlennek tekinthető a hőleadó oldalon. A hőfelvevő oldalon a hűtővíz hőmérséklete változik a hely függvényében a 3. ábrán látható szerint.



3. ábra. Hűtővíz hőmérséklet eloszlása a köpeny mentén

Az üstfolyadék és a köpenyfolyadék hőmérséklet különbségét az alábbi logaritmusos össze-

függéssel határozhatjuk meg:

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t_R - t_{be}) - (t_R - t_c)}{\ln \frac{t_R - t_{be}}{t_R - t_c}} \quad (5)$$

ahol a t_R az üsttér hőmérséklete. A fenti (1)-(5) egyenletek ismeretében felírható a megoldandó egyenletrendszer: A megoldandó egyenletrendszer:

$$0 = cm_{be}t_{be} - c(m_{be} - m_h)t_c - cm_h t_h \quad (6)$$

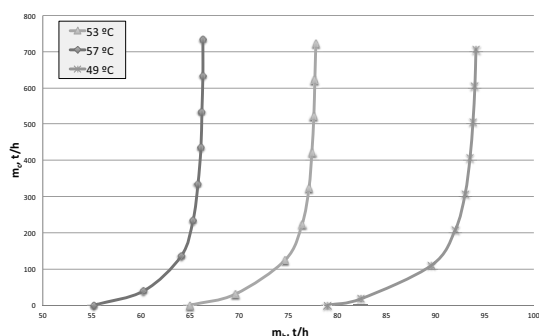
$$0 = \frac{Q_{el}}{kA_h} - dt_{ln} \quad (7)$$

$$0 = Q_{el} - cm_{be}(t_c - t_{be}) \quad (8)$$

A modellben egy-egy szimuláció során állandónak tekintett változók: t_h, Q_{el}, A_h, t_R, c . Az egyenletrendszer megoldásával az m_c függvényében az m_h, t_c, t_{be} értékeket határozhatjuk meg.

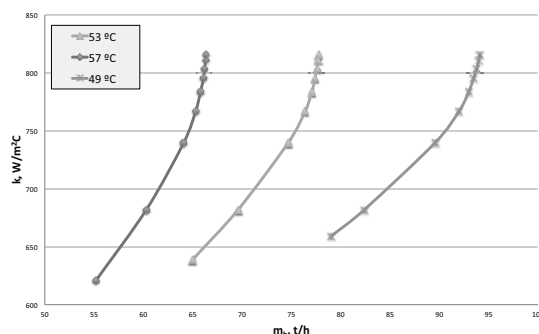
4. EREDMÉNYEK

Az alábbiakban bemutatjuk a szimulációk során kapott számítási eredményeket, valamint rámutatunk a közöttük fennálló kapcsolatokra. A 4. ábrán látható a friss hűtővíz szükséglet különböző üstfolyadék hőmérsékletek esetén a recirkulált hűtővíz-mennyiség függvényében.

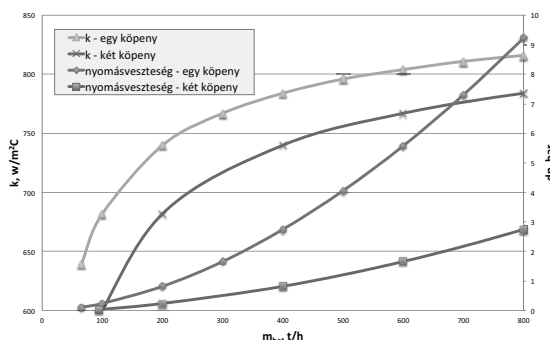


4. ábra. Hűtővízszükséglet a recirkuláltatott mennyiség függvényében

Az ábrából jól látható, hogy adott üstfolyadék hőmérséklet esetén egy bizonyos recirkuláció felett jelentős mértékben nem változik a friss hűtővíz szükséglet. Az 5. ábra a hőátviteli tényező változását mutatja a szükséges friss hűtővíz mennyiségének függvényében különböző reakcióhőmérsékletek esetén. Amint az ábrán is látható, a hőcsere hatásosságát kifejező hőátviteli tényező (k) értékét korlátozza a mértékadó hőmérsékletkülönbség, amelyből következik, hogy mindhárom reaktorhőmérséklet esetében meghatározható egy maximális frissvíz mennyiség.

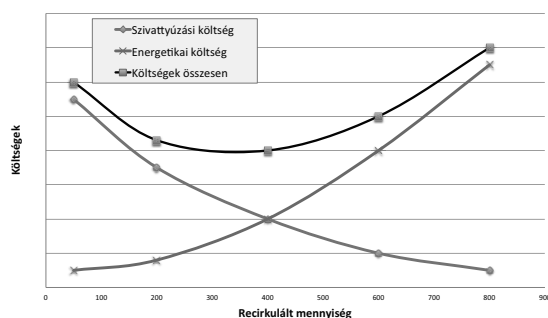


5. ábra. Hőátviteli tényező változása



6. ábra. Hőátviteli tényező és nyomásvesztés

Az 6. ábrán a vízszintes tengelyen ábrázoltuk a köpenyben áramló víz mennyiségét ($m_{be} = m_c + m_h$), a függőleges tengelyeken pedig a hőátviteli tényezőt (k) valamint a köpenytéri áramlás nyomásvesztését (dp). A recirkuláció növelésével a köpenytéri nyomásvesztés jelentős mértékben megnő, emiatt célszerű a köpenyt két részre osztani és a hűtővíz mennyiségét két köpenyrész között elosztani. Ezen felosztás hatásos van a hőátviteli tényező értékre.



7. ábra. Gazdasági optimum

A 7. ábrán a recirkuláltatott mennyiség függvényében az üzemeltetési költségek láthatóak, melyek a rendelkezésünkre álló ipari adatok (működési adatok) alapján megfelelő súlyozással kerültek meghatározásra. A figyelembe vett szivattyúzási és hűtési költségek összegének függ-

vényéből meghatározható egy gazdasági (költség) minimum.

5. KÖVETKEZTETÉSEK

A számításaink eredménye bizonyítja, hogy az üstből elvont hő értéke független a recirkuláció mennyiségétől. A köpeny kialakítására vonatkozó javaslatunk, hogy a köpenybe terelő lemezeket célszerű helyezni, ekkor a hűtőközeg mintegy az üst külső falára rögzített csőkiágásban közlekedik ezáltal csökkentve a pangó holt tereket, valamint turbulens áramlás jön létre, mely kedvezően hat a hőátadási tényezőre. Az adott készülékben töltetenként különböző hőmérsékleten lezajló reakció mehet végbe, azonban a köpenybe belépő víz mennyisége állandó, a hűtőrendszerből érkező hűtővíz hőmérséklete szintén állandó. A különböző gyártási ciklusoknál biztosítani szükséges a kisebb reakció hőmérséklet esetén elvonandó hőmennyiséget is, ez esetben kisebb a mértékadó hőmérsékletkülönbség. Ezért a köpenytéri hőelvonást a legkisebb mértékadó hőmérsékletkülönbség értékre kell méretezni. Biztonságtechnikai és szabályozási szempontok miatt szükség van egy minimális recirkulációra. Az áramlási veszteségek és a hőátviteli tényező növekedési ütemének csökke-

nése következtében található olyan recirkulált érték, aminél többet nem célszerű a köpenybe vezetni. A gazdasági optimum az adott berendezésre az adott körülmények között megfelelő célfüggvénnyel meghatározásra került. Minden esetben szükséges ellenőrizni, hogy ezen üzemeltetési költségminimum esetén az adott művelet művelettani szempontból végrehajtható-e.

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

HIVATKOZÁSOK

- [1] Fejes G. - Fábry Gy.: *Vegyipari Gépek és Műveletek II.*, 1978.
- [2] Fábry Gy. - Fonyó P.: *Vegyipari Művelettani Alapismeretek*, 2003.
- [3] J. Lienhard.: *A Heat Transfer Textbook*, 2004.
- [4] W. Rohsenow, J. Hartnett.: *Handbook of Heat Transfer*, 1973.
- [5] Bihari P.: *Műszaki Termodinamika*, 2001.

MERÍTÉKLÉTRÁS KOTRÓ TECHNOLÓGIÁJÁHOZ OPTIMÁLT CSERÉLHETŐ BONTÓFOG VIZSGÁLATA

EXAMINATION OF OPTIMIZED REPLACEABLE CUTTING TOOTH FOR BUCKET LADDER EXCAVATOR TECHNOLOGY

Virág Zoltán PhD, Szirbik Sándor PhD
Miskolci Egyetem

ABSTRACT

Bucket ladder excavators are used for removing lignite at open-pit lignite mines of RWE Mátra Power Station LLC. Because of the long-standing problems of mining technique a research and development program was compiled. The objective was to develop new buckets and cutting teeth [1]. After the elastic problem is defined and the predicted loads are applied the new cutting teeth are analysed by the FEM solutions.

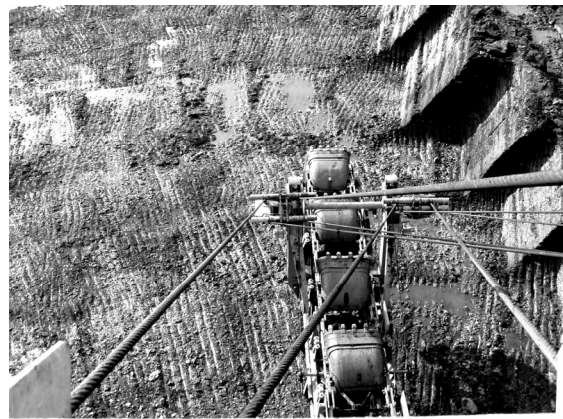
1. BEVEZETÉS

Az elmúlt közel kilenc évben sikeres meríték és bontófog fejlesztéseket végeztünk a Mátrai Erőmű ZRt. Vissontai és Bükkábrányi bányáiban üzemelő marótárcsás és merítéklétrás kotróinál. A fejlesztési cél olyan vizsgálati és tervezési módszer kidolgozása volt, amely biztosítja a merítéklétrás kotrókon eddig használt jövesztő szerkezetek felülvizsgálata után kifejlesztett új elemek (meríték, bontófog) kedvezőbb tulajdonságait. Különösen fontos volt, hogy legyenek egységesek és könnyen cserélhetőek a bontófogak, mivel eddig a merítékek felhegesztett bontófogakkal üzemeltek. Ezek felújítása és cseréje költséges és időrabló feladat volt, mely jelentősen csökkentette a gépek üzemelési idejét. A feladat elvégzéséhez szükséges a jövesztett lignitekből vett mintákon laboratóriumi lignitforgácsolási vizsgálatok elvégzése [2], valamint az üzemi megfigyelések és a forgácsolási eredmények alapján az új típusú cserélhető bontófog kifejlesztése.

2. A JÖVESZTÉSI FOLYAMAT TECHNOLÓGIAI FELÜLVIZSGÁLATA

A jövesztési folyamat technológiai felülvizsgálatának célja volt, hogy a jellemző technológiát megismerjük és így behatároljuk a merítékek jövesztésének feltételeit, valamint meghatározzuk azon jellemzőket, melyek a felülvizsgálatok és az új meríték tervezésének alapadatokként szolgálnak. A bontófog fejlesztés célja, hogy a jellemző technológia lépések során, azaz a talpszint alóli

legyezőkotrással végzett blokkos jövesztésnél, a szén-szalag mellett elhelyezkedő ún. letörésnél és a blokk szabad rézsűjénél végzett merítéklétrá süllyesztésénél, illetve a merítékek éppen a megengedett mértékig fogásba lépésénél a hajtást ne terheljük túl. A kotrógép pozícióját és az ismétlődő jövesztési ciklusok utáni hátraállítás nagyságát a gép és merítéklétrá paraméterei, valamint a jövesztett telep vastagsága határozza meg. Elsődleges célunk ennél az összetett mozgásnál kialakuló sebességi mező feltérképezése, valamint az eredő sebességvektorok meghatározása volt. A technológia felülvizsgálatánál a bontófogak forgácsolását is vizsgáltuk, mely jól megfigyelhető a jövesztett felületen és a letörések homlokfelületén (1. ábra). Azt tapasztaltuk, hogy a jövesztőkések önállóan, zárt forgácsot jövesztenek le és a bontófogak közötti szakaszon gyakran forgácsolnak a vágóélek. A vizsgálatok alapján a maximális eredő sebességvektorok 15-20°-os tartományban szóródtak.

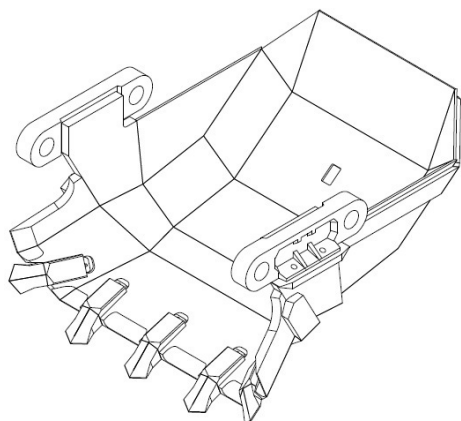


1. ábra. Forgácsolás a jövesztett felületen

3. A MERÍTÉK KIFEJLESZTÉSE

Az új merítékek konstrukciós kialakításánál a cserélhetőség, a bontófog elhelyezés, valamint a felhordócsatorna formája jelent korlátot, továbbá figyelembe kell venni a gyárthatóságot és a kedvezőbb jövesztést. Mindezek alapján sokszögű sík lemezekből felépülő vágóéleket, vágóéltartókat és merítékhatákat

tervezünk, hogy egyszerűbb és pontosabb legyen a gyártás és a felújítás. Ezekből hegesztéssel precízebben gyártható meríték készül.



2. ábra. Az új meríték

4. ÚJ TÍPUSÚ CSERÉLHETŐ BONTÓFOG KIFEJLESZTÉSE

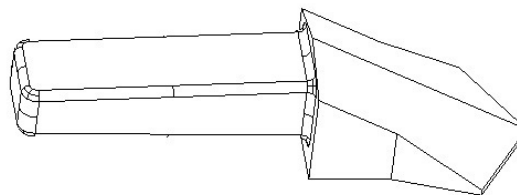
Ahhoz, hogy a fejlesztési célokat elérjük, nagyon sok megfigyelési, adatgyűjtési, tervezési, konstrukciós stb. feladatot kellett összehangoltan elvégezni, hogy a munkánk eredményeként a merítékekre új egységes cserélhető bontófog kerüljön. Figyelembe kellett venni az alkalmazott technológiának való megfeleltetést jövesztési szempontból, valamint az élgeometria minősítését energetikai szempontból, a cserélhetőséget és a felújíthatóságot. Az elméleti vizsgálat és a technológiai vizsgálatok megmutatták, hogy egy-egy meríték bonyolult mozgást végez jövesztés közben. Legyezés közben a merítékek parabola pályán mozognak és minden pillanatban a jövesztés iránya szöveget zár be a merítéklétrával. Az új bontófog kialakítását két területre bonthatjuk, egyik a bontófogfej kialakítása, másik a rögzítési megoldás kifejlesztése. Olyan új bontófogfejet kellett tervezni, amely a teljes jövesztési tér minden pontján reális geometriai feltételek mellett jöveszt. Vizsgáltuk a jövesztési technológiáknál a jövesztés feltételeit és módját, számítottuk illetve a pályagörbék fényképfelvétele alapján meghatároztuk a lengetés pályagörbének irányát, amely alapján az eredő sebesség vektorok behatárolhatók voltak.

5. A CSERÉLHETŐ FOG RÖGZÍTÉSÉNEK MECHANIKAI VIZSGÁLATA

5.1. A modell kialakítása

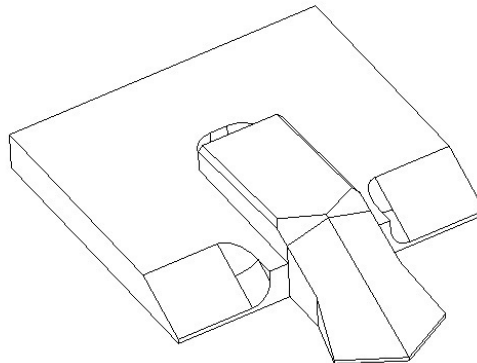
A merítéklétrás kotrógép merítékeire szerelt, a 3. ábrán látható, új egységesen cserélhető bontófog kialakításának, élgeometriájának és rögzítési módjának szilárdságtani szempontok alapján történő vizsgálatához olyan, a 4. ábrán látható egyszerűsített geometriát állítottunk elő,

mely a 2. ábrán látható új meríték egyik középső fogának és annak közvetlen környezetének kiragadásával készült. Így számításainkat a bontófogból, az ezt tartó késtartótokból, valamint a merítéket alkotó lemezrész - a meríték vágóél - téglalapalakban kimetszett részéből álló geometrián végeztük.



3. ábra. A cserélhető bontófog

Itt látható, hogy a cserélhető bontófog egy, a vágóélbe süllyesztett késtartótokban kerül elhelyezésre, mely vágóélhez rögzítése a tok teljes hossza mentén, mindkét oldalon végig futó hegesztési varrat segítségével történik. A hegesztési varratok modellezésre itt nem, majd egy másik tanulmány keretein belül kerül sor. A mechanikai modellhez tartozó 4. ábrán látható geometria megtervezése során a numerikus számítások hatékonyságát növelő szokásos geometriai egyszerűsítéseket végeztük el. Így például a kisebb sugarú lekerekítéseket és egyéb, a számítás érdemben nem befolyásoló, de a megfelelő minőségű végeelemes felbontás (háló) generálását megnehezítő részeket a geometria kialakításakor elhagytuk.



4. ábra. A modellezett geometria

A cserélhető bontófog oldható módon történő rögzítésének vizsgálata a következő érintkezési felületek megadása mellett történt: A 3. ábrán látható bontófog szárának felső lapja, valamint a késtartó ehhez illeszkedő belső oldala 3 százalékos dőléssel bír, ezáltal a fog szára a jövesztés közben a belsőleg kúpos kialakítású tokban megszorul, a fogfej pedig a tövében kialakított vállon fekszik fel. Így érintkezési felületeknek írtuk elő a késtartótok belső oldalait és a fogszár megfelelő lapjait, valamint a fogfej vállát és ennek a tokkal érintkező részét. Ez az oldható kapcsolat egy, a szár végén lévő kis átmérőjű átmenő furatba helyezett csap által biztosí-

tott. A modellezés során ettől is eltekintünk, mivel ez nem befolyásolja érdemben a vizsgált fogban kialakuló feszültségi állapotot.

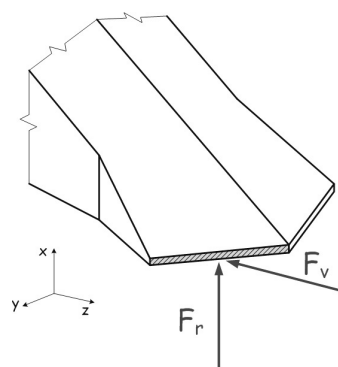
5.2. Végeselemes felbontás kérdései

A kitűzött feladat mechanikai modellezésekor a vágóél lemezdarabját és a hozzá hegesztéssel csatlakozó késtartót együttesen tekintjük az egyik testnek, míg a bontófogat külön vesszük egy második testnek. Ezeket a térbeli, kontinuumnak tekintett testeket külön-külön térbeli 10 csomópontú, izoparametrikus tetraéder alakú végeselemekre bontjuk fel. Az irodalomban [3] elterjedt különböző elemfajták közül ezzel az elemtípussal tetszőleges alakú térbeli tartományok hatékony módon válnak nagy pontossággal leírhatóvá. Egy elem tíz csomópontja közül négy az elem sarokpontját, a fennmaradó hat csomópont pedig az oldalak felezőpontját határozza meg. Így lehetőség van görbült oldalak íves elemekkel való leírására is. A csomópontok három-három elmozdulás koordinátájának segítségével tetszőleges belső pont alakváltozási és feszültségi állapota válik kifejezhetővé. A testek felbontása a 6. ábrán látható, ahol a tetraéder elemeket az ábra csak felületeikkel szemlélteti.

5.3. Peremfeltételek kitűzése

A vonatkozó mechanikai modell megfelelő megtámasztását az első testen végezzük el, mégpedig a modellezett merítékrész kivágása során keletkezett felületek megfogásával. Megjegyezzük, hogy ezáltal biztosított modellünk merevtestszerű mozgásainak lekötése. A cserélhető bontófog, azaz a másik test külön megtámasztásáról így már értelemszerűen nem kell gondoskodni, mivel ez a már a korábban megjelölt felületek által kijelölt ún. kontaktpárok segítségével lesz biztosított. Az felosztott (behálózott) két test közötti érintkezés leírását tehát egy ún. kontakt feladat kitűzésével oldottuk meg.

A jövesztés során a bontófogakon fellépő erőhatásokból származó terhelést, az egyszerűség kedvéért a bontófogfej megfelelő felületén megoszló terhelésként, azaz külső terhelésként működtetjük. A korábbi mérési eredményekből (az ún. kismintán végzett korábbi lignit-forgácsolási kísérletekből) az állapítható meg, hogy forgácsolás közben a közepesen kopott bontófogat terhelő erőhatás eredője két, körülbelül azonos nagyságú komponensből az ún. F_v vágóerőből és az F_r rányomó erőből áll össze. Ezek számszerű értékei számítás útján a merítéklétrás kotrógép teljesítmény adataiból adódnak és a fogfej 5. ábrán sraffozással megjelölt részén előírva modellezik a terhelést.



5. ábra. Bontófog terhelése

A vizsgált geometrián a terhelések hatására bekövetkező deformáció, a kezdeti és a kialakuló új alak közötti eltérés várható mértéke a meríték méreteihez képest kicsiny, ezért kis elmozdulások és kis alakváltozások elméletét vettük alapul. E felvetés alapján a vonatkozó peremfeltételeket, azaz a terheléseket, a megtámasztásokat és az anyagot leíró jellemzőket a terhelés előtti geometriához kötöttük. A modellt alkotó testek anyagát homogénnek és izotropnak tekintettük. Így mindkét általunk rugalmasnak tekintett test anyagát az $E = 26.8$ MPa értékű rugalmassági modulus és a $\nu = 0.29$ Poisson-tényező írja le.

5.4. Végeselemes megoldásról

Általánosságban elmondható, hogy energetikai megfontolásokból származtathatóvá válik a végeselemes modellezésben felvett összes ismeretlen csomóponti paraméter. A lineárisan rugalmas szerkezet statikus terhelése mellett a vizsgált szerkezet egyensúlyát kifejező lineáris egyenletrendszer nagyméretű lesz és itt az elmozdulás koordináták kiszámítására szolgál. A kitűzött kontaktfeladat megoldása során az érintkező felületekre eső elemcsomópontok a kialakuló új egyensúlyi állapotnak megfelelő deformált alak keresése közben közeledhetnek, vagy távolodhatnak a másik test érintkezésre kijelölt felületétől és fordítva. Az érintkezési feladat megoldása így az egyik test érintkező felületén lévő csomópontnak a másik test felületétől vett távolságára felírt feltételei egyenletek vizsgálatán alapul, mivel egyik érintkező test csomópontja sem léphet át a másik test felületének a határán és fordítva. Ilyenkor iterációs lépések sorozata biztosítja azt, hogy a feladat eredményének hibája adott hibahatár alá kerüljön, azaz a megoldás konvergáljon. A megfelelően pontos megoldás elérése után az adódó csomóponti paraméterekből kiindulva bármely tetszőleges elem szilárdságtani állapota meghatározható, azaz tetszőleges térbeli pontban megkapjuk az elmozdulási, alakváltozási és feszültségi állapotot leíró jellemzőket. A terhelések hatására kialakult állapot minősítésére az egyenértékű, más néven redukált feszültség értéke szolgál, mely egyesíti a különböző irányú normál, illetve nyíró feszültségek hatásait a veszélyesség szempontjából vele egyenértékű σ_{red} húzó-

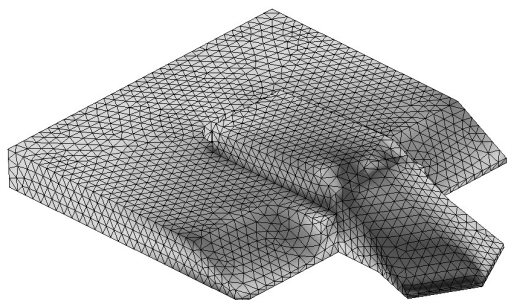
feszültségben. Ennek értéke Von Mises elmélete alapján az alábbi összefüggésből számítható ki:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2]} \quad (1)$$

ahol σ_1 , σ_2 és σ_3 az adott pontban értelmezhető főfeszültségek.

5.5. Számítási eredmények kiértékelése

Az előzőek alapján felállított mechanikai modellen végzett végeselemes számításokból nyert redukált feszültségeloszlást jeleníti meg az alábbi ábra. A 6. ábrán lévő szürke folthatás sötétedése jelöli az egyre nagyobb értékű feszültségeket.



6. ábra. A redukált feszültségek eloszlása

Ez alapján megállapítható, hogy a redukált feszültségértékek a fogfej legelején lévő lapon (élen) 1000 MPa körüli maximummal torlódnak, majd gyorsan leesnek közvetlenül a fog elején 600 MPa alá. A vágóélen ébredő feszültségek pedig ezeknél kisebb nagyságúak és nagyon gyorsan leépülnek. Így az várható, hogy a bontófog művelésbe kerülő része, azaz a terhelést felvevő él megy először tönkre. A bontófogat extrém esetben a modelleznél nagyobb terhelés is érheti jövesztés közben. Előreláthatólag ennek nagyobb részét az előzőek alapján a bontófog feje viseli el és ez is deformálódik a legnagyobb mértékben. Összességében elmondható, hogy a gép folyamatos üzemének fenntartásában a bontófog fejének esetleges letörése kedvezőbb, mintha az egész meríték tönkremenne. Számításainkból azt is kitűnik, hogy a késtartó felhegesztési helyein keletkező feszültségek a maximális feszültség értékénél jóval kisebb értéket mutatnak. Ez a fog vállánál jelentkező kontaktfeszültségre is igaz. Mindezek alapján a fogfejben jelentkező nagy igénybevétel elviselésére a cserélhető bontófog anyagának nagy szilárdságú kovacsolható acélanyagot javasolunk, míg a meríték többi alkatrészének legyártására kisebb szilárdságú anyagból is történhet.

6. ÖSSZEFOGLALÁS

A javasolt cserélhető bontófog alkalmazásának több, számításokkal is alátámasztott előnye mutatkozik. Többek között az, hogy a jövesztés során az új bontófogak forgácsolási teljesítménye megnő, továbbá túlterhelés esetén várhatóan a bontófogak feje törik le megvédve ezzel a merítéket. Megállapítható, hogy a fogak késtartókban történő oldható rögzítése közel olyan jó szilárdságtani szempontból, mint az eredeti merítéken lévő felhegesztett megoldás. További előny az, hogy a bontófog cseréje is egyszerű, mivel a késtartó mögötti lemezben kialakított hézag biztosítja az elhasználódott fog kiütésének és az új behelyezésének egyszerű lehetőségét.

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

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

IRODALOM

- [1] Ladányi G., Sümegi I., Virág Z.: Meríték- és bontófogfejlesztések első fázisának eredményei a Mátrai Erőmű ZRt. bányáiban üzemelő merítékétrás kotróknál, 43. Bányagépészeti és Bányavillamosági Konferencia kiadványa, 135-148. o., 2010.
- [2] Virág Z., Ladányi G., Sümegi I.: Laboratóriumi közetforgácsolási vizsgálatok bükkábrányi és visontai bányauzemből származó lignit mintákon, XIII. Bányászati, Kohászati és Földtani Konferencia, 146-149. o., ISSN 1842-9440, 2011.
- [3] Bathe, K. J.: Finite Element Procedures, Prentice-Hall, Inc., New Jersey, 1996.

A NEW KINEMATIC SCHEME OF THE MULTILINE QUASI-DIFFERENTIAL MULTITURNAROUND ELECTRIC DRIVE OF PIPELINE GATE VALVES

Kukhar V.D. *, Pashin A.A. **, Raspopov V.Y. ***, Sabo Y.I. ****, Sidorov P.G. *****

ABSTRACT

The main disadvantage of power transmission based on single and multiline planetary gears with an output to the carrier is a narrow range of reproducible transfer function in a single step, which is limiting their application area and requires the use of other technical solutions to the multiline transmission. The above drawback is completely eliminated in the new two-stepped indivisible multiline transmission {Patent RU №2402707 from 08.10.2008} with an input to the carrier via high-speed gear and output to a large central wheel. The aim of this work – to show the possibility of new technical solutions for power transmissions, to show the peculiarity of its kinematics, power transmission and reducer implementation, including the shut-off mechanisms of pipeline gate valves.

Kinematic scheme of the combined multiline electric gear based on quasi-differential gear "3k—2g—h"

Kinematic scheme of the combined transmission includes a new two-stepped quasi-differential gear "3k—2g—h" (3 central wheels, 2 satellites, one carrier) with an input to the carrier h and an output to a large central wheel b_2 and high-speed gear "z₁-z₂" {1,2}. The latter is necessary because the electric motor is located not coaxially but parallel to the axis of the gearbox to allow passage of the screw bolts. Fig. 1 shows a scheme with internal tooth gearing. Range of ratio in such transmissions is extended to the limits: 5...45, the most common in drive technology, and the most loaded

elements are the internal tooth gearings "b₁-g_{1i}" of satellites g_{1i} at the entrance to the group and tooth gearings "g_{2i}-b₂" of satellites g_{2i} at its output. Moreover, the satellite g_{2i} acts as a gear in the internal tooth gearings "b₁-g_{1i}" (accelerating gear), and satellite g_{2i} has the function of pinion gear in the tooth gearing "g_{2i}-b₂" (decelerating transmission).

Transmission provides a convex—concave contact in its most loaded gearings, high rate of overlap that characterises the smoothness of the gearings and, if gearings are not linked in phase in the kinematic flows, it increases power multi-streaming $K_F = a_c \varepsilon_\alpha$ and unloads conjugate profiles both internal "b-g_i" and external "a-g_i" gearings.

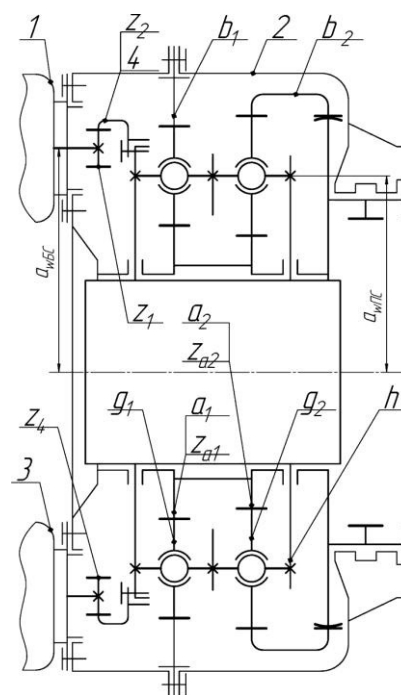


Fig. 1. Kinematic scheme of the combined power transmission with an internal high-speed gearing transmission of a new multiturnaround drive:

- 1- drive motor,
- 2- reducer of quasi-differential type,
- 3- control unit,
- 4- speed gear "z₁-z₂"

* Doctor of technical sciences, Tula State University
 ** Candidate of technical sciences, Tula State University
 *** Doctor of technical sciences, Tula State University
 **** Doctor of technical sciences, St. Petersburg State University
 ***** Doctor of technical sciences, Tula State University

Analysis of power flows in transmission

The carrier serves as the input level and at the same time gives the mechanical energy transmitted to the two rows of satellites g_{1i} and g_{2i} set parallel and kinematically linked by central small double wheel gear a_{12} in a single planetary gear of tooth gearings “ $b_1 - g_{1i} - a_{12} - g_{2i} - b_2$ ” connected in series with four active working gearings “ $b_1 - g_{1i}$ ”, “ $g_{1i} - a_1$ ”, “ $a_2 - g_{2i}$ ” and “ $g_{2i} - b_2$ ”.

And the two active gearings “ $b_1 - g_{1i}$ ” and “ $g_{1i} - a_1$ ” act as a planetary gear and convert the parameters of force ($F_{hg1} V_{Og}$), incoming at the satellite g_{1i} , into new parameters ($T_a \omega_{a12}$) to pass it on to the satellites of second row g_{2i} along with the power coming from the carrier on these satellites ($F_{hg2} V_{Og}$). The flows of power on the satellites g_{2i} are summarize with the help of active gearing “ $a_2 - g_{2i}$ ” and through the active gearing “ $g_{2i} - b_2$ ” are transmitted to the output wheel b_2 .

The power transmission from input to output is realized on the input speed ω_h , while the changes of speed and moment are performed on the output gear ($T_{b2} \omega_{b2}$). Transmission perfectly meets the requirements of the multiple-stream admission conception {3}.

Thereby, a quasy-differential principle of distribution and summation of energy is presented here. On such a principle dose not work, none of those known to modern technology transmissions. Due to the closure of the lever-gear transmission chains in the flow works as the whole.

Visualization of the working gearings

On the Fig. 2 a visualization of the working gearings of second planetary stage is displayed. It is evident that, as opposed to well-known schemes of planetary mechanisms, the central wheels do not differ much from each other in size that allows you to mount five satellites (or even more). In the classical transfer “ $2k - g - h$ ” it would inevitably lead to a gear ratio reduction. In the new transfer “ $3k - 2g - h$ ” it is not happening.

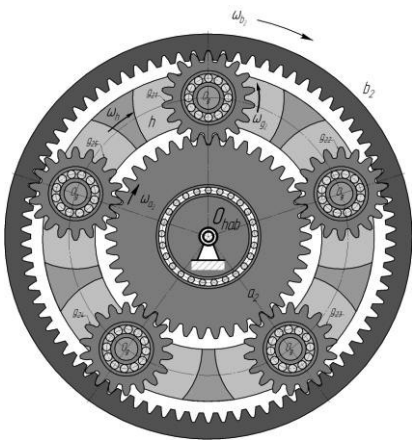


Fig. 2. Visualization of the working gearings of second planetary stage

Synthesis of multiline transfer

The gear ratio of multiline transfer as a part of a drive determined in accordance with the formula Willis

$$5 \leq u_{hb2}^{b1} = \frac{1}{u_{b2h}^{b1}} = \frac{1}{1 - u_{b2b1}^h} = \frac{z_{b2} z_{a1}}{z_{b2} z_{a1} - z_{b1} z_{a2}} \leq 45. \quad (1)$$

The main condition for the kinematic synthesis of the considered power transmission is the reproduction of the desired gear ratio u_{hb2}^{b1} .

Taking into account the interconnection of teeth numbers of the planetary gear units in the group “ $3k - 2g$ ” the formula (1) for the gear ratio is reduced to the following view

$$u_{hb2}^{b1} = \frac{z_{b2} z_{a1}}{\Delta z (z_{a1} + z_{b1})}, \quad (2)$$

where $\Delta z = z_{b2} - z_{b1} = 1, 2, \dots, 10$, $20 < z_{a1} < 75$; $60 < z_{b2} < 125$.

For the reproduction of the gear ratio of the power transmission, demanded by the forecast, it is necessary to perform the number of certain additional synthesis restriction:

– embedding of power transmission to the limited dimensions of the cylindrical body reducer with the socket in the diametrical plane {4}:

$$D_p \leq m \left(\frac{3z_{b2} - z_{a2}}{2} \right) = m(z_{b2} + z_{g2}); \quad (3)$$

– the vicinity condition of the satellites

$$z_{g2} + 2 < (z_{a2} + z_{g2}) \sin \frac{\pi}{a_c}; \quad (4)$$

– coaxiality

$$z_{a1} + z_{g1} = z_{b1} - z_{g1} = z_{a2} + z_{g2} = z_{b2} - z_{g2}; \quad (5)$$

– simple assembly transmission at the number of kinematic flows $a_c > 1$, which is guaranteed, if $a_c = 3, 5, 7$

$$\frac{z_{a1} + z_{b1}}{a_{c1}} = C'_1; \quad \frac{z_{a2} + z_{b2}}{a_{c2}} = C'_2, \quad (6)$$

where C'_1 ; C'_2 are particular even numbers;

– phase asynchronism of movements in kinematic flows, which is provided for appointment of numbers of teeth of expressions

$$\left. \begin{aligned} z_{a1} &= a_c C_1 + (a_c - 1); \\ z_{b1} &= a_c C_2 + (a_c - 1); \\ z_{a2} &= z_{a1} - \Delta z; \\ z_{b2} &= z_{b1} + \Delta z; \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

– the sums equality of teeth numbers of the central wheels in the two planes of their motions

$$z_{a1} + z_{b1} = z_{a2} + z_{b2}. \quad (8)$$

Condition (8) makes it possible to build a parametric number of output parameters in a single overall dimension. Conditions (5) and (8) guarantee the absence of constructional redundant relationships and equality surplus of link angles in four active working gearing among themselves that can be imposed within the following ranges: $18^\circ \leq \alpha_{w_{a1g1}} = \alpha_{w_{g1b1}} = \alpha_{w_{a2g2}} = \alpha_{w_{g2b2}} \leq 30^\circ$.

Joint consideration of equations (1)...(8) allows to set the number of teeth of gear transmission units, with a glance of the all main and additional conditions of their kinematic synthesis.

Geared implementation

The gear specification is that the satellites should always be smaller size ($z_{g1} = z_{\min} = 25..28$), especially in the range of gear ratios $8 \leq u_{hb2}^{b1} \leq 45$. Therefore, the size of the transfer is determined by the satellites and the output central wheel. The numbers of teeth of all four central wheels a_1 ; a_2 ; b_1 and b_2 possess the values for which the requirement of placing them on the hollow shafts is constructively easily implemented, that constrain on the intermediate shaft and the carrier. The teeth number of the satellites will be appointed from the condition of their placement in the ring gear of the spherical double-row ball or roller bearings of the needed load-carrying ability.

With the possibility of producing a rotor of the electric motor with the hollow rotor (for the rod passage of the slide valve) the transmission does not need extra ordinary transmission and installs coaxially to the gate valve (Fig. 3).

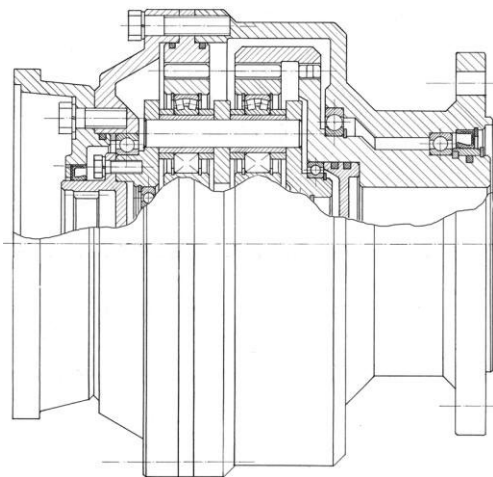


Fig. 3. The design of coaxial gear based on a multiline transmission "3k-2g-h" with the entrance to the carrier and output to the large central wheel with the internal teeth

Conclusions

The usage of quasi-differential planetary gear as the basic design of multiline multiturnaround electric drive let us to extend the range of gear ratio, and help the most loaded elements in the planetary group to make the internal links of satellites with a large central wheel/ The transmission provides a convex-concave contact in the most loaded links of transmission.

The dimensions of the transmission are determined by satellites and the output central wheel. The reduction

gear turns out to be compact, with the low weight. Constructively easily the implementation inside the hollow shaft gear of the free placement of the output unit valves realizes. Another elements are also conveniently arranged: manual transmission, pressure sensors, position sensors, etc.

Literature

1. Two-stepped planetary transmission. Sidorov P.G., Pashin A.A., Plyasov A.V., Smelov J.E., Shiryaev I.A. patent for invention № 2402707 from 08.10.2008. Publ. 27.10.2010, bull. № 30.
2. Sidorov P.G., Pashin A.A., Plyasov A.V. The method of structural formation and addition of the classification of simple planetary mechasms.//TSU News. Technical sciences. Vol. 2: in 2 parts. Tula: Tula State Univ., 2010. Part I. P. 39-48.
3. Sidorov P.G., Pashin A.A., Plyasov A.V. Multi-streamed teeth transmission: structure, formation kinematic and power relationships, classification and prospect of usage.// Driving technology, 2010, № 4. P. 25-30.
4. Shiryaev I.A., Pashin A.A., Sidorov P.G. Relationships of the planetary drive dimensions with the parameters of gear units. // TSU News. Technical sciences. Vol. 2: in 2 parts. Tula: Tula State Univ., 2009. Part II. P. 37-41.

CONTENTS

<i>Váradí K.:</i> Elhunyt Magyar József professzor 3	<i>48. Szalai J.; Fodor L.:</i> Development of bumper design with finite element analysis 34
<i>42. Kotroczy K.; Modok K.; Rádics J. P.; Gyatyel Gy.:</i> Intelligent compact disc harrow development 4	<i>49. Szűcs R.; Dr. Kamondi L.:</i> An introduction to possible gear contact analysis by finite element method 37
<i>43. Kundrák J.; Gyáni K.; Deszpoth I.:</i> Comparative examination of finishing processes of hardened surfaces on the basis of material removal performance 9	<i>50. Tóbis Zs.:</i> Geometric parameters of toothed elements and their effect on noise features 40
<i>44. Nagy K.; Vidovics B.; Dr. Bercsey T.:</i> Innovative product development methods and strategies of implementation 14	<i>51. Venczel G.; Dr. Siménfalvi Z.; Dr. Szepesi G.:</i> Recirculated cooling system optimization of the mixed reactor 44
<i>45. Németh G.; Dr. habil Döbröczöni Á.:</i> Overview of epicyclic Traction Drives 18	<i>34. Virág Z.; Szirbik S.:</i> Examination of optimized replaceable cutting tooth for bucket ladder excavator technology 48
<i>46. Dr. Péter J.; Németh G.:</i> Laboratory tests of harmonic gear drive I 22	<i>52. Kukhar V.D., Pashin A.A., Raspopov V. Y., Sabo Y.I. Sidorov P. G.</i> A new kinematic scheme of the multiline quasi-differential multiturnaround electric drive of pipeline gate valves 52
<i>47. Dr. Péter J.; Németh G.:</i> Laboratory tests of harmonic gear drive II 29	

GÉP

INFORMATIVE JOURNAL

for Technics, Enterprises, Investments, Sales, Research-Development, Market of the Scientific Society of
Mechanical Engineering

Dr. Döbröczöni Ádám
President of Editorial Board

Vesza József
General Editor

Dr. Jármái Károly
Dr. Péter József
Dr. Szabó Szilárd
Deputy

Dr. Barkóczy István
Bányai Zoltán
Dr. Beke János
Dr. Bercsey Tibor
Dr. Bukoveczky György
Dr. Czitán Gábor
Dr. Danyi József
Dr. Dudás Illés
Dr. Gáti József
Dr. Horváth Sándor
Dr. Illés Béla
Kármán Antal
Dr. Kulcsár Béla
Dr. Kalmár Ferenc
Dr. Orbán Ferenc
Dr. Pálkás István
Dr. Patkó Gyula
Dr. Péter László
Dr. Penninger Antal
Dr. Rittinger János
Dr. Szabó István
Dr. Szántó Jenő
Dr. Tímár Imre
Dr. Tóth László
Dr. Varga Emilné Dr. Szűcs Edit

Cooperation in the editing:
Dr. Péter József

Dear Reader,

The number of applicants for the 27th Seminary of Machine Designers and Product Developers is more than it was in the previous years and the areas of subject of the papers are growing wealthier. Beside the traditional examples of machine structures there are more and more papers dealing with sanitary and surgical instruments and products, and the product pallet of supply industry becomes wider, too. All of these suggest that the tasks of mechanical engineers – together with the electrical engineers, engineers of information technology, engineers of material science, physicians and biologists – are multiplied, gradually renewed. They find their way to the automobile and transport industry as well as to the small and large producing and consuming units of the agriculture, environment and energy production. This also means the easier and more successful recruitment of the engineers but the employment, the recognition of value of work and often the recovery of monetary value represent new tasks. The rapidly changing environment of economy and legal-financial regulation require a new and more violent market practices from the private engineers.

In parallel, the preliminary knowledge of applicants to the technical higher education is improving and major requirements can be laid claim to. There are more and more Master students and at last – if very slowly – the number of Ph.D students is increasing independently of the “hunting”, both in homeland and abroad, for talented trainee engineers having knowledge of languages.

The generational renewal is coming slowly to the end at the universities educating engineering students. There has been grown already up a new young or middle-aged teaching staff, who takes over the tasks of the “warrior emeritus” predecessors. But we are considering always respectfully to these predecessors who educated all of us during the no less diversified second half of the 20th century, whether as professors, lecturers or as practicing engineers.

One of the great predecessors is the lately deceased Professor Dr. József Magyar, head of department, whose worth is commemorated also at this Seminary. In January 2012 an exhibition will be organized to the memory of Professor Dr. Zénó Terplán who has left for ten years.

The preserve of the memory of our professors, lecturers, our engineers graduated at one of the Hungarian technical universities and has been already honoured with golden jubilee certificate can give extra power to the multitude of successors.

Dr. Ádám Döbröczöni

Managing Editor: Vesza József. Editor's address: 3534 Miskolc, Szervezet utca 67.
Postage-address: 3501. Pf. 55. Phone/fax: (+36-46) 379-530, (+36-30) 9-450-270 • e-mail: mail@gepujsag.hu

Published by the Scientific Society of Mechanical Engineering, 1027 Budapest, Fő u. 68.
Postage-address: 1371, Bp, Pf. 433
Phone: 202-0656, Fax: 202-0252, E-mail: a.gaby@gteportal.eu, Internet: www.gte.mtesz.hu
Responsible Publishere: Dr. Igaz Jenő Managing Director

<http://www.gepujsag.hu>

Printed by Gazdász Nyomda Kft. 3534 Miskolc, Szervezet u. 67.
Price per month: 1260 Ft.

Distribution in foreign countries by Kultúra Könyv és Hírlap Külkereskedelmi Vállalat H-1389
Budapest, Pf. 149. and Magyar Média H-1392 Budapest, Pf. 272.

INDEX: 25 343 ISSN 0016-8572