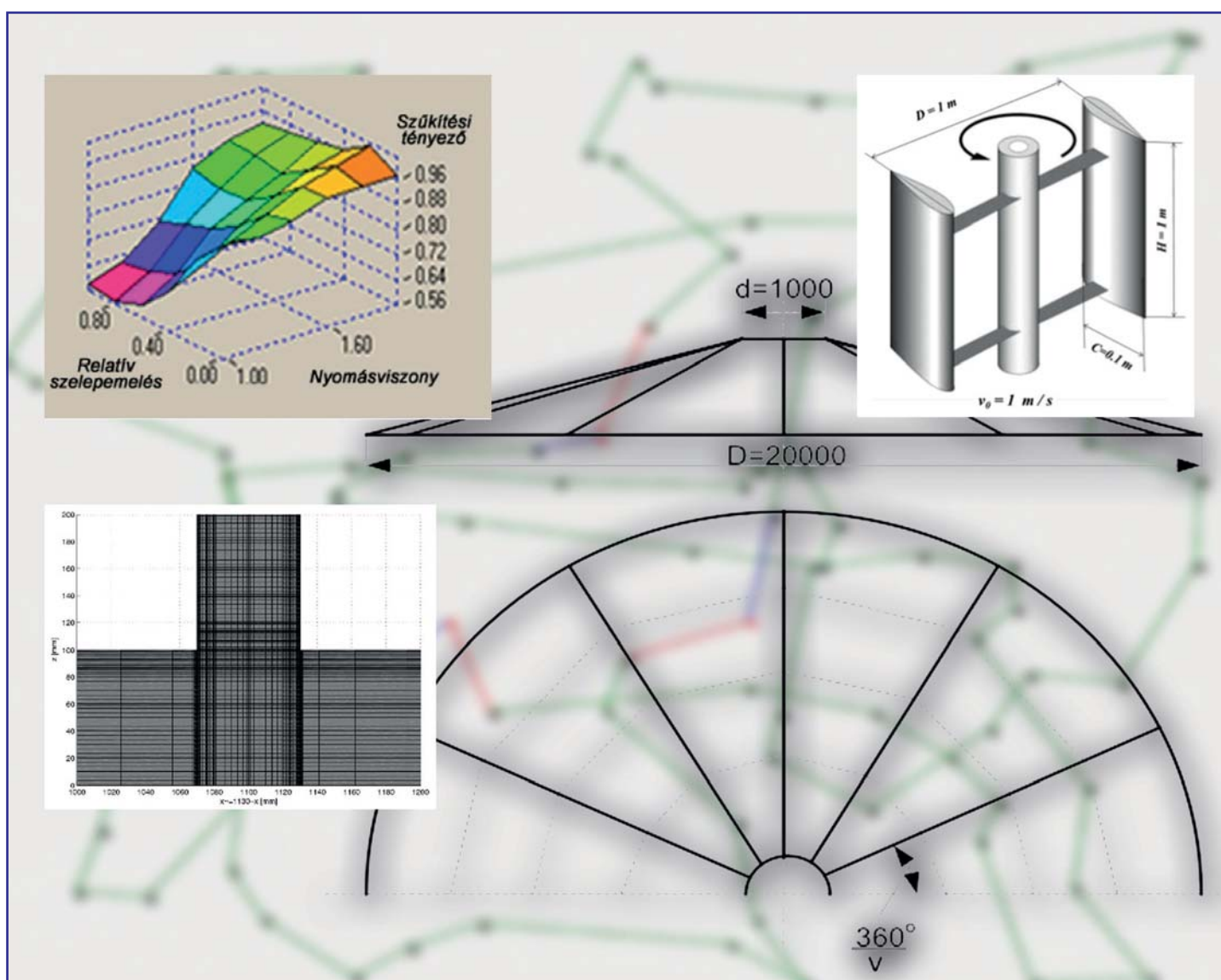


GÉP

A GÉPIPARI TUDOMÁNYOS EGYESÜLET MŰSZAKI FOLYÓIRATA



1. Innovatív anyagtechnológiák

A tudományos műhely vezetője: **Dr. Tisza Miklós**

e-mail: tisza.miklos@uni-miskolc.hu

tel: +3646 565 164

Az Innovatív anyagtechnológiák tudományos műhelyben folyó kutatások fő célkitűzései röviden az alábbiakban foglalhatók össze.

1. Hegesztés

- korszerű technológiával gyártott, nagyszilárdságú acélok, valamint alakítható és hegeszthető szerkezeti fémek anyagok és ötvözetek, valamint hidegalakítás után újrakristályosított és különféle alakítási mértékkel megmunkált finomlemezek hegesztetőségi vizsgálata;
- szakaszos energiabevitel technológia jellemzőinek vizsgálata, ömlesztő hegesztési és ellenállás ponthegesztési kísérletek végzése szakaszos energiabevittel alakítatlan és különféle alakítást elszenvedett finomlemezekon. A technológia optimalizálása a legfontosabb céljellemtzők figyelembevételével;
- számítógéppel segített hegesztés technológia tervezés alkalmazása különféle eljárásokhoz, hegesztő eljárások kapcsolt termikus és mechanikai folyamatainak elemzése a SysWeld végelelemes program rendszerrel.

2. Hő- és felületkezelés

- a termokémiai felületkezelési technológiák kutatás-fejlesztésével kapcsolatosan a stratégia irányvonalak, irányelvek kidolgozása a régió érintett gazdasági szereplőivel és azok szervezeteivel (kamara, klaszterek) együttműködve;
- kísérleti program kidolgozása és megvalósítása hagyományos és a korszerű, továbbfejlesztett termokémiai eljárások összehasonlító elemzésére

3. Képlékenyalakítás

- alakíthatósági elemzések különös tekintettel a korszerű nagyszilárdságú acélok, Alötvözetek és egyes nehezen alakítható fémek vonatkozásában;
- az állapotényező (feszültségi állapot, hőmérséklet és alakváltozási sebesség) hatását hasznosító képlékeny alakító eljárások, valamint a gyors prototípusgyártás és az egyedi, illetve kis sorozatgyártás eljárásainak vizsgálata, fejlesztése;
- számítógépes technológiai és szerszámtervezési módszerek kidolgozása, alakító technológiák és szerszámok végelelemes modellezése.



CNC vezérlésű láng- és plazmavágó berendezés



MTS 810 típusú elektrohidraulikus anyagvizsgálógép



Optikai alakváltozás mérő rendszerrel felszerelt komplex lemezvizsgáló berendezés

2. Befejező precíziós megmunkálások kutatása

A tudományos műhely vezetője: **Dr. Kundrák János**

e-mail: janos.kundrak@uni-miskolc.hu

tel: +36 46 565 160

Az Innovatív anyagtechnológiák tudományos műhelyben folyó kutatások fő célkitűzései röviden az alábbiakban foglalhatók össze.



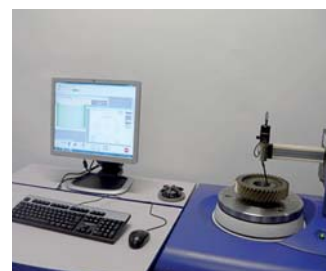
- Határozott és határozatlan élű szuperkemény szerszámokkal végzett precíziós forgácsoló megmunkálások vizsgálata.
- Különböző anyagminőségek forgácsolhatóságának elméleti és kísérleti vizsgálata.
- Különböző élyanyagú forgácsolószerszám kopásának elméleti és kísérleti vizsgálata. A szerszámkopás és éltartam modellezése. Éltartamösszefüggések megadása.

4. Elméleti érdekesség meghatározása különböző egy és többélű szerszámokkal forgácsolt felületekre. Algoritmus és szoftver kidolgozása a forgácsolt felület érdekességének tervezésére az érdekességi mérőszámok elméleti értékei alapján.

5. Határozott élű és abrazív szerszámokkal megmunkált felületek pontosságának és felületminőségének vizsgálata. Összehasonlító elemzések végzése, eljárásválasztás szempontjainak megadása és ajánlatok kidolgozása.

6. Kísérletek végzése a forgácsolási adatok optimális értékének meghatározására, a befejező megmunkálási eljárások összehasonlítására és kiválasztására.

7. A hűtés-kenés csökkentésének, ill. elmaradásának hatása a forgácsolás folyamatjellemzőire (forgácsolóerő, kontakthőmérséklet, szerszám-kopás, rezgés és szerszáméltartam), a felületminőségére, a hőmérsékleti tényezőkre.



GÉP

A GÉPIPARI TUDOMÁNYOS EGYESÜLET

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

SZERKESZTŐBIZOTTSÁG

Dr. Döbröczöni Ádám
elnök

Vesza József
főszerkesztő

Dr. Jármai Károly
Dr. Péter József
Dr. Szabó Szilárd
főszerkesztő-helyettesek

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. Kalmár Ferenc
Dr. Orbán Ferenc
Dr. Pálkás István
Dr. Patkó Gyula
Dr. Péter László
Dr. Penninger Antal
Dr. Szabó István
Dr. Szántó Jenő
Dr. Tímár Imre
Dr. Tóth László
Dr. Zobory István

TISZTELT OLVASÓ!

2013-ban lezárult a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt, melynek keretében az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósultak meg azok a kutatások, melyek a 4-es Kiválósági Központ keretében Innovációs Gépészeti Tervezés és Technológiák címmel folytak a Miskolci Egyetemen. A központ célja volt a kutatási potenciál fejlesztése olyan kutatásokkal, amelyek innovatív modellezést, tervezést és technológiai folyamatokat valósítanak meg, összhangban az Európai Unió azon törekvésével, amely az innováció serkentésére, a leghatékonyabb környezetbarát technológiák alkalmazására, fejlesztésére irányul.

A Kiválósági Központ hét tudományos műhelyre tagozódott, melyek akkor egy-egy tanszék köré szerveződtek. Közben intézetek alakultak a karon és ezek a következők: Anyagszerkezetani és Anyagtechnológiai, Gyártástudományi, Energetikai és Vegyipari Gépészeti, Műszaki Mechanikai, Gép- és Terméktervezési, valamint a Logisztikai Intézet. Az itt dolgozó oktatók BSc, MSc és doktorandusz hallgatókat is bevontak a kutatásokba, amelyek így jó lehetőséget biztosítottak arra, hogy a fiatalok megismerkedjenek a tudományos munkával. A közel két évig működő központ programjához kapcsolódva nem egy hallgató nyújtott már kiemelkedő teljesítményt, illetve készített színvonalas TDK dolgozatot, PhD értekezést.

Az egyes tudományos műhelyek témái nagyon sokrétűek, interdiszciplináris jellegűek, sokszor még egy adott témán belül is. A tervezés témakörében olyan tervezési, modellező eljárásokat fejlesztettek ki, amelyek hatékonyabban és megbízhatóbban modellezik a szerkezeteket és jelenségeket, jobb tervezési megoldásokat adnak. Foglalkoztak szerkezetek és rendszerek optimális méretezésével. Vizsgálták a termékéletpályát, a műszaki rendszerek hajtáslánc felépítését, a környezettudatos elvekhez és az alternatív üzemanyag használatához is kapcsolódó kutatások, valamint áramlás és hőtechnikai laboratóriumi és numerikus modellezéshez is számos kutatás kötődött. A gépészeti technológiák területén a környezetbarát, szerves vegyipari, illetve a folyamatos technológiák vizsgálata és energiaracionalizálás történt. Jelentősek a professzionális mechanikai anyagvizsgálatok, valamint a számítógéppel segített technológiai folyamat tervezés és modellezés, valamint a befejező precíziós megmunkálások, és a nagyszilárdságú acélok hegesztése területén elért eredmények is.

A Tudományos Műhelyeken belül működő hús K+F téma nagyon szerteágazó. Néhány közülük az alapkutatásokhoz közelít, míg mások inkább a gyakorlatban alkalmazhatók, egyesek már most látványos eredményt hoztak, mások távlati eredményekkel kecsegtetnek. Annak érdekében, hogy ezeket az eredményeket a szakmai közönség is megismerhesse, a műhely kutatói jelentős számú publikációt készítettek el és jelentettek meg hazai és külföldi konferenciákon, hazai és külföldi szakmai folyóiratokban. Természetesen az oktatásba is beépítésre kerülnek az eredmények. Ez a cikkgyűjtemény is ezt a célt szolgálja, bemutatva a Kiválósági Központ Tudományos Műhelyeinek legújabb tudományos eredményeit.

A Kiválósági Központ tovább tevékenykedik, szeretnénk az elért eredményeket továbbfejleszteni, újjakkal bővíteni. A 2014-2020-as időszakra, a formálódó GINOP és EFOP pályázatokra számos témajavaslatot dolgoztunk ki. Remélhetőleg ezek beépítésre kerülnek az elkövetkező pályázati kiírásokba.

Prof. Dr. Jármai Károly

Stratégiai és fejlesztési rektorhelyettes, a Kiválósági Központ vezetője

A szerkesztésért felelős: Vesza József. A szerkesztőség címe: 3534 Miskolc, Szervezet utca 67.
Telefon/fax: +36-46/379-530, +36-30/9-450-270 • e-mail: mail@gepujsag.hu
Kiadja a Gépipari Tudományos Egyesület, 1027 Budapest, Fő u. 68. Levélcím: 1371 Bp. Pf.: 433.
Telefon: 202-0656, fax: 202-0252, e-mail: a.gaby@gteportal.eu, internet: www.gte.mtesz.hu
A GÉP folyóirat internetcíme: <http://www.gepujsag.hu>
Kereskedelmi és Hitelbank: 10200830-32310236-00000000

Felelős kiadó: Dr. Igaz Jenő ügyvezető igazgató.

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

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

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

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

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

Előfizethető még közvetlenül a szerkesztőségben is.

INDEX: 25 343 ISSN 0016-8572

A megjelent cikkek lektoráltak.

A kiadvány a Nemzeti Kulturális Alap támogatásával jelenik meg.

TARTALOM

Hajdú Sándor, Czibere Tibor, Kalmár László

Szabadon álló járókereű keresztáramú

turbina indítása..... 5

A keresztáramú turbinák esetében a közeg ugyanazon a kerületen lép be a járókerék lapátzott terébe, amelyen a lapátzott téren való áthaladást követően azt elhagyja.

- Az indításhoz és az üzemi fordulatszám tartomány eléréséhez segédüzemi berendezés szükséges.

- A gyorsjárás adott tartományához meghatározott állásszög ciklikus állításához segédüzemi berendezés szükséges.

- A „segédüzem” a kiegészítő gépészeti berendezések, az összetett szabályozási feladatok ellátását biztosító eszközök és a segédberendezések energiaellátását biztosító eszközök összefoglaló elnevezése.

- A fenti elveket megtestesítő (helyesen tervezett és megfelelő segédüzemmel támogatott) szabadon álló keresztáramú turbina alkalmas a gyakorlatban is a megújuló energiaforrások hasznosítására. Ezzel ellentétben, a fenti elveket részben vagy egészben figyelmen kívül hagyó konstrukciók általában hasznavehetetlenek, felhasználhatóak azonban a laikus, de környezettudatos közönség félrevezetésére.

Farkas József

Tároló tartály hegesztett bordázott

lemezes fix tetejének optimális méretezése 9

A tanulmány bordázott szektorlemezekből és sugárirányú tartókból hegesztett tartálytető gazdaságos tervezésével foglalkozik. A fixtetős függőleges tároló tartály fedele a hőteher mellett 15 cm vastag homokkal van terhelve. Ez utóbbi a tárolt kerozin párolgását csökkenti. A tervezés során a szektorlemezek vastagságát, a bordázat geometriáját, a bordák méretét, a sugártartók számát és méretét határozzuk meg úgy, hogy a tetőzet költsége minimális legyen és a szerkezet a méretezési feltételeknek eleget tegyen. A szektorlemezek félbevágott hengerelt I szelvényű bordáinak nem egyenletes osztását speciális MathCAD programmal határoztuk meg. A sugártartók hengerelt I szelvényűek. A költségfüggvény anyag-, hegesztési és festési költségből áll.

Jármai Károly, Farkas József

Hegesztett oszlopok és gerendák optimális méretezése költségminimumra

tűzvédelemmel..... 15

A hegesztett szerkezetek két fontos alapeleme van optimálva költségminimumra tűzvédelemmel illetve anélkül. Egy négyzetes szekrényszelvényű nyomott oszlop van méretezve kihajlásra és lemezhorpadásra. Egy szekrényszelvényű kéttámaszú tartó esetén a feszültségi, lehajlási és horpadási feltételek vannak figyelembe véve. A költségfüggvény tartalmazza az anyagköltséget, a hegesztési, festési és tűzvédelmi költséget. A tűzvédelem nélküli esetben a kritikus hőmérséklet módszere van alkalmazva az Eurocode 3 képleteivel. Mindkét szerkezet esetén a tűzvédelemmel ellátott szerkezet olcsóbb, mint a védelem nélküli. Ennek oka, hogy védelem esetén sokkal vékonyabb lemezek szükségesek.

Dr. Kota László, Jármai Károly

Szentjánosbogár algoritmus diszkretizálása

több utazó ügynökös probléma megoldására..21

A kifejlesztett algoritmus jól teljesített a bemutatott több utazó ügynökös példa feladatokon és ezeken kívül számos ebbe a kategóriába eső generált tesztpéldán. Gyors konver-

gencia és kategóriájában igen jó futásidő jellemzi. A futtatások folyamán jól látszott, hogy a lokális és globális keresés arányának dinamikus változtatása jó hatással lehet az algoritmus konvergenciájára. Ez kivitelezhető például szimulált hűtéssel, mikor a futásidő elején inkább globális aztán egyre inkább lokális függvényeket használunk.

Kovács László, Dr. Szabó Szilárd

Belsőégésű motor töltéscsere vizsgálata 0d/1d

motormodell segítségével..... 25

Bemutattuk, hogy egy belsőégésű motor fejlesztése során az egyes alrendszerekben, alkatrészekben kialakuló áramlások pontos 3D modellezése nélkül is megfelelő pontosságú modell hozható létre. Az ismertetett módszer olyan lehetőségeket tár fel, amelyek segítségével szemmel követhetőek a működő motorban lezajló gázdinamikai jelenségek.

Ezek ismeretében olyan gázcsere rendszer tervezése javasolható, amely figyelembe veszi a bemutatott motor összekötőcsöveivel többszörösen közösített kipufogórendszerében kialakuló speciális áramlási fázisokat, azaz a motorkerékpárokra jellemző V hengerelrendezésű erőforrásokban lezajló aszimmetrikus hullámjelenségeket.

Krámer Gyula, Siménfalvi Zoltán, Szepesi L. Gábor

Ammónia-víz rendszer adatainak számítása

abszorpciós hűtési eljárások tervezéséhez..... 30

Jelen cikkben összefoglaltuk az ammónia-víz rendszer paramétereinek becslésére szolgáló leggyakrabban alkalmazott eljárásokat, a gőznyomás és az egyensúlyi görbe becslési saját, az eddigieknél pontosabb eljárást mutattunk be. Ezen eljárásokra alapozva, egyszerű számítógépes háttérrel, nehézkes adatbázisok, nehezen hozzáférhető és drága programok nélkül is hozzájárulhatunk a hőszivattyús rendszer tervezéséhez. Továbbá feladatult tűztük ki, hogy az eddigi eredmények birtokában az oldat és gőz hőtartalmának becslésére is létrehozunk egy egyszerű becslési eljárást.

Páczelt István, Baksa Attila

Periodikus terhelésnél fellépő kopások

numerikus elemzése..... 34

Periodikusan változó terhelés esetén a rugalmas bélyeg alatt állandó vagy változó sebességgel mozgó végtelen sáv esetén a bélyeg periodikus állandósult kopási alakját jól meg lehet közelíteni az átlagos kopási disszipációs munka minimalizálásából nyert átlagos nyomás segítségével. Azonban a kopási ciklusok alatti változó nyomás lefutását csak a kopási törvény numerikus integrálásán keresztül, sok időt megkövetelő, pl. p-verziójú végeselemes számítás révén kaphatjuk meg. A fentiekben kidolgozott elméletet fékek tervezésénél használhatjuk fel.

Péter József, Németh Géza

Dörzs-bolygómű rugalmas alakváltozáson

alapuló terheléskiegyenlítése 38

A cikkben a szerzők /kb/ típusú, erőzáró kapcsolaton és a gyűrűkerék rugalmas alakváltozásán alapuló bolygóművel foglalkoztak. A gyűrűkerék alakváltozása a bolygókerék átmérő változásának és a bolygókerék elhelyezésének függvénye. A cikk a dörzs bolygómű elemeinek (példánkban a gyűrűkerék) rugalmas alakváltozásával foglalkozó tanulmány része.

SZABADON ÁLLÓ JÁRÓKEREKŰ KERESZTÁRAMÚ TURBINA INDÍTÁSA

STARTING BEHAVIOUR OF CROSS FLOW TURBINE

Hajdú Sándor*, Dr. Czibere Tibor**, Dr. Kalmár László***

ABSTRACT

The dynamics specific of a cross flow turbine can be quite complex. The flow field is very unsteady and largely three-dimensional. There is much interference between the shed vortices and blades. In addition, dynamic stall behavior is very prevalent as the blade encounters rapidly changing angles of attack throughout its rotation. Despite this complexity, relevant conclusions are available using a simple calculation model. The paper analyses the changes in the lift and the drag on the airfoil as a function of the angle θ , describing the position of the blade, and of the tip speed ratio λ on the basis of the lifting-line theory. Our calculations were not limited to a single tip speed ratio but we studied the whole relevant rotational speed range of cross-flow turbine.

1. BEVEZETÉS

A keresztáramú turbinák (az angol nyelvű irodalomban gyakran: cross-flow turbine) esetében a közeg *ugyanazon a kerületen* lép be a járókerék lapátozott terébe, amelyen a lapátozott téren való áthaladást követően azt elhagyja.

A keresztáramú turbinák egyszerűen osztályozhatóak aszerint, hogy a beérkező áramlás áthalad-e a lapátozott téren történő átáramlást megelőzően egy vezetőcsatornán, vagy pedig ilyen vezetőcsatorna nincs és az áramlás a szabadon álló járókereket éri el.

A vezetőcsatorna *nélküli*, szabadon álló járókerékű keresztáramú turbinák a szerint csoportosíthatóak, hogy működés közben a járókerék kerületi sebessége kisebb, vagy nagyobb, mint a párhuzamos áramlás v_0 sebessége a járókeréktől távol. Az üzemiállapotot a λ gyorsjárású szám jellemzi (az angol nyelvű irodalomban: „tip speed ratio”, TSR), amely a kerületi sebesség és a közeg áramlási sebességének a hányadosa.

Ha a működés olyan, hogy a kerületi sebesség kisebb az áramlás sebességénél („lassú járású” járókerék), akkor Savonius-turbináról van szó (az angol nyelvű irodalomban gyakran: „drag driven turbine”), ha pedig a működés olyan, hogy a kerületi sebesség meghaladja az áramlás sebességét („gyors járású” járókerék), akkor Darrieus-turbináról (az angol nyelvű irodalomban gyakran: „lift driven turbine”). A szabadon álló járókerékkel működő keresztáramú turbinák koncepcióját Sigurd Johannes Savonius (1884. november 2.– 1931. május 31.) finn mérnök és Georges Jean Marie Darrieus (1888. szeptember 24. – 1979. július 15.) francia aeronautikus a XX. század első felében dolgozta ki [1],[2].

A Savonius-turbinára jellemző, hogy a járókerék kerületi erői *főleg ellenállás-jellegűek* és aszimmetrikus eloszlásúak a lapát kerületén olyan módon, hogy bizonyos üzemiállapot tartományban forgatónyomaték tud kialakulni.

A Darrieus-turbina esetében a lapáton ébredő felhajtóerő kerületi komponensének és az ellenállás kerületi komponensének a különbsége mutat aszimmetrikus eloszlást a járókerék kerülete mentén szintén olyan módon, hogy bizonyos üzemiállapot tartományban forgatónyomaték tud kialakulni.

A vonzóan egyszerű szerkezetű, szabadon álló járókerékű gyorsjárású keresztáramú turbinák gyakorlati elterjedésének egyik jelentős akadálya az indulás bizonytalansága és a megfelelő üzemiállapothoz tartozó járókerék fordulatszám elérésének a problémája. Az ilyen turbinának az indulási és ezt követően az alacsony fordulatszámok melletti, éppen aktuális üzemiállapota jelentősen eltér a tervezési üzemiállapottól. A működés sajátosságai olyanok, hogy segédüzem alkalmazása nélkül nem megbízható a felgyorsulási folyamat és ciklikus állásszög változtatás nélkül az átlagos kerületi erő is kisebb az elvileg elérhetőnél.

A cikk első részében a szabadon álló, párhuzamos tengelyű lapátokkal rendelkező keresztáramú turbina működési sajátosságait meghatározó alapvető összefüggéseket foglaljuk össze. A cikk második részében a gyakorlati

* doktorandusz

Miskolci-Egyetem, Energetikai és Vegyipari Gépészeti Intézet, Áramlás- és Hőtechnikai Gépek Intézeti Tanszék

** Akadémikus, Professzor Emeritus

Miskolci-Egyetem, Energetikai és Vegyipari Gépészeti Intézet, Áramlás- és Hőtechnikai Gépek Intézeti Tanszék

*** egyetemi docens

Miskolci-Egyetem, Energetikai és Vegyipari Gépészeti Intézet, Áramlás- és Hőtechnikai Gépek Intézeti Tanszék

alkalmazhatóság javítása szempontjából szükséges feltételeket tekintjük át.

A műszaki kérdések mellett a gyakorlat szempontjából szintén alapvető jelentőségű a gazdaságos alkalmazás feltételeinek a vizsgálata. Ez az elemzés azonban messze meghaladná a cikk terjedelmi korlátait, ezért ebben a cikkben ezt az összetett problémakört egyáltalán nem érintjük.

2. ALAPÖSSZEFÜGGÉSEK

Az 1. ábrán nem szereplő, de a cikkben alkalmazott további jelölések:

C_D : ellenállás tényező [-];

C_L : felhajtóerő tényező [-];

Megjegyzés: Adott szárnyprofil esetében a C_L és a C_D tényező értékei a megfúvási iránytól és a lokális Reynolds-számtól függenek

ρ : a közeg sűrűsége [kg/m^3];

λ : gyorsjárás szám: $\lambda = \frac{\omega \cdot R}{v_0}$

c : a szárnyprofil-húr (lapáthúr) hossza [m]

D : a járókerék átmérője [m] $D = 2R$

μ : a közeg dinamikai viszkozitása [Ns/m^2]

ν : a közeg kinematikai viszkozitása [m^2/s]

$Re_{rel} = \frac{\rho \cdot w \cdot c}{\mu} = \frac{w \cdot c}{\nu}$: lokális Reynolds-szám

N : lapátszám [-]

Feltesszük, hogy a járókerék kerületén elhelyezkedő lapátózás (1.a ábra) a v_0 sebességű zavartalan áramlásban mozog, így a w relatív sebességnek a kerületi sebesség irányába és a párhuzamos áramlás irányába eső vetülete egyaránt állandó nagyságú a kerület mentén (az 1.b ábra ezt egy rögzített üzemállapotra vonatkozóan szemlélteti). Ekkor áll, hogy

$$w(\Theta) = \sqrt{v_0 \cdot \sin^2(\Theta) + (\omega \cdot R + \cos(\Theta))^2} = \quad (1)$$

$$= v_0 \cdot \sqrt{\sin^2(\Theta) + (\lambda + \cos(\Theta))^2}$$

és

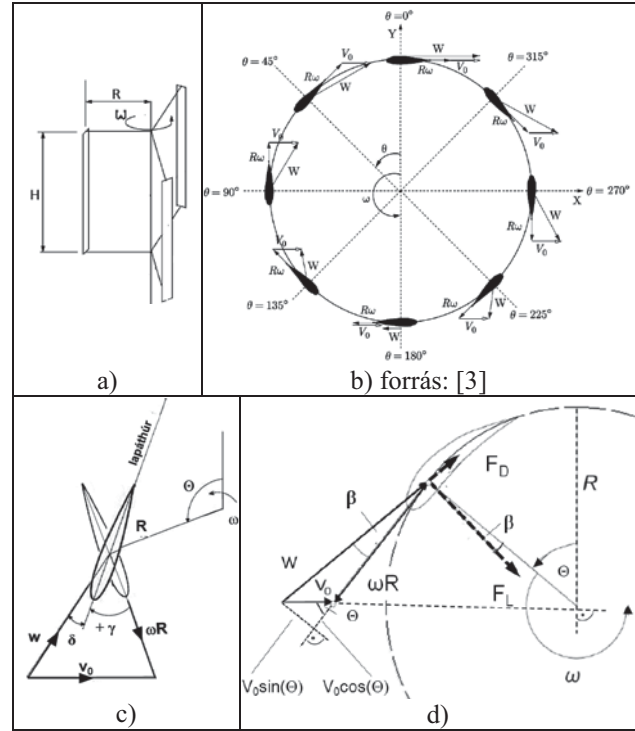
$$\beta(\Theta) = \arctan\left(\frac{v_0 \sin(\Theta)}{\omega \cdot R + v_0 \cos(\Theta)}\right) = \quad (2)$$

$$= \arctan\left(\frac{\sin(\Theta)}{\lambda + \cos(\Theta)}\right).$$

A lapátállás γ szöge a lapáthúr és a kerületi sebesség iránya által bezárt szög. A szög előjeles ($\pm \gamma$) és az óramutató járása szerinti elfordulás esetében pozitív előjelű. A megfúvás iránya a w relatív sebesség iránya és a lapáthúr által bezárt δ szög (1.c ábra). Állítható lapátózás esetén a lapátállás szöge általános esetben a kiszemelt kerületi pont, azaz Θ függvénye. Fix lapátózás esetén a lapáthúr vagy egybe esik a kerületi sebesség irányával, vagy azzal valamilyen állandó értékű szöget zár be. A kerületi sebesség és a relatív sebesség iránya

által bezárt β szög, a δ megfúvási szög és a $\pm \gamma$ lapátállási szög kapcsolatát $\lambda = const$ mellett a (3) írja le.

$$\beta(\Theta) = \pm \gamma(\Theta) + \delta. \quad (3)$$



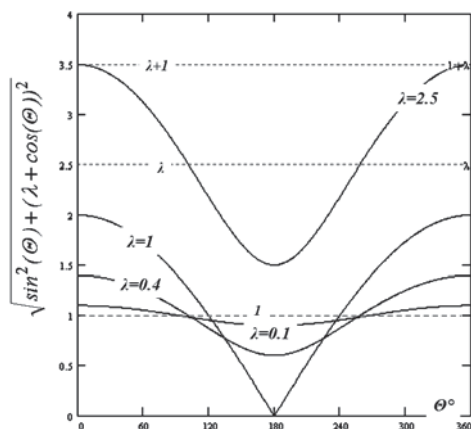
1. ábra. Jelölések.

2.1 A \bar{w} megfúvási sebesség üzemállapot függése

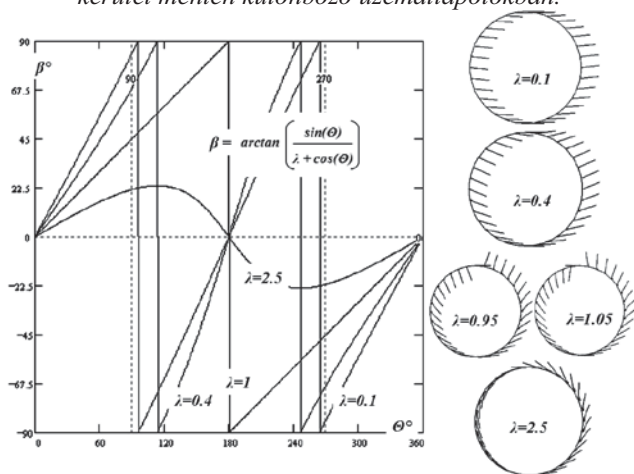
Az (1) szerint a megfúvás sebességének, és így a lokális Reynolds-számnak a kerület menti változása a $\sqrt{\sin^2(\Theta) + (\lambda + \cos(\Theta))^2}$ függvény szerint alakul (2. ábra). A 2. ábra úgy lett megszerkesztve, hogy kiemelje a szorzó tényezőt képező függvény sajátosságait.

A kerületi sebesség és a relatív sebesség iránya által bezárt szög a (2) szerint változik a kerület mentén (3. ábra). A 3. ábra úgy lett megszerkesztve, hogy kiemelje a (2) függvény sajátosságait. A \bar{w} -nek a β szög értékével meghatározott, az adott gyorsjárás számhoz tartozóan a kerület mentén számított irányeloszlásait a 3. ábra jobb oldalán rajzoltuk fel. A 2. és a 3. ábra szerint

- ha a λ gyorsjárás szám megváltozik, akkor a $\sqrt{\sin^2(\Theta) + (\lambda + \cos(\Theta))^2}$ tényező kerület menti relatív ingadozásának a mértéke, ezzel a tényező legkisebb és legnagyobb értékének az aránya is megváltozik (2. ábra),
- ha a λ gyorsjárás szám megváltozik, akkor a (2) szerint a kerületi sebesség és a relatív sebesség iránya által bezárt β szög kerület menti ingadozásának a mértéke, ezzel a β szög legnagyobb és legkisebb értékének a különbsége is megváltozik (3. ábra).



2. ábra. A megfúvási sebesség és a lokális Reynolds-szám ingadozását meghatározó tényező alakulása a kerület mentén különböző üzemiállapotokban.



3. ábra. A megfúvási sebesség és a kerületi sebesség közötti szög alakulása a kerület mentén különböző üzemiállapotokban. Jobbra: a \vec{w} -nek az üzemiállapothoz tartozóan számított irányeloszlása

Az a) és a b) pontban említett kerület menti változások tendenciája a gyorsjárás szám három tartományában eltérő:

- A $\lambda > 1$ tartományban a kerületi sebesség növekedésével az $\vec{\omega} \cdot R$ és a \vec{w} vektorok egyre kevésbé térnek el egymástól, ezért λ növekvő értékeinél a megfúvási sebesség nagysága és ennek a kerületi sebességgel bezárt szöge, valamint a lokális Reynolds-szám egyre kevésbé ingadozik a kerület mentén, azonban a legkisebb és legnagyobb érték különbsége nem változik (2. ábra, 3. ábra).
- A $\lambda < 1$ tartományban a kerületi sebesség csökkenésével a \vec{v}_0 és a \vec{w} vektorok egyre kevésbé térnek el egymástól, ezért a kerület mentén a megfúvási sebesség és a lokális Reynolds-szám λ csökkenő értékeinél egyre kevésbé ingadozik, azaz a legnagyobb és legkisebb érték különbsége csökken (2. ábra). A \vec{w} -nek a kerületi sebességgel bezárt szöge a teljes $0-360^\circ$ tartományt átfedően változik (3. ábra).
- A $\lambda \sim 1$ tartományban a kerületi sebesség és \vec{v}_0 nagysága közel azonos, és így a sebességi háromszög saját-

tosságai miatt a \vec{w} nagysága ebben az üzemiállapot tartományban mutatja a legnagyobb mértékű relatív ingadozást a kerület mentén (2. ábra) úgy, hogy eközben a \vec{w} -nek a kerületi sebességgel bezárt szöge is a teljes $0-360^\circ$ tartományban változik (3. ábra).

2.2. Kerületi erők, teljesítmény

Az F_D ellenállás a \vec{w} irányába esik, az F_L felhajtóerő erre merőleges (1.d ábra) és szárnyelméleti alapon számíthatóak (4) és (5) szerint. Az (1) szerint meghatározott w relatív sebesség és így a lokális Reynolds-szám is a θ lapáthelyzet és a λ üzemiállapot-jellemző függvénye. A δ megfúvási szöget (2) és (3) határozza meg.

$$F_L(\lambda, \theta) = \frac{1}{2} \cdot C_L(\theta) \cdot \rho \cdot H \cdot c \cdot (w(\lambda, \theta))^2 \quad (4)$$

$$F_D(\lambda, \theta) = \frac{1}{2} \cdot C_D(\theta) \cdot \rho \cdot H \cdot c \cdot (w(\lambda, \theta))^2 \quad (5)$$

A (4) és (5) képletekkel kiszámított F_L és F_D erők eredőjének kerületi irányú összetevője a (6) szerint számítható. A teljesítmény a tangenciális eredő erő kerületi átlagértékével kerül meghatározásra a (7) szerint.

$$F_t(\lambda, \theta) = F_L \cdot \sin(\beta(\theta)) - F_D \cdot \cos(\beta(\theta)) = \frac{1}{2} \cdot C_t(\theta) \cdot \rho \cdot H \cdot c \cdot (w(\lambda, \theta))^2 \quad (6)$$

$$C_t = C_L \cdot \sin(\beta(\theta)) - C_D \cdot \cos(\beta(\theta))$$

$$M_t = \frac{1}{2\pi} \int_{\theta=0}^{2\pi} F_t(\theta) \cdot R \cdot d\theta = \frac{R}{2\pi} \int_{\theta=0}^{2\pi} F_t(\theta) \cdot d\theta \quad (7)$$

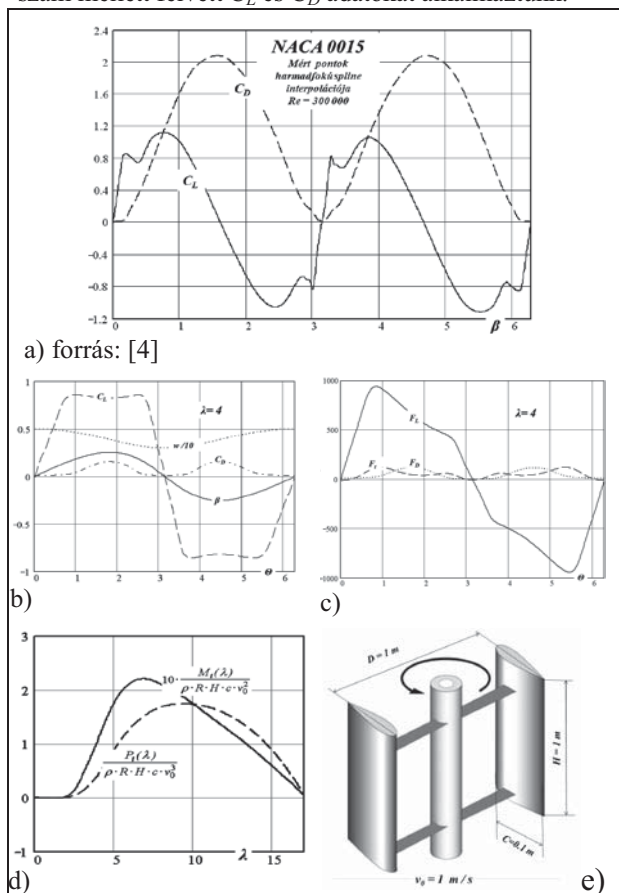
$$P_t = M_t \cdot \omega = M_t \cdot \frac{\lambda \cdot v_0}{R}$$

A 4. ábra foglalja össze a bemutatott összefüggések felhasználásával elvégzett számítás eredményeit. A kiinduló adatok: NACA 0015 dúcprofittal rendelkező fix lapátok, a lapáthúr egybe esik a kerületi sebesség irányával, a lapátózás egyéb adatai a 4.e ábra szerint. A λ teljes szöbajóvő tartományát megvizsgáltuk. A 4.b és 4.c ábrán egy kiragadott üzemiállapot ($\lambda=4$) diagramjai szerepelnek. A 4.d ábrán szerepel a számítás végeredménye: a vizsgált konfiguráció dimenzióatlanított nyomatóka és teljesítménye a λ gyorsjárás szám függvényében.

4. KÖVETKEZTETÉSEK

A cikkben röviden áttekintettük a szabadon álló, vezetőcsatorna nélküli keresztáramú turbina működését. Az alapösszefüggések a legegyszerűbb modellre vonatkoznak, mert a levezetés során csak annyit tételeztük föl, hogy a relatív sebesség kerületi és v_0 irányú vetülete mindenhol egyforma nagyságú. Ez a valóságban nem teljesül teljes mértékben, mert a lapátok a turbina szerkezet (oszlop, karok, lapátok) turbulens nyomában mozognak. Másik, szintén egyszerűsítést jelentő körülmény, hogy a próbaszámítás során (4. ábra) a párhuzamos áramlásban,

oszcilláló mozgást nem végző profilon, állandó Reynolds szám mellett felvett C_L és C_D adatokat alkalmaztunk.



4. ábra. A keresztáramú turbina dimenziótlan nyomatéka és teljesítménye λ függvényében

A valóságot jobban közelítő elemzés során figyelembe kell venni az egyszerre keringő- és oszcilláló mozgást végző profil és a változó Reynolds-szám hatását a profil dinamikus átesési tulajdonságaira és ezzel az optimális megfűvási irányra.

A fentiek előrebocsátásával az alábbi következtetések adódnak.

1) Általában:

- Az 1 lapátra megállapított teljesítmény N lapát esetében látszólag N-szereződik, a valóságban azonban ez csak N=2 esetében igaz elfogadható közelítéssel. A valós üzem közben fellépő turbulens nyom lényegesen befolyásolja a kerületi erőket. A hatás több tényező függvénye és a lapátok számával erősödik.
- Az átlagos teljesítmény maximalizálására a lapátózás geometriájának a jellemzői (N , c/H , R , szárnyprofil,) a megfűvási sebesség középértéke és ingadozása valamint a jellemző λ gyorsjárás szám figyelembevételével optimalizálандóak („helyesen tervezett járókerék”).
- Az optimalizáláshoz vizsgálni kell a keringő és oszcilláló profil dinamikus viselkedését is az átesés tartományában C_L maximalizálása érdekében.
- Az optimalizálás során adott gyorsjárás mellett a helyről helyre változó állásszög (azaz $\pm \gamma(\Theta)$) cél-

szerű megválasztásával biztosítható a kerület mentén az optimális megfűvási irány.

2) Indulás, felgyorsulás:

- A lapátózás milyenségétől függetlenül a $\lambda < 1$ tartományban elegendően nagy megfűvási sebesség esetén a járókerék forgásba jön, de csak lassú járási („drag driven”) működésmód tud megvalósulni.
- A $\lambda \sim 1$ átmeneti tartományban a lassú járási működésmód már nem, a gyors járási működésmód még nem termel elegendő nyomatékot, ami a $\lambda \sim 1$ tartományon való áthaladást (a gyorsulást) megghiúsítja.

3) Összegzés:

- Az indításhoz és az üzemi fordulatszám tartomány eléréséhez segédüzemi berendezés szükséges.
- A gyorsjárás adott tartományához meghatározott $\pm \gamma(\Theta)$ állásszög ciklikus állításához segédüzemi berendezés szükséges.
- A „segédüzem” a kiegészítő gépészeti berendezések, az összetett szabályozási feladatok ellátását biztosító eszközök és a segédberendezések energiaellátását biztosító eszközök összefoglaló elnevezése.
- A fenti elveket megtestesítő (helyesen tervezett és megfelelő segédüzemmel támogatott) szabadon álló keresztáramú turbina alkalmas a gyakorlatban is a megújuló energiaforrások hasznosítására. Ezzel ellentétben, a fenti elveket részben- vagy egészben figyelmen kívül hagyó konstrukciók általában hasznavehetetlenek, felhasználhatóak azonban a laikus, de környezettudatos közönség félrevezetésére.

5. 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."

6. IRODALOMJEGYZÉK

- [1] DARRIEUS, G. J. M.: U.S. Patent No. 1,835,018 "Turbine having its rotating shaft transverse to the flow of the current", Patented 8 December 1931
- [2] SAVONIUS, S. J.: US Patent US000001766765A "Wind rotor", Patented 24 June 1930
- [3] S. ANTHEAUME, T. MAITRE, J. ACHARD: Hydraulic Darrieus turbines efficiency for free fluid flow conditions versus power farms conditions. Renewable Energy, 33(10):2186- 2198, 2008.
- [4] SHELDAL R.E., KLIMAS P.C.: Aerodynamic characteristics of 7 symmetrical airfoil sections through 180-degree angle of attack for use in aerodynamics analysis of vertical axis wind turbine. Sandia National Laboratories SAND-2114
- [5] OKULOV V. L., SØRENSEN J. N., An Ideal Wind Turbine with a Finite Number of Blades, Doklady Physics, Vol. 53, No. 6, pp. 337–342. 2008.

TÁROLÓ TARTÁLY HEGESZTETT BORDÁZOTT LEMEZES FIX TETEJÉNEK OPTIMÁLIS MÉRETEZÉSE

OPTIMUM DESIGN OF A STORAGE TANK ROOF CONSTRUCTED FROM WELDED STIFFENED PLATES

*Farkas József**

Prof.em.Dr.sci techn. Miskolci Egyetem Logisztikai Intézet, 3515 Miskolc, Egyetemváros

ABSTRACT

The optimization problem of a welded fixed roof for a vertical storage tank is studied. The load from snow and from a 150 mm soil layer is considered. The roof is constructed from stiffened sectorial trapezoidal plate elements and radial beams. The stiffeners are of halved rolled I-section and the radial beams are constructed from rolled I-sections. To find the minimum cost solution the thickness of the base plate, the position, number and size of circumferential stiffeners, the size of radial beams as well as the number of sectors is varied. The distances of stiffeners are non-equidistant. In the cost function the cost of material, welding and painting is taken into account.

ÖSSZEFOGLALÁS

A tanulmány bordázott szektorlemezekből és sugárirányú tartókból hegesztett tartálytető gazdaságos tervezésével foglalkozik. A fixtetős függőleges tároló tartály fedele a hóteher mellett 15 cm vastag homokkal van terhelve. Ez utóbbi a tárolt kerozin párolgását csökkenti. A tervezés során a szektorlemezek vastagságát, a bordázat geometriáját, a bordák méretét, a sugártartók számát és méretét határozzuk meg úgy, hogy a tetőzet költsége minimális legyen és a szerkezet a méretezési feltételeknek eleget tegyen. A szektorlemezek félbevágott hengerelt I szelvényű bordáinak nem egyenletes osztását speciális MathCAD programmal határoztuk meg. A sugártartók hengerelt I szelvényűek. A költségfüggvény anyag-, hegesztési és festési költségből áll.

1. BEVEZETÉS

A Miskolci Egyetem Mechanikai és Mechanikai Technológiai tanszékeinek munkatársai Dr. Sályi István és Dr. Zorkóczy Béla professzorok irányításával 1957-ben újrendszerű tároló tartályszerkezetet terveztek,

amelyek az ország különböző tároló telepein meg is épültek [1]. A tetőszerkezet hegesztett bordázott lemezes szektorokból készült., akkor még nem optimalva.

A bordázott hegesztett szektorlemezek optimalis méretezésével kapcsolatos előző tanulmány [2,3] eredményei lehetővé tették ezek alkalmazását fixtetős tároló tartályok tetőszerkezetére [4,5]. A tárgyalt numerikus problémánál a szektorlemezek bordái csak érintő irányúak, de osztásuk nem egyenletes. Helyzetüket abból a feltételből állapítjuk meg, hogy a köztük lévő alaplemez-részek hajlításra ki legyenek használva. Amint azt a 4. ábra mutatja, a szektorelemeket függőleges szegélylemezekkel látjuk el, amelyek lehetővé teszik azok feltámasztását a hengerelt I szelvényű sugártartókra. A szegélylemezek közti keskeny hézagokat fedőlemezsávokkal zárjuk le.

2. TERHEK

Hóteher az Eurocode 1 (2003) [6] szerint

$$s = \mu_1 C_e C_t s_k \quad (1)$$

$$\mu_1 = 0.8, C_e = C_t = 1, s_k = 1.25 \text{ kN/m}^2, \text{ tehát } s = 0.8 \times 1.25 = 1.0 \text{ kN/m}^2.$$

Homokteher: 150 mm vastag nedves homok 17 kN/m³ sűrűséggel

$$p_s = 0.15 \times 17 = 2.55 \text{ kN/m}^2.$$

Hó és homok együtt $s + p_s = 3.55 \text{ kN/m}^2$, 1.5 biztonsági tényezővel szorozva

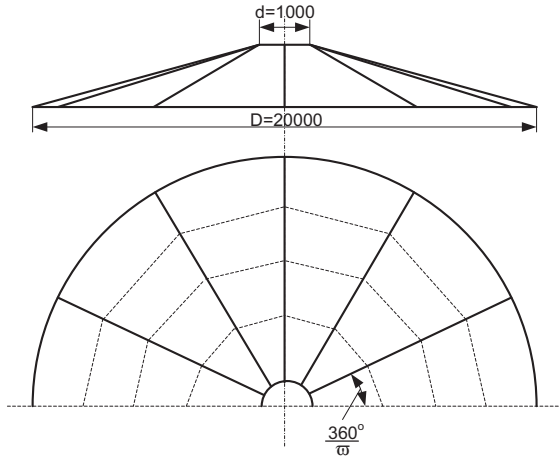
$$p_M = 5.325 \times 10^{-3} \text{ N/mm}^2.$$

A szektorlemezek önsúlyának biztonsági tényezője 1.35, a sugártartóké 1.1.

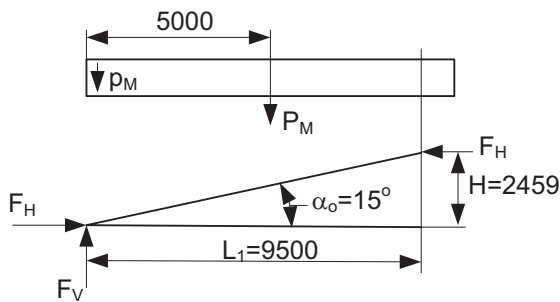
3. ADATOK (1. és 2. ábra)

Tartályátmérő $D = 20$ m, a belső gyűrű átmérője $d = 1.0$ m, tető hajlásszög $\alpha_0 = 15^\circ$.

Sugártartó hossza $L = 9500/\cos 15^\circ = 9835$ mm. Egy trapéz tetőlemez jellemző méretei $x_A = 618$, $x_B = 10353$ mm. $\alpha = 180/\omega$, ahol $\omega = 10, 12, 14, 16$ a szektorok száma. Egy szektorlemez bordáinak hossza, adott ω esetén: $y_i = x_i f_\omega$, ahol $f_\omega = 2 \tan \alpha$.



1. ábra. Fix tartálytető



2. ábra. A teherből származó támasztó erők

4. BORDATÁVOK (x_{0i}) SZÁMÍTÁSA

A távolságokat abból a feltételből számítjuk ki, hogy a bordák közti lemezmezőkben a hajlításból származó feszültség ne lépje túl a folyáshatárt. A lemezmezők maximális hajlító nyomatékát közelítőleg a csuklós kerületű négyszög alaprajzú lemezre Timoshenko és Woinowsky-Krieger (1959) [7] által megadottak alapján határozzuk meg

$$M_{i \max} = \beta_i p_M a_i^2 \quad (2)$$

ahol a_i a keskenyebbik lemez-oldalhosszhoz és β_i a $b_i / a_i \geq 1$ viszonyszámhoz az 1. táblázatból adódik

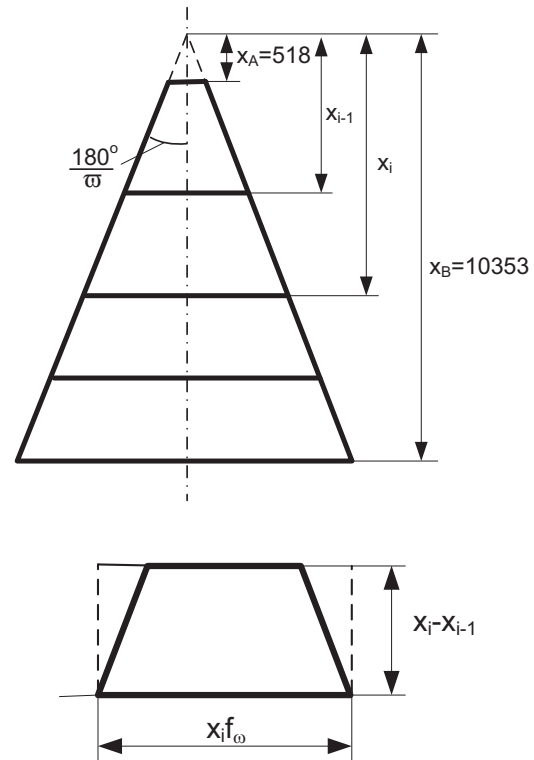
Az 1. táblázat értékeit közelítőleg az alábbiakkal határozzuk meg

$$\beta_i = \beta_{\xi_i} \quad \text{if } x_i - x_{i-1} \leq x_i f_\omega \quad \text{i.e. } x_i \leq \frac{x_{i-1}}{1 - f_\omega} \quad (3)$$

$$\beta_i = \beta_{\eta_i} \quad \text{if } x_i - x_{i-1} > x_i f_\omega \quad (4)$$

1. táblázat. A hajlító nyomaték a_i tényezői

b/a	1	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	
10^4	47	55	62	694	755	812	862	
β	9	4	7					
b/a	1.7	1.8	1.9	2.0	3.0	4.0	5.0	>5
10^4	90	94	98	101	118	123	124	125
β	8	8	5	7	9	5	6	0



3. ábra. Bordatávok és az alaplemez egy darabja

$$\beta_{\xi_i} = a_0 + b \xi_i + c \xi_i^2 + d \xi_i^3 + e \xi_i^4 \quad \xi_i = \frac{x_i f_\omega}{x_i - x_{i-1}} \quad (5)$$

$$\beta_{\eta_i} = a_0 + b \eta_i + c \eta_i^2 + d \eta_i^3 + e \eta_i^4 \quad \eta_i = \frac{x_i - x_{i-1}}{x_i f_\omega} \quad (6)$$

$$a_0 = -0.08022658, \quad b = 0.180443, \quad c = -0.061636, \quad d = 0.009575, \quad e = -0.00056537$$

Az alábbi képletből

$$M_{i\max} = f_{y1} t^2 / 6 \quad (7)$$

t a tetőlemez vastagsága, $f_y = 235$ MPa a folyáshatár, $f_{y1} = f_y / 1.1$ a (7) képlettel.

$$r_i = \sqrt{\frac{t^2 f_{y1}}{6 \beta_i p_M}} \quad (8)$$

a keresett bordatáv

$$x_{0i} = r_i + x_{i-1} \quad \text{if} \quad x_i \leq \frac{x_{i-1}}{1 - f_\omega} \quad (9)$$

$$x_{0i} = \frac{r_i}{f_\omega} \quad \text{if} \quad x_i > \frac{x_{i-1}}{1 - f_\omega} \quad (10)$$

Az x_{0i} értékét egy MathCAD programmal iterációval lehet meghatározni.

Megjegyezzük, hogy a fenti számításban a keresztirányú hajlító nyomatékot elhanyagoltuk, de a biztonság javára azt is elhanyagoltuk, hogy a lemezrészek részlegesen befogott szegélyűek, mert csuklós szegélyeket tételeztünk fel.

5. A BORDÁK MÉRETEZÉSE

Egy bordát terhelő hajlító nyomaték

$$M_{si\max} = p_M s_i x_i^2 f_\omega^2 / 8 \quad (11)$$

$$\text{ahol} \quad s_i = \frac{x_{i+1} - x_{i-1}}{2}$$

és az együttdolgozó lemezszélesség

$$s_{ei} = \left(\frac{1.8}{\beta_{0i}} - \frac{0.8}{\beta_{0i}^2} \right) s_i \quad (12)$$

ahol

$$\beta_{0i} = \frac{s_i}{t} \sqrt{\frac{f_y}{E}}, \text{ de } \beta_{0i} \geq 1 \quad (13)$$

$E = 2.1 \times 10^5$ MPa a rugalmassági modulus.

A szükséges keresztmetszeti tényező

$$W_{0i} = \frac{M_{si\max}}{f_{y1}} \quad (14)$$

Egy borda és a hozzá tartozó együttdolgozó lemez keresztmetszeti területe

$$A_{ei} = \frac{h_i t_{wi}}{2} + b_i t_{fi} + s_{ei} t, \quad h_{li} = h_i - 2t_{fi} \quad (15)$$

A G_i súlypontra vonatkozó távolságok

$$z_{Gi} = \frac{1}{A_{ei}} \left[\frac{h_i t_{wi}}{2} \left(\frac{h_{li}}{4} + \frac{t}{2} \right) + b_i t_{fi} \left(\frac{h_i + t - t_{fi}}{2} \right) \right] \quad (16)$$

$$\text{és} \quad z_{G1i} = \frac{h_i + t - t_{fi}}{2} - z_{Gi} \quad (17)$$

A másodrendű nyomaték

$$I_{yi} = s_{ei} t z_{Gi}^2 + \frac{h_i^3 t_{wi}}{96} + \frac{h_i t_{wi}}{2} \left(\frac{h_{li}}{4} + \frac{t}{2} - z_{Gi} \right)^2 + b_i t_{fi} \left(\frac{h_i + t - t_{fi}}{2} - z_{Gi} \right)^2 \quad (18)$$

Keresztmetszeti tényezők

$$W_{yi} = I_{yi} / z_{0i} \quad (19)$$

ahol z_{0i} a z_{Gi} és z_{G1i} közül a nagyobbik.

A szükséges profilt, amely megfelel a

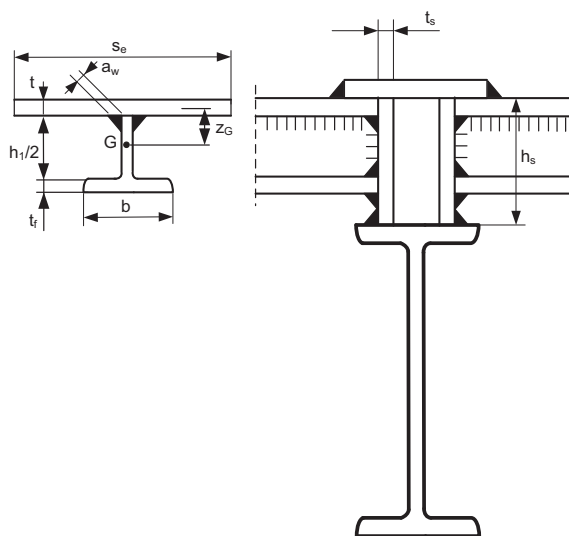
$$W_{yi} \geq W_{0i} \quad (20)$$

feszültségi feltételnek

a 2. táblázatból választjuk.

2. táblázat. A félbevágott hengerelt UB (I) szelvényű bordák méretei

UB profil	h	b	t_w	t_f
152x89x16	152.4	88.7	4.5	7.7
168x102x19	177.8	101.2	4.8	7.9
203x133x26	203.2	133.2	5.7	7.8
254x102x25	257.2	101.9	6.0	8.4
305x102x28	308.7	101.8	6.0	8.8



4. ábra. Borda-keresztmetszet és a tetőlemezek kapcsolata a sugártartóval

6. EGY BORDÁZOTT SZEKTORLEMEZ KÖLTSÉGEI

A gyártás két fázisa

(a) Az alaplemez hegesztése 7 darabból SAW (poralatti) tompavarratokkal. A 9835 mm lemez hosszát 7 részre bontjuk és 6 tompavarrattal hegesztjük össze. A teljes varrathossz

$$L_{w1} = 30783 f_{\omega} \quad (21)$$

és a hegesztési költség

$$K_{w1} = k_w \left(\Theta_1 \sqrt{7\rho V_1} + 1.3 C_{w1} t^2 L_{w1} \right) \quad (22)$$

ahol

$$k_w = 1.0 \$ / \text{min}, \Theta_1 = 2, \rho = 7.85 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3, C_{w1} = 0.1559 \times 10^{-3},$$

a térfogat

$$V_1 = \frac{10353 + 518}{2} 9835 f_{\omega} t = 53.4581 \times 10^6 f_{\omega} t \quad (23)$$

(b) A bordák hegesztése az alaplemezhez és a két sugárirányú záró lemezhez sarokvarratokkal (SMAW)

$$K_{w2} = k_w \left(\Theta_2 \sqrt{(n_{st} + 3)\rho V_2} + \sum_i T_i + T_s \right) \quad (24)$$

ahol n_{st} a bordák száma, $\Theta_2 = 3$,

$$V_2 = V_1 + V_s + \sum_i V_{sti} \quad (25)$$

A sugárirányú szegélylemezek térfogata

$$V_s = 2 \times 9835 h_s t_s \sqrt{1 + 0.25 f_{\omega}^2} \quad (26)$$

$t_s = 6$ mm, h_s a maximális bordamagasság + 30 mm,

egy borda térfogata

$$V_{sti} = A_{sti} x_i f_{\omega}, A_{sti} = \frac{h_i t_{wi}}{2} + b_i t_{fi} \quad (27)$$

Egy borda hegesztési ideje

$$T_i = 1.3 C_{w2} a_w^2 2 x_i f_{\omega} + 1.3 C_{w3} a_w^2 2 (2 h_i + 4 b_i) \quad (28)$$

ahol $C_{w2} = 0.2349 \times 10^{-3}$, $C_{w3} = 0.7889 \times 10^{-3}$

a SAW és SMAW hegesztés állandói

$a_w = 3$ mm, a második fázis értékeit 2-vel szorozzuk, mert függőleges helyzetűek a varratok.

A két sugárirányú szegélylemez hegesztése az alaplemezhez az alábbi időt igényli

$$T_s = 1.3 C_{w3} a_w^2 L_s, L_s = 2 \times 9835 \sqrt{1 + 0.25 f_{\omega}^2} \quad (29)$$

Egy teljes szektorlemez anyagköltsége

$$K_{m1} = k_m \rho V_2, k_m = 1.0 \$ / \text{kg}. \quad (30)$$

Egy teljes szektorlemez festési költsége

$$K_{p1} = k_p S, k_p = 28.8 \times 10^{-6} \$ / \text{mm}^2, \quad (31)$$

ahol a festendő felületek

$$S = S_s + \sum_i S_{sti} + 2 \times 53.4581 \times 10^6 f_{\omega} \quad (32)$$

$$S_s = 2 \times 9835 h_s \sqrt{1 + 0.25 f_{\omega}^2} \quad (33)$$

$$S_{sti} = (h_i + 2 b_i) x_i f_{\omega} \quad (34)$$

Egy szektorlemez teljes költsége

$$K_s = K_{m1} + K_{w1} + K_{w2} + K_{p1} \quad (35)$$

Az $\omega = 12$ osztásszám esetére számított költségek azt mutatták, hogy a legkisebb költség a

$t = 4$ mm alaplemez-vastagsághoz tartozik. Ezért a további számításokat csak ezzel a vastagsággal végeztük. A 3. táblázat adja meg az $\omega = 12$ and $t = 4$ mm értékekkel számított bordatávokat

3. táblázat. Bordatávolságok és méretek mm-ben $\omega = 12$ és $t = 4$ mm esetére

x_i	h
518	-
2197	152.4
3314	152.4
4299	152.4
5248	152.4
6184	152.4
7114	152.4
8041	152.4
8968	177.8
9600	177.8

Az ehhez tartozó költségek: $K_m = 1259$, $K_{w1} = 212$, $K_{w2} = 639$, $K_p = 2001$, és a teljes költség $K_s = 4112$.

7. A SUGÁRTARTÓK MÉRETEZÉSE

A hengerelt I szelvényű sugártartók hajlításra és nyomásra vannak terelve. Terhük a hó- és homokrétegből (p_M), valamint a szektorlemez-tömegeből (q) és saját tömegeből ($\rho_I A_r$) keletkezik

$$p = p_M + q + \rho_I A_r, \quad q = \rho_I V_2 / L_I, \quad \rho_I = 7.85 \times 10^{-5} \text{ N/mm}^3, \quad L_I = 9500 \text{ mm.} \quad (36)$$

A maximális hajlító nyomaték

$$M_{r \max} = p L_1^2 / 8 \quad (37)$$

A nyomó erő

$$N_H = F_M \cos 15^\circ + F_V \sin 15^\circ \quad (38)$$

ahol

$$F_V = P_M = p L / 2, \quad L = 20000 \text{ mm}, \quad H = 9500 \sin 15^\circ = 2459 \text{ mm} \quad (39)$$

$$F_H = \frac{1}{H} \left[F_V L_1 - P_M \left(\frac{L}{2} - \frac{d}{2} \right) \right] = 2.0333 P_M \quad (40)$$

A feszültségi feltétel az Eurocode 3 (2009) [8] szerint

$$\frac{N_H}{\chi A_r f_{y1}} + k_{yy} \frac{M_{r \max}}{W_y f_{y1}} \leq 1 \quad (41)$$

ahol

$$\chi = \frac{1}{\phi + \sqrt{\phi^2 - \bar{\lambda}^2}}, \quad \phi = 0.5 \left[1 + 0.21(\bar{\lambda} - 0.2) + \bar{\lambda}^2 \right] \quad (42)$$

$$\bar{\lambda} = \frac{10353}{r \lambda_E}, \quad \lambda_E = \pi \sqrt{\frac{E}{f_y}} = 93.9 \quad (43)$$

r az inercia sugár, A_r a keresztmetszeti terület

$$k_{yy} = 0.95 \left(1 + 0.6 \bar{\lambda} \frac{N_H}{\chi A_r f_{y1}} \right) \quad (44)$$

A megfelelő I szelvényt az Arcelor katalógusból választjuk UB angol profilokból

8. EGY SUGÁRTARTÓ KÖLTSÉGE

Anyagköltség

$$K_M = k_m \rho V_R, \quad V_R A_r L_R, \quad L_R = 9825 \text{ mm}, \quad (45)$$

A belső tetőgyűrűhöz és a tartálpalásthöz történő hegesztés költsége

$$K_W = k_w \left[\Theta_2 \sqrt{\rho V_R} + 1.3 C_{w3} a_w^2 2x2(2h_1 + 4b) \right] \quad (46)$$

Itt is 2-es szorzót használunk, mert a hegesztési helyzet főleg függőleges és fejeletti.

Festési költség

$$K_P = k_p (2h_1 + 4b) L_R \quad (47)$$

A sugártartó teljes költsége

$$K_R = K_M + K_W + K_P \quad (48)$$

9. JÁRULÉKOS KÖLTSÉG

A szektorlemez sugártartóhoz való hegesztési költsége, továbbá a 200x6x9825 mm méretű fedőlemez anyag-, hegesztési és festési költsége

$$K_A = k_m \rho V_A + 1.3 C_{w2} a_w^2 4L_R k_w + k_p 200L_R \quad (49)$$

$$V_A = 200 \times 6 L_R \quad (50)$$

A teljes tetőszerkezet összköltsége

$$K = \omega (K_s + K_R + K_A) \quad (51)$$

10. AZ OPTIMÁLÁS EREDMÉNYE

A 4. és 5. táblázat adja meg különböző ω értékekre a minimális tömeget és költséget egy szektorra és a teljes tetőszerkezetre

4. táblázat. Tömeg (kg) és költség (\$) egy szektorlemez és egy sugártartót tartalmazó szektorra

ω	ρV_s	K_s	ρV_R	K_R
10	1600	5046	806	1352
12	1259	4112	729	1248
14	1072	3556	588	1078
16	927	3081	588	1078

Látható, hogy a minimális tömeg és minimális költség az $\omega = 14$ illetve $\omega = 10$ értékhez tartozik. Megjegyezzük, hogy az $\omega = 8$ érték irreális, mert az ehhez tartozó szektorlemez alakja nem trapéz, hanem körcikk, amely sugárirányú segédbordákat igényel, ami a költség növekedését eredményezné.

5. táblázat. Tömeg (kg) és költség (\$) a teljes tetőszerkezetre. Az optimumok vastag betűkkel vannak kiemelve

ω	ρV_{roof}	K_{roof}
10	24060	66550
12	23856	67400
14	23240	68470
16	24240	70650

KÖVETKEZTETÉSEK

A szisztematikus optimális méretezés a következőket mutatta:

- (1) A szektorelemek alaplemez-vastagsága 4 mm legyen, ami a hegesztéshez meghatározott minimum.
- (2) A szektorelemek érintőleges bordáinak nem egyenletes osztástávolságait speciális MathCAD programmal lehet meghatározni.
- (3) A szektorelemek félbevágott hengerelt I szelvényű érintőleges bordáinak magasságát a hajlítás okozta feszültség feltételéből lehet kiszámítani.
- (4) A hengerelt I szelvényű sugártartók magassága a hajlításra és nyomásra vonatkozó feszültségi feltételből határozható meg.
- (5) A minimális szerkezet-tömeget vagy költséget adó sugártartó-számot a tárgyalta numerikus problémánál 10 és 16 értékek közötti szisztematikus kereséssel lehetett megállapítani.

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A kutató munka az OTKA T 109860 projekt támogatásával valósult meg, valamint a Miskolci Egyetem stratégiai kutatási területén működő Innovációs Gépészeti Tervezés és Technológiák Kiválósági Központ keretében

IRODALOM

- [1] Farkas,J.: Újrendszerű hegesztett, álló hengeres földalatti folyadéktároló tartályok. Gép 14 (1962) No.4. 139-142.
- [2] Farkas,J.: Minimum cost design of a welded stiffened steel sectorial plate. Steel Construction 2 (2009) No.2. 131-137.
- [3] Farkas,J.: Hegesztett bordázott körcikk lemez méretezése költségminimumra. Könnyűszerkezetes Építés (Hírlevél) 6 (2010) No.1.24-36.
- [4] Jármái,K., Farkas,J. Optimum design of welded stiffened plate structure for a fixed storage tank roof. In „Safety and reliability of welded components in energy and processing industry. Proc. of the IIW Internat. Conference Graz Austria 2008. Mayr,P.,

- Posch,G., Cerjak,H. eds. Graz Univ. of Technology”. 137-142.
- [5] Farkas,J., Jármái,K.: Optimum design of steel structures. Springer, Heidelberg etc. 2013.
 - [6] Eurocode 1. Actions on structures. Part 1-3. General actions. Snow loads. 2003.
 - [7] S.Timoshenko and S.Woinowsky-Krieger, *Theory of plates and shells*, New York-Toronto-London: McGraw Hill, 1959.
 - [8] Eurocode 3. Design of steel structures. Part 1-1. General structural rules. 2009.

HEGESZTETT OSZLOPOK ÉS GERENDÁK OPTIMÁLIS MÉRETEZÉSE KÖLTSÉGMINIMUMRA TŰZVÉDELEMMEL

OPTIMIZATION FOR COST MINIMUM OF WELDED COLUMNS AND BEAMS FOR FIRE SAFETY

*Prof. Dr. Jármai Károly**, *Prof. Dr. em. Farkas József***

ABSTRACT

The two important principles of welded structures is optimized for cost minimum with and without fire protection. A square box section compressed column is designed for overall and local buckling. For a simply supported box beam the stress, deflection and buckling conditions are taken into account. The cost function includes the cost of materials, welding, painting and fire protection costs. In the case of design without fire protection the critical temperature formula of Eurocode 3 is applied. For both kinds of structures the fire protected version is cheaper than the unprotected one. The reason is that in case of protection much thinner plates are necessary.

ÖSSZEFOGLALÁS

A hegesztett szerkezetek két fontos alapeleme van optimalva költségminimumra tűzvédelemmel illetve anélkül. Egy négyzetes szekrényszelvényű nyomott oszlop van méretezve kihajlásra és lemezhorpadásra. Egy szekrényszelvényű kéttámaszú tartó esetén a feszültségi, lehajlási és horpadási feltételek vannak figyelembe véve. A költségfüggvény tartalmazza az anyagköltséget, a hegesztési, festési és tűzvédelmi költséget. A tűzvédelem nélküli esetben a kritikus hőmérséklet módszere van alkalmazva az Eurocode 3 képleteivel. Mindkét szerkezet esetén a tűzvédelemmel ellátott szerkezet olcsóbb, mint a védelem nélküli. Ennek oka, hogy védelem esetén sokkal vékonyabb lemezek szükségesek.

1. BEVEZETÉS

A korszerű teherviselő szerkezetektől megkívánt követelmények a biztonság, gyárthatóság és gazdaságosság. Az optimáló rendszerben ezeket a tervezési és gyártási feltételek kielégítése valamint a költségfüggvény minimalása garantálja.

Az egyes szerkezeti változatok reális összehasonlításához aránylag egyszerű költségcsökkentési módszert fejlesztettünk ki (Farkas – Jármai 1997, 2003,

2008). Az anyag-, hegesztési és festési költségeket kiegészítettük a tűzvédelmi költségekkel.

Az acélszerkezetek tűzvédelmi tervezésével foglalkozó szakirodalomból megemlíjtük Choi és társai (2002), Franssen és társai (1995), Vila Real és társai (2005) és Farkas-Jármai (2010) tanulmányát.

A bonyolult függvények miatt az optimalás általában csak numerikusan tárgyalható és így teljesen általános következtetések nem vonhatók le. Ennek ellenére az eredmények igen hasznosak lehetnek az innovatív tervezés számára, mert a numerikus problémákat a valósághoz közelieknek választjuk.

A tüzek okozta tönkremenetelek azt mutatják, hogy az acélszerkezetek nagyon érzékenyek a magas hőmérsékletekre. Ezért a tűzvédelmi méretezésre Eurocodokat dolgoztak ki (Eurocode 1, Eurocode 3-2005a, 2005b).

Két numerikus problémát tárgyalunk: négyzetes szekrényszelvényű nyomott oszlop és szekrényszelvényű kéttámaszú, hajlításra és nyírásra igénybevett tartó esetét tűzvédelemmel és anélkül.

2. A KRITIKUS HŐMÉRSÉKLET MÓDSZERE

Az 1. ábra a hőmérséklet-idő görbét mutatja égő gáz illetve acél esetére. A gáz-hőmérséklet képlete

$$\Theta_g = 20 + 345 \log\left(\frac{8T}{60} + 1\right) \quad (1)$$

T az idő $-s$ -ban.

Az acélszerkezet hőmérséklete egy idő-intervallumban

$$\Delta\Theta_a = \frac{A_m}{V} \frac{h_{netd}}{c_a \rho_m} \Delta T \quad (2)$$

c_a az acél fajhője,

$$c_a = 425 + 7.73 \times 10^{-1} \Theta_a - 1.69 \times 10^{-3} \Theta_a^2 + 2.22 \times 10^{-6} \Theta_a^3 \quad (3)$$

ρ_m az acél sűrűsége, A_m/V állandó keresztmetszetű rudakra a kerület/keresztmetszeti terület viszonyszám, négyzetes szekrényszelvényre

* egyetemi tanár, ** emeritusz professzor, Miskolci Egyetem, 3515 Miskolc, Egyetemváros

$$A_m/V = 1/t \quad (4)$$

A tényleges hőáram egységnyi felületre jutó tervezési értéke

$$h_{netd} = h_{netc} + h_{netr} \quad (5)$$

A konvekciós hőáram

$$h_{netc} = 25(\Theta_g - \Theta_a) \quad (6)$$

és a sugárzási hőáram

$$h_{netr} = 0.8 \times 5.67 \times 10^{-8} [(\Theta_g + 273)^4 - (\Theta_a + 273)^4] \quad (7)$$

5.67×10^{-8} a Boltzmann-állandó.

A kritikus hőmérséklet

$$\Theta_{cr} = 39.19 \ln \left(\frac{1}{0.9674 \mu_0^{3.833}} - 1 \right) + 482 \quad (8)$$

ahol $\mu_0 = N_{fi}/N_0$ (9)

N_{fi} és N_0 a határ-nyomóerő tűz illetve szobahőmérséklet esetén.

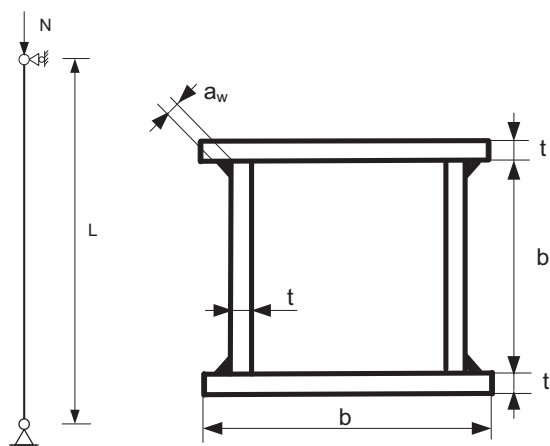
A kritikus hőmérsékletre tartozó R tűzellenállási időt az (1)-(9) képletek lépésről lépésre való alkalmazásával határozzuk meg. Mivel 600°C -ig a (2) képletben szereplő paraméterek három lineáris intervallummal közelíthetők meg, így a három intervallum

$$\Theta_{a1} = \Theta_{cr} / 3, \Theta_{a2} = 2\Theta_{cr} / 3, \Theta_{a3} = \Theta_{cr} \quad (10)$$

A végleges $R = \sum R_i$ három iterációval határozható meg MathCAD algoritmussal

$$\Delta R_i = \frac{\Theta_{ai} c_{ai} \rho_m}{6 \times 10^4 h_{netdi}}, i = 1, 2, 3 \quad (11)$$

3. CSUKLÓS VÉGŰ, KÖZPONTOSAN NYOMOTHEGESZTETT NÉGYZETES SZEKRÉNYSZELVÉNYŰ RÚD



1. ábra. Hegesztett négyzetes szekrényszelvényű nyomott rúd

3.1. Kihajlási feltétel szobahőmérséklet esetén

$$N \leq N_0 \quad (12)$$

$$N_0 = \chi f_y A \quad (13)$$

A kihajlási tényező

$$\chi = \frac{1}{\phi + \sqrt{\phi^2 - \bar{\lambda}^2}}, \phi = \frac{1}{2} [1 + \alpha(\bar{\lambda} - 0.2) + \bar{\lambda}^2] \quad (14)$$

ahol

$$\bar{\lambda} = \frac{\lambda}{\lambda_E}, \lambda = \frac{L}{r}, r = \sqrt{\frac{I}{A}}, \lambda_E = \pi \sqrt{\frac{E}{f_y}} \quad (15)$$

Négyzetes szekrényszelvényre

$$A = 4bt \quad (16)$$

$$I = \frac{2b^3t}{3} + \frac{bt^3}{6} \quad (17)$$

Tűzvédelmi méretezés esetén $\alpha = 0.49$.

3.2. Kihajlás tűz esetén

$$N \leq N_{fi,t} \quad (18)$$

$$N_{fi,t} = \chi_{fi,t} A k_{y\Theta_i} f_y / \gamma_{Mfi} \quad (19)$$

$\gamma_{Mfi} = 1$

$$\chi_{fi,t} = \frac{1}{\varphi_{\Theta} + \sqrt{\varphi_{\Theta}^2 - \bar{\lambda}_{\Theta}^2}}, \varphi_{\Theta} = \frac{1}{2} (1 + \alpha \bar{\lambda}_{\Theta} + \bar{\lambda}_{\Theta}^2) \quad (20)$$

$$\alpha = 0.65 \sqrt{\frac{235}{f_y}}, \bar{\lambda}_{\Theta} = \bar{\lambda} \sqrt{\frac{k_{y\Theta_i}}{k_{E\Theta_i}}} \quad (21)$$

A $k_{y\Theta_i}$ és $k_{E\Theta_i}$ tényezőket lineáris intervallumokkal közelíthetjük

$$k_{y\Theta 0} = 1 \quad \text{if } 20^\circ\text{C} < \Theta_a < 400^\circ\text{C} \quad (22)$$

$$k_{y\Theta 1} = \frac{500 - \Theta_a}{100} \cdot 0.22 + 0.78 \quad \text{if } 400^\circ\text{C} < \Theta_a < 500^\circ\text{C} \quad (23)$$

$$k_{y\Theta 2} = \frac{600 - \Theta_a}{100} \cdot 0.31 + 0.47 \quad \text{if } 500^\circ\text{C} < \Theta_a < 600^\circ\text{C} \quad (24)$$

és

$$k_{E\Theta 0} = 1 \quad \text{if } 20^\circ\text{C} < \Theta_a < 100^\circ\text{C} \quad (25)$$

$$k_{E\Theta 1} = \frac{500 - \Theta_a}{400} \cdot 0.4 + 0.6 \quad \text{if } 100^\circ\text{C} < \Theta_a < 500^\circ\text{C} \quad (26)$$

$$k_{E\Theta 2} = \frac{600 - \Theta_a}{100} \cdot 0.29 + 0.31 \quad \text{if } 500^\circ\text{C} < \Theta_a < 600^\circ\text{C} \quad (27)$$

3.3. Lemezhorpadási feltétel

Szobahőmérsékletre

$$b/t \leq 42\varepsilon, \varepsilon = \sqrt{235/f_y} \quad (28)$$

Tűz esetére az Eurocode 3 csökkentett értéket javasol

$$b/t \leq 0.8 \times 42 \varepsilon = 33.6 \varepsilon \quad (29)$$

Knobloch és társai (2005) kísérletei alapján

$$b/t \leq 0.6 \times 42 \varepsilon = 25.2 \varepsilon \quad (30)$$

3.4. Költséggüggvény

A hegesztési költség általános képlete (Farkas – Jármai 2003, 2008, 2013)

$$K_w = k_w \left(C_1 \Theta_c \sqrt{\kappa \rho V} + 1.3 \sum_i C_{wi} a_{wi}^n C_{pi} L_{wi} \right) \quad (31)$$

k_w [\$/min] a hegesztési költség tényező, C_1 az előkészítési tényező, értéke $C_1 = 1 \text{ min/kg}^{0.5}$, Θ az előkészítés (összeszerelés) bonyolultsági tényezője, a képlete első tagja az előkészítési idő, κ az összeszerelt elemek száma, ρV az összeszerelt szerkezeti egység tömege, a második tag a hegesztési idő, C_w és n állandók, amelyek az alkalmazott hegesztési eljárásához és varratalakhoz tartoznak, C_p a hegesztési helyzet tényezője (vályúhelyzet 1, függőleges 2, fejelett 3), L_w a varrathossz, az 1.3 szorzó a járulékos hegesztési időket veszi figyelembe (salakolás, kifaragás, elektródcseré).

Az anyagköltség

$$K_m = k_m \rho V, V = AL, k_m = 1.0 \$/\text{kg} \quad (32)$$

Esetünkben a 4 sarokvarrat költsége GMAW-C (Gas metal arc welding with CO₂ --CO₂ védőgázos) hegesztés

$$K_w = k_w \left(C_1 \Theta_c \sqrt{\kappa \rho V} + 1.3 C_w a_w^2 L_w \right), k_w = 1.0 \$/\text{min} : \\ C_1 = 1.0 \text{ min/kg}^{0.5} \quad (33)$$

$\Theta_c = 2$, $\kappa = 4$, sarokvarrat-méret $a_w = 0.3t$, $C_w = 0.3394 \times 10^{-3}$, $L_w = 4L$.

Festési költség

$$K_p = k_p S, k_p = 28.8 \times 10^{-6} \$/\text{mm}^2, S = 4bL \quad (34)$$

Teljes költség

$$K = K_m + K_w + K_p \quad (35)$$

3.5. Szám adatok és eredmények

Centrikus nyomó erő tűz esetére $N = 10^7$ [N]. Ez az erő a tényleges erőből van számítva η_{fi} tényező figyelembe vételével. Rúdhossz $L = 6$ m. Acél folyáshatár $f_y = 235$ MPa.

Az optimálás szisztematikus kereséssel történt MathCAD algoritmussal. Az eredményeket az 1. és 2. táblázat adja meg.

1. táblázat. Eredmények védelem nélküli rúdra $R = 30$ min idejű tűz ellenállásra. Az optimum vastag betűkkel van kiemelve

b mm	t mm	$10^{-3}A$	K \$	Θ_{cr} °C	R min	$10^{-7}N_{fiT}$ [N]
500	38	76.00	5541	556	31.2	1.013
500	37	74.00	5372	551	30.2	0.977
510	37	75.48	5451	555	30.5	1.003
520	36	74.88	5359	554	29.9	0.856
530	35	74.20	5265	553	29.4	0.857

2. táblázat. Eredmények védelemmel ellátott rúdra $R = 60$ min idejű tűz ellenállásra. Az optimum vastag betűkkel van kiemelve. K a költség a (35) szerint védelmi költség nélkül. Az utolsó sorban feltüntetett eredmény nem felel meg a horpadási feltételnek

b mm	t mm	$10^{-3}A$	K \$	$10^{-7}N_{fiT}$ [N]	b/t
630	20	50.40	3385	1.012	31.5
660	19	50.16	3357	1.014	34.7
700	18	50.40	3361	1.028	38.9
720	17	48.96	3271	1.003	42.4

3.6. A védelmi költség figyelembe vétele

Az alábbi adatok a magyar iparból származnak.

(a) „Polylack” festés

Költségtényező $k_{p1} = 60$ \$/m², felület: $S = 4 \times 0.66 \times 6 = 15.84$ m²

$$K_{p1} = k_{p1} S = 950 \text{ $}$$

$$K_1 = K - K_p + K_{p1} = 3357 - 456 + 950 = 3851 \text{ $}$$

A védelem nélküli költség $K = 5451$ \$, vagyis a költségmegtakarítás 29%.

(b) „Rigips” gipszkarton 12.5 mm vastagsággal

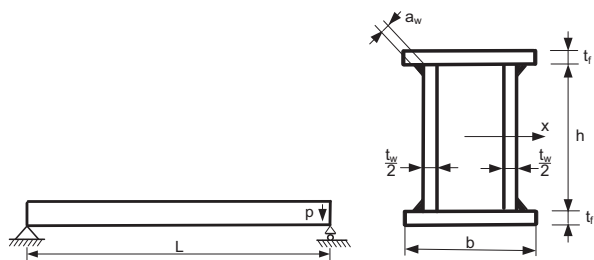
Költségtényező $k_{p2} = 5.0$ \$/m², $K_{p2} = k_{p2} S = 79.0$ \$, munkaköltség $K_L = 70$ \$

$$K_2 = 3357 - 456 + 79 + 70 = 3050 \text{ $}$$

A védelem nélküli költség $K = 5451$ \$, a költségmegtakarítás 44%.

4. EGYENLETESEN MEGOSZLÓ TERHŰ KÉTTÁMASZÚ, HEGESZTETT SZEKRÉNY-SZELVÉNYŰ TARTÓ

Az optimálást négy esetre végezzük el: védelem nélküli és védelemmel ellátott tartó feszültségi illetve lehajlási feltétellel. A képletekben az alábbi indexeket használjuk: védelem nélkül, feszültségi feltétel σ , védelem nélkül lehajlási feltétel w , védelem, feszültségi feltétel σ_1 , védelem, lehajlási feltétel w_1 .



3. ábra. Kéttámaszú szekrénytartó

4.1. Optimalizálás

A négy hossz-sarokvarrat költsége nem jelentős a teljes költséghez képest, ezért elég a keresztmetszet-területet minimálni feltételezve, hogy a keresztmetszet állandó.

A h , t_w , b , t_f méreteket kell optimalizálni, hogy a $A = ht_w + 2bt_f$ (36)

keresztmetszet-terület minimális legyen és alábbi feltételek teljesüljenek

(a) feszültségi feltétel

$$\sigma_{max} = \frac{M}{W_x} \leq f_{y1} \quad \text{or} \quad W_x \geq \frac{M}{f_{y1}} = W_0 \quad (37)$$

$$I_x = \frac{h^3 t_w}{6} + 2bt_f \left(\frac{h}{2}\right)^2; W_x = \frac{I}{h/2} = \frac{h^2 t_w}{3} + bt_f h \quad (38)$$

A hajlító nyomaték

$$M = p_s L^2 / 8, \quad (39)$$

Figyelembe vesszük a tartó öntömeget is $p_s = 1.5p + 1.1\rho_l A$, $\rho_l = 7.85 \times 10^{-5} \text{ N/mm}^3$. (40)

(b) Lehajlási feltétel

$$w_{max} = \frac{C_w}{I} \leq w_{adm} = \frac{L}{\phi}; \quad C_w = \frac{5p_d L^4}{384E}; \quad \phi = 300 \quad (41)$$

vagy

$$I \geq I_0 = \frac{5p_w L^4}{384E w_{adm}} \quad (42)$$

A lehajlási feltételt a biztonsági tényező nélküli teherintenzitással számítjuk, így

$$p_w = p + \rho_l A \quad (43)$$

(c) A gerinclemezek horpadási feltétele

$$\frac{h}{t_w / 2} \leq \frac{1}{\beta}; \quad \text{vagy} \quad t_w \geq 2\beta h \quad (44)$$

$$\text{ahol } 1/\beta = 69\varepsilon; 1/\beta_{fi} = 69\varepsilon\alpha_{fi}, \varepsilon = \sqrt{\frac{235}{f_y}} \quad (45)$$

A védelem nélküli tartóra $\alpha_{fi} = 0.6$, a védelemmel ellátottra $\alpha_{fi} = 1$.

(d) A nyomott övlemez horpadási feltétele

$$\frac{b}{t_f} \leq \frac{1}{\delta} = 42\varepsilon, \frac{1}{\delta_{fi}} = 42\varepsilon\alpha_{fi}, \alpha_{fi} = 0.6 \quad \text{vagy} \quad t_f \geq \delta b \quad (46)$$

Aktívnak véve a gerinchorpadási feltételt, a feszültségi feltétel

$$W = \frac{\beta h^3}{3} + bt_f h \geq W_0 \quad (47)$$

bt_f -et kifejezve és a (36)-ba helyettesítve

$$A = \frac{2W_0}{h} + \frac{4\beta h^2}{3} \quad (48)$$

3. táblázat. Az optimális szekrény-szelvények jellemzői

Feszültségi feltétel	Lehajlási feltétel
$h_\sigma = \sqrt[3]{0.75W_0 / \beta}$	$h_w = \sqrt[4]{3I_0 / \beta}$
$t_{w\sigma} / 2 = \beta h_\sigma$	$t_{ww} / 2 = \beta h_w$
$A_\sigma = 4\beta h_\sigma^2 = \sqrt[3]{36\beta W_0^2}$	$A_w = 8\beta h_w^2 / 3 = \sqrt{64\beta I_0 / 3}$
$b_\sigma = h_\sigma \sqrt{\beta / \delta}$	$b_w = h_w \sqrt{\beta / (3\delta)}$
$t_{f\sigma} = \delta b_\sigma$	$t_{fw} = \delta b_w$
$I_{x\sigma} = 2\beta h_\sigma^4 / 3$	$I_{xw} = \beta h_w^4 / 3$
$W_{x\sigma} = 4\beta h_\sigma^3$	$W_{xw} = 2\beta h_w^3 / 3$

$$A \frac{dA}{dh} = 0 \quad (49)$$

feltételből kapjuk a feszültségi feltételre érvényes optimális h képletét

$$h_\sigma = \sqrt[3]{\frac{3W_0}{4\beta}} \quad (50)$$

Hasonlóan a lehajlási feltétel esetén

$$h_w = \sqrt[4]{\frac{3I_0}{\beta}}; I_0 = \frac{\phi C_w}{L} \quad (51)$$

Ezzel a közelítő optimalással az optimális keresztmetszet többi fontos képletét a h_σ vagy h_w értékeivel kifejezhetjük. Ezeket adja meg a 3. táblázat

Szám adatok

$p = 90 \text{ N/mm}$, $L = 15 \text{ m}$, $f_y = 235 \text{ MPa}$, $f_{y1} = f_y / 1.1 = 213.6 \text{ MPa}$.

4.2. A védelem nélküli tartó optimalizálása feszültségi feltételre

Biztonsági tényezővel szorzott teher szobahőmérsékletre

$$p_{\sigma} = 1.5p + 1.1\rho_1 A_{\sigma} \quad (52)$$

és tűz esetére

$$p_{\sigma fi} = 1.5p + 1.1\rho_1 A_{\sigma fi}; A_{\sigma fi} = 4\beta_{fi} h_{\sigma}^2 \quad (53)$$

Hajlító nyomaték tűz esetére

$$M_{fi} = p_{\sigma fi} L^2 / 8 \quad (54)$$

Határnyomaték szobahőmérsékletre

$$M_0 = W_{x\sigma} f_{y1} \quad (55)$$

Kihasználati tényező

$$\mu_0 = \frac{M_{fi}}{M_0} \quad (56)$$

A kerület/keresztmetszeti terület viszonyszám szekrényszelvényre

$$\frac{A_m}{V} = \frac{2(h_{\sigma} + b_{\sigma})}{A_{\sigma}} = \frac{1 + \sqrt{\frac{\beta}{\delta}}}{2\beta_{fi} h_{\sigma}} = \frac{61.41\varepsilon\alpha_{fi}}{h_{\sigma}} \quad (57)$$

Az optimális h_{σ} meghatározása a kritikus hőmérséklet módszerével történik. Az $R = 30$ min tartóssági időre vonatkozó optimum $h_{\sigma} = 1230$ mm. A tartó további értékeit a 4. táblázat adja meg.

A maximális feszültség

$$\sigma_{max\sigma} = \frac{M_{fi}}{W_{x\sigma}} \quad (58)$$

ahol $W_{x\sigma}$ -t a (38) képletből számítjuk.

A legnagyobb lehajlás

$$w_{max\sigma} = \frac{5p_{wfi\sigma} L^4}{384k_{E\theta} EI_{x\sigma}} \quad (59)$$

ahol $k_{E\theta}$ -t a (27)-ből számítjuk,

$$p_{wfi\sigma} = p + \rho_1 A_{\sigma} \quad (60)$$

A költségszámításhoz a (32)-(35) képleteket használjuk az alábbi változtatásokkal

$$V_{\sigma} = A_{\sigma} L; S_{\sigma} = 2L(h_{\sigma} + b_{\sigma}), a_{w\sigma} = 0.3 \frac{t_{w\sigma}}{2} \quad (61)$$

A költségeket a (32, 33, 34) képletekhez hasonlóan számítjuk az alábbi különbségekkel

$$K_m = k_m \rho V_{\sigma}, K_p = k_p S_{\sigma} \quad (62)$$

4.3. Védelemmel ellátott tartó optimalítása feszültségi feltétel esetén

Az optimalást a 3. táblázat alapján végezzük. A σl indexet használjuk. Az optimális tartó-magasság $h_{\sigma l} = 990$ mm.

$$\sigma_{max\sigma l} = \frac{p_{\sigma l} L^2}{8W_{x\sigma l}}; p_{\sigma l} = 1.5p + 1.1\rho_1 A_{\sigma l} \quad (63)$$

$$w_{max\sigma l} = \frac{5p_{w\sigma l} L^4}{384EI_{x\sigma l}}; p_{w\sigma l} = p + \rho_1 A_{\sigma l} \quad (64)$$

A költségeket a 3.6 pontnak megfelelően számítjuk

Megjegyezzük, hogy a védelem öntömegét el lehet hanyagolni. (A 12.5 mm vastag Rigips gipszkarton térfogatsúlya 10.5 kg/m², és a tűzálló festéké 2 mm vastagság esetén 3.5 kg/m².)

Az eredményeket a 4. táblázat adja meg.

4. táblázat. A védelemmel ellátott és védelem nélküli tartó jellemzői feszültségi feltétel esetén. Méretek mm-ben, feszültségek MPa-ban, költségek \$-ban

Védelem nélkül	Védelemmel
$h_{\sigma} = 1230$	$h_{\sigma l} = 990$
$b_{\sigma} = 960$	$b_{\sigma l} = 775$
$t_{w\sigma} = 60$	$t_{w\sigma l} = 30$
$t_{f\sigma} = 38$	$t_{f\sigma l} = 19$
$\sigma_{max\sigma} = 69$	$\sigma_{max\sigma l} = 202$
$w_{max\sigma} = 22$	$w_{max\sigma l} = 31$
$K_m = 17280$	$K_{m l} = 6965$
$K_w = 2670$	$K_{w l} = 870$
$K_p = 1892$	$K_{p pro} = 3177, K_{p ro l} = 476$
$K = 21840$	$K_1 = 11010, K_2 = 8311$

A 4. táblázat értékei mutatják, hogy a védelemmel ellátott tartó sokkal olcsóbb, mint a védelem nélküli. A Rigips-szel védett tartó olcsóbb, mint a tűzálló festékkel bevont.

4.4. Védelem nélküli tartó optimalítása lehajlási feltétel esetén

A 3. táblázat jobboldali oszlopának képleteit használjuk w indexszel. Az (52)-(55) képleteket alkalmazzuk w indexszel σ index helyett. Az (56) képlet

$$\mu_0 = \frac{p_{wfi}}{p_w} = \frac{E_{fi} I_{0 fi}}{EI_0} = \frac{k_{E\theta} (600^0)}{\beta_1} = \frac{0.31}{0.6} = 0.517 \quad (65)$$

Az (57) képlet

$$\frac{A_m}{V} = \frac{2(h_w + b_w)}{A_w} = \frac{3 \left(1 + \sqrt{\frac{\beta}{\delta}} \right)}{\beta h_w} = \frac{75.06\varepsilon\alpha_{fi}}{h_w} \quad (66)$$

A kritikus hőmérséklet a (8) képlettel 579⁰C.

A 2. pont szerinti optimalás $R = 30$ min tűzállósági idő esetére $h_{w opt} = 1500$ mm.

Az (58)-(62) képletekben az indexeket σ -ról w -re cseréljük.

Az optimális tartó jellemzőit az 5. táblázat tartalmazza.

4.5. Védelemmel ellátott tartó optimalítása lehajlási feltétel esetén

Az optimalizálást a 3. táblázat segítségével végezzük. A w_l indexet használjuk. Az optimális tartómagasság $h_{wl} = 1050$ mm. A (63) és (64) képletekben a σ_1 indexet kicseréltük w_l -re.

Az eredményeket az 5. táblázat tartalmazza.

5. táblázat. Eredmények védelem nélküli és védelemmel ellátott tartóra lehajlási feltétel esetén. Méretek mm-ben, feszültségek MPa-ban, költségek \$-ban

Védelem nélkül	Védelemmel
$h_w = 1500$	$h_{wl} = 1050$
$b_w = 680$	$b_{wl} = 475$
$t_{ww} = 74$	$t_{wvl} = 32$
$t_{fw} = 27$	$t_{fvl} = 19$
$\sigma_{maxw} = 75$	$\sigma_{maxwl} = 255$
$w_{maxw} = 21$	$w_{maxwl} = 37$
$K_m = 17390$	
$K_w = 3789$	
$K_p = 1884$	
$K = 23070$	

Látható, hogy a védelemmel ellátott tartó nem felel meg a feszültségi feltételnek ($255 > 213$ MPa), így az ehhez tartozó költségeket nem számítottuk ki.

A 4. és 5. táblázat értékeit összehasonlítva megállapítható, hogy a költségek magasabbak a lehajlási, mint feszültségi feltétel esetén.

5. KÖVETKEZTETÉSEK

Hegesztett négyzetes szekrényszelvényű nyomott rúd méretezése történt kihajlásra és lemezhorpadásra. Hegesztett szekrényszelvényű kéttámaszú tartó optimalizálása történt feszültségi, lehajlási és lemezhorpadási feltételekkel.

Analitikus optimalizáló módszert alkalmaztunk a hajlítót tartóra, a bonyolultabb optimalizációs problémákra MathCAD algoritmus használtunk.

A költségfüggvény az anyag-, hegesztési, festési és tűzvédelmi költségeket tartalmazta. A Polylack tűzálló festéket illetve a Rigipsz gipszkartont vettük figyelembe.

A védelem nélküli rudakra a 30 perces, a védelemmel ellátottakra a 60 perces tűzállósági időt vettük figyelembe. Az Eurocode 3 kritikus hőmérsékletre megadott képleteit alkalmaztuk.

A feszültségi feltételre méretezett hajlítót tartó költsége kisebb mint a lehajlási feltételre optimalt.

Mindkét tartónál a tűzvédelemmel ellátott verzió sokkal olcsóbb mint a védelem nélküli. Ezt a különbséget a szükséges kisebb lemezvastagságok okozzák.

6. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A kutatás az Európai Unió és Magyarország támogatásával, az Európai Szociális Alap

társfinanszírozásával a TÁMOP 4.2.4.A/2-11-1-2012-0001 azonosító számú „Nemzeti Kiválóság Program – Hazai hallgatói, illetve kutatói személyi támogatást biztosító rendszer kidolgozása és működtetése konvergencia program” című kiemelt projekt keretei között valósult meg. A kutató munka részben a Miskolci Egyetem stratégiai kutatási területén működő Innovációs Gépészeti Tervezés és Technológiák Kiválósági Központ keretében valósult meg, valamint az OTKA T 109860 projekt támogatásával.

7. IRODALOM

- Choi, S.K., Burgess, I.W., Plank, R.J. (2002) Structural behaviour of unrestrained composite truss systems in fire. In Proceedings of Third European Conference on Steel Structures. 2002 Coimbra, Portugal, Eds Lamas, A., Simoes da Silva, L. Vol. II. 1459-1468.
- Eurocode 1: Actions on structures. Part 1-2. General actions. Actions on structures exposed to fire. Brussels, 2005.
- Eurocode 3 (2005a) Design of steel structures. Part 1-2. General rules. Structural fire design. Brussels, 2005.
- Eurocode 3. (2005b) Design of steel structures. Part 1-1. General structural rules. Brussels, 2005.
- Farkas, J., Jármai, K. (1997) Analysis and optimum design of metal structures, Rotterdam: Balkema.
- Farkas, J., Jármai, K. (2003) Economic design of metal structures, Rotterdam: Millpress...
- Farkas, J., Jármai, K. (2008) Design and optimization of metal structures, Chichester: Horwood Publishing Ltd.
- Farkas, J., Jármai, K. (2010) Minimum cost design for fire resistance of welded steel structures. J. Structural Fire Engineering Vol. 1. No. 2. 2010. 101-113.
- Farkas, J., Jármai, K. (2013) Optimum design of steel structures. Springer, Heidelberg etc.
- Franssen, J.M., Schleich, J.B., Cajot, L.G. (1995) A simple model for the fire resistance of axially loaded members according to Eurocode 3. Journal of Constructional Steel Research 35(1995) 49-69.
- Knobloch, M., Fontana, M., Frangi, A. (2008) On the interaction of global and local buckling of square hollow sections in fire. 5th Internat. Conference on coupled instabilities in metal structures. CMIS 2008. Sydney, Australia. pp. 587-594.
- Vila Real, P.M.M., Simoes da Silva, L., Lopes, N., Franssen, J.M. (2005) Fire resistance of unconstrained welded steel beams submitted to lateral-torsional buckling. In Proceedings of 4th European Conference on Steel and Composite Structures. Maastricht, The Netherlands, 2005. Verlag Mainz, Aachen, 2005. Vol. C. 5-1-119-126.

SZENTJÁNOSBOGÁR ALGORITMUS DISZKRETIZÁLÁSA TÖBB UTAZÓ ÜGYNÖKÖS PROBLÉMA MEGOLDÁSÁRA

DISCRETIZATION OF THE FIREFLY ALGORITHM FOR THE MULTIPLE TRAVELLING SALESMAN PROBLEM

Dr. Kota László^{*}, Prof. Dr. Jármai Károly^{**}

ABSTRACT

The aim of this research is developing a discrete firefly optimization algorithm to solve the multiple travelling salesmen problem (MTSP) and later the fixed destination multiple route multiple travelling salesmen problem. In this article we will introduce the first steps of this research. We will introduce one proposed discretization of the firefly algorithm at this special problem, which heavily based on the characteristic of the problem and state space.

1. SZENTJÁNOSBOGÁR ALGORITMUS

A szentjánosbogár algoritmust Xin-She Yang fejlesztette a szentjánosbogarak repülését figyelve [1]. Az algoritmus hatékonysága összemérhető a legújabb metaheurisztikus algoritmusokkal, mint például a harmónia keresés [2] vagy egyéb PSO alapú új algoritmusokkal [3]. A természetben a szentjánosbogarak fényfelvillanásokkal vonzzák egymást. A mesterséges szentjánosbogarak:

- uniszexuálisak: minden szentjánosbogár vonzza az összes többi,
- a vonzás erőssége arányos a fényességgel, két szentjánosbogárnál a fényesebb vonzza a kevésbé fényeset,
- ha nincs fényesebb szentjánosbogár, akkor az az egyed véletlenszerűen mozdul el,
- a szentjánosbogarak fényessége a célfüggvénytől függ [4].

Az algoritmus pszeudó kódja a következő:

Begin

Célfüggvény meghatározása: $f(x)$

Kezdeti szentjánosbogár populáció generálása: X_i ($i=1..n$)

Fényesség függvényének meghatározása: $I, I_0f(x)$, vagy egyszerűen $I=f(x)$

Abszorpciós koefficiens meghatározása γ

While ($t < \text{MaxGeneration}$)

for $i=1:n$ (n szentjánosbogár)

for $j=1:n$ (n szentjánosbogár)

if ($I_j > I_i$),

az i . szentjánosbogár mozgatója a j . felé;

end if

Attraktivitás meghatározása a távolság függvényében $\exp(-\gamma \cdot r)$;

Az új megoldások kiértékelés fényesség intenzitás meghatározása;

end for j

end for i

A legjobb célfüggvény értékű szentjánosbogár meghatározása;

end while

eredmények feldolgozása, vizualizáció;

end

Az abszorpciós koefficiens (γ) definiálja, hogy a vonzás hogy csökken a távolsággal, ha $\gamma \rightarrow 0$, az algoritmus a PSO (Particle Swarm Optimization) algoritmusnak felel meg [5].

A szentjánosbogarak mozgását az

$$x_i = x_i + \beta_0 e^{-\gamma r_{ij}^2} (x_j - x_i) + \alpha (\text{rand} - \frac{1}{2}), \quad (1)$$

formula írja le, de használatos még a

$$\beta = \beta_0 \cdot e^{-\gamma r} \\ x_i = x_i \cdot (1 - \beta) + x_i \cdot \beta + \alpha (\text{rand} - \frac{1}{2}), \quad (2)$$

ekvivalens formula is.

A szentjánosbogár algoritmus folyamatos állapotterű problémák megoldására lett kifejlesztve, de esetenként az adott problémának megfelelően diszkrétizálva, nem folytonos problémák megoldására is használható [6].

1. DISZKRÉT MODELL

Mind a folyamatos, mind a diszkrétizált modellben egy szentjánosbogár a probléma egy megoldását

^{*} tudományos segédmunkatárs, Miskolci Egyetem Logisztikai Intézet

^{**} egyetemi tanár, Miskolci Egyetem Logisztikai Intézet

reprezentálja. A szentjánosbogarak úgynevezett multikromoszómás [7] struktúrájuk. (1. ábra).

Szentjánosbogár 1					
Ügynök 1	1	5	3	8	4
Ügynök 2	7	2	12	11	10
Ügynök n	6	13	15	16	14

1. ábra Egy szentjánosbogár egy megoldást reprezentál

A szentjánosbogarak kezdeti populációja véletlenszerűen generált. Két szentjánosbogár közötti távolságot a köztük lévő cserék számával definiáljuk, amely ahhoz szükséges, hogy egyik permutációból a másik permutációba jussunk (2. ábra)

Szb 1	Szb 2				
Ügynök 1	1	5	3	8	4
Ügynök 2	7	2	12	11	10
Ügynök n	6	13	15	16	14

D(F ₁ , F ₂) = 1					
Ügynök 1	5	1	3	8	4
Ügynök 2	7	2	12	11	10
Ügynök n	6	13	15	16	14

2. ábra Két szentjánosbogár távolsága

A algoritmusban a szentjánosbogarak a fényesebb felé mozognak, esetünkben arra, ahol a célfüggvény minimális, mivel ez egy minimalizálási probléma. A legfényesebb szentjánosbogár véletlenszerűen mozog:

$$M(F_i) = \text{random}(1, d(F_i, F_j)) \quad (3)$$

A diszkrét állapottérben a véletlenszerű mozgás az utazó ügynökök városai közötti cserével definiálható, amely egy új permutáció. Az új permutációk az előző cikkekben [7] is bemutatott operátorokkal képezhetők. A diszkrét sokdimenziós állapottérben a mozgás nem írható le ugyanúgy, mint a folytonos problémáknál általában használt háromdimenziós térenél. Habár itt a mozgás operátorok a problémára specifikusak lehetnek, például város csere, forgatás.

1.1. Szentjánosbogarak mozgása

A szentjánosbogarak egymás felé mozgása függ a távolságuktól. A diszkrét állapottérben a mozgásra következő algoritmust alkottuk meg:

1. Sorban az ügynököknél megvizsgáljuk a kromoszómahosszt, ha eltérés mutatkozik, az eltéréstől függően egy gén (az utolsó gén a következőhöz) átkerül, a következő ügynök kromoszómájához vagy onnan átkerül az aktuális ügynökhöz (az első gén az előzőhöz).
2. Ha nincs kromoszómahossz különbség az ügynökök között párhuzamosan vizsgáljuk a

géneket. Ha az első szentjánosbogár első génje eltér a második szentjánosbogár első génjétől, a második szentjánosbogár génjét megkeressük, az első szentjánosbogárban majd az első génnel kicseréljük (ez a távolság 1). Ha az első gén megegyeznek a következőre lépünk.

3. Ha az összes gén megegyezik, akkor a két szentjánosbogár távolsága nulla, ekkor a szentjánosbogár véletlenszerűen mozog.

1.1. Véletlenszerű mozgás

Az algoritmus fejlesztésekor, mint minden ilyen algoritmusnál, ügyelni kellett arra is, hogy az algoritmus nagy, sokdimenziós állapotterekben könnyen lokális optimumba zuhanhat, és ott ragadhat. Így olyan megoldást kellett kifejleszteni, amely segít elkerülni a beragadást, az aktuális permutáció nagyfokú megváltoztatásával. A véletlen operátorok az evolúciós algoritmusok mutációs operátoraihoz hasonlóak. [8].

A véletlen mozgás operátorok a következők:

- Lokális mozgás operátorok, az egyes ügynökökhöz tartozó út hossza nem változik:
 - város mozgatása: egy véletlenszerűen kiválasztott város génjét egy másik pozícióba helyezünk át, ugyanannál az ügynöknél,



3. ábra Város mozgatása

- város csere: két véletlenszerűen kiválasztott város génjének pozícióját felcseréljük ugyanannál az ügynöknél,



4. ábra Város csere

- városok (szakasz) sorrendjének megfordítása: egy véletlenszerűen kiválasztott és véletlen hosszúságú szakaszon a városok génjeinek sorrendjét megfordítjuk,



5. ábra Szakasz megfordítása

- Globális mozgás operátorok, az egyes ügynökökhöz tartozó út hossza változhat:
 - város csere: Két véletlenszerűen kiválasztott ügynök között véletlenszerűen kiválasztott városok génjeit felcseréljük,



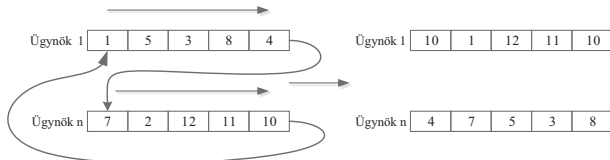
6. ábra Globális város csere

- város szekvencia csere: két véletlenszerűen kiválasztott ügynök között egy véletlenszerűen kiválasztott (de jelen algoritmusban azonos) hosszúságú szakaszt kicserélünk,



7. ábra Globális város mozgatása

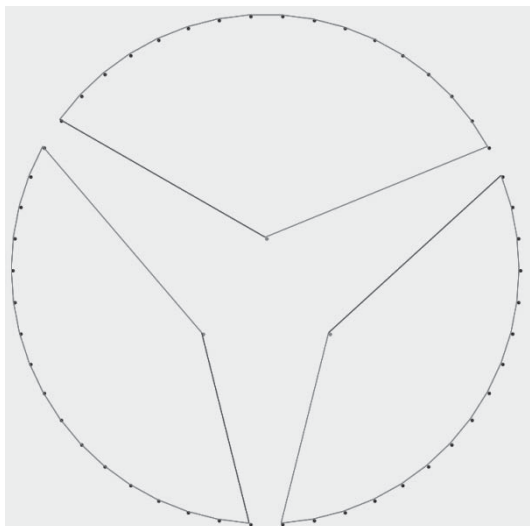
- forgatás: A városok génjeit jobbra toljuk a kimenő város a következő ügynök első pozíciójára kerül, a legutolsó város az első ügynök első pozíciójára,



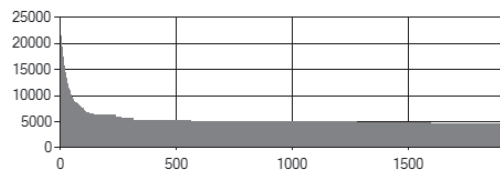
8. ábra Globális forgatás

2. EREDMÉNYEK

Az első kisméretű példában 3 utazóügynök és körben 50 város található. A megoldásnál az algoritmus 200 szentjánosbogarat használt (3-4 ábra, 1.táblázat).



9. ábra A példafeladat elrendezése

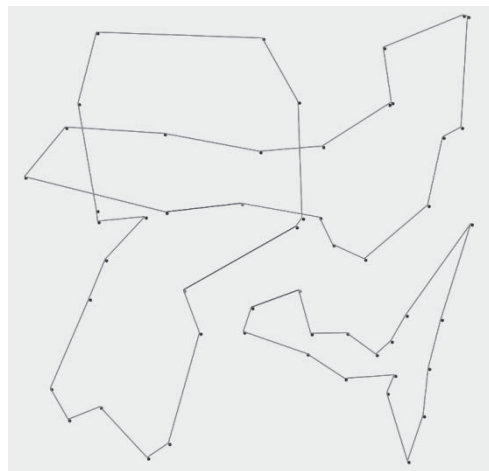


10. ábra Célfüggvény konvergenciája

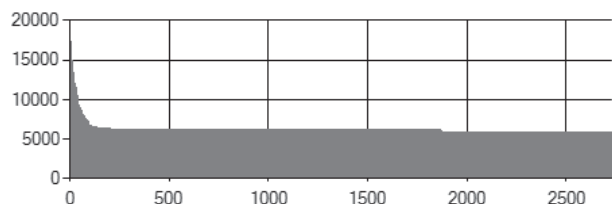
1. táblázat Eredmények

Iterációszám	Futásidő	Célfüggvény
1914	29s	4481,86

A második példafeladat szintén egy kisméretű példa 3 utazóügynökkel és véletlenszerűen elhelyezett 50 várossal. Az algoritmus ebben az esetben is 200 szentjánosbogarat használ (5-6 ábra, 2.táblázat).



11. ábra A példafeladat elrendezése

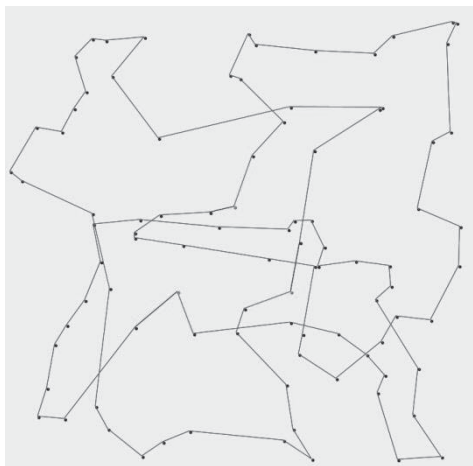


12. ábra Célfüggvény konvergenciája

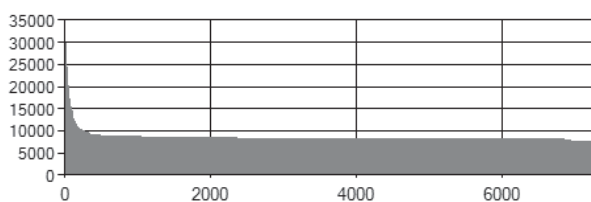
2. táblázat Eredmények

Iterációszám	Futásidő	Célfüggvény
2730	47s	5747,52

A harmadik példafeladat már egy közepes méretű probléma. Három utazóügynök 90 várossal, amelyek véletlenszerűen kerültek elhelyezésre. Az algoritmus ebben az esetben is 200 szentjánosbogarat használt (7-8 ábra, 3.táblázat).



13. ábra A példafeladat elrendezése



14. ábra Célfüggvény konvergenciája

3. táblázat Eredmények

Iterációs szám	Futásidő	Célfüggvény
7258	3m 37s	7549,16

3. ÖSSZEGZÉS

A kifejlesztett algoritmus jól teljesített az itt bemutatott példafeladatokon, és ezeken kívül számos ebbe a kategóriába eső generált tesztpéldán. Gyors konvergencia és kategóriájában igen jó futásidő jellemzi. A futtatások folyamán jól látszott, hogy a lokális és globális keresés arányának dinamikus változtatása jó hatással lehet az algoritmus konvergenciájára. Ez kivitelezhető például szimulált hűtéssel, mikor a futásidő elején inkább globális aztán egyre inkább lokális függvényeket használunk.

4. TOVÁBBI KUTATÁSOK

A kutatás folyamán a fő cél az volt, hogy a [4]-ben ismertetett nagyméretű problémát is kezelhetővé és megoldhatóvá tegyük a szentjánosbogár algoritmussal. Ehhez még jelen algoritmust ki kell egészíteni olyan funkciókkal, mint az:

- ügynökök számának optimalizálása,
- nem azonos és akár nulla méretű génszekvenciák kezelése egyes ügynököknél,
- egy ügynökök által felkeresett városok számának limitálása,
- egy ügynök által megtett több körút bevezetése,

- megtett út és ciklusszám limitálása

Az utolsó két feltétel már kiemeli az algoritmust az egyszerű MTSP algoritmusok közül és a kevésbé kutatott fix végpontú többkörös több utazóügynökös algoritmusok közé helyezi.

5. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A kutatás az OTKA T 109860 projekt támogatásával valósult meg, a Miskolci Egyetem stratégiai kutatási területén működő Innovációs Gépészeti Tervezés és Technológiák Kiválósági Központ keretében.

6. IRODALOM

- [1] YANG X. S. (2008): Nature-Inspired Metaheuristic Algorithms, Luniver Press 2008, p. 128, ISBN 1-905986-10-6
- [2] BÁNYAI T. (2011): Optimisation of multi level supply chain of automatised production systems with harmony search algorithm, Proceedings of the II. European conference on logistics, pp.: 65-71., ISBN 978-83-61118-67-1
- [3] FARKAS J., JÁRMAI K., (2008): Design and Optimization of Metal Structures, Horwood Publishing Limited, ISBN 978-1-904275-29-9, 300 p.
- [4] DIABY M., (2010): Linear Programming Formulation of the Multi-Depot Multiple Traveling Salesman Problem with Differentiated Travel Costs, Traveling Salesman Problem, Theory and Applications, ed.: Prof. Donald Davendra, ISBN: 978-953-307-426-9, pp.: 257-282
- [5] PANG S., LI T., DAI F., YU M., (2013): Particle swarm optimization algorithm for multi-salesman problem with time and capacity constraints, Applied Mathematics and Information Sciences, Vol. 7, (6), pp.: 2439-2444, doi: 10.12785/amis/070637
- [6] KUSUMA G., SUYANTO J., (2011): Evolutionary discrete firefly algorithm for travelling salesman problem, ICAIS'11 Proceedings of the Second international conference on Adaptive and intelligent systems, Springer-Verlag Berlin
- [7] KIRÁLY A., ABONYI J. (2011): Optimization of Multiple Traveling Salesmen Problem by a Novel Representation Based Genetic Algorithm, Intelligent Computational Optimization in Engineering, Studies in Computational Intelligence Volume 366, 2011, pp 241-269, doi: 10.1007/978-3-642-21705-0_9PB
- [8] KOTA L., JÁRMAI K., (2014): Mathematical modeling of multiple tour multiple traveling salesman problem using evolutionary programming, Applied Mathematical Modelling, doi: 10.1016/j.apm.2014.11.043, 24p..
- [9] KOTA, L. (2011): Optimisation of Large Scale Maintenance Networks with Evolutionary Programming, DAAAM International Scientific Book, ISSN 1726-9687, ISBN 978-3-901509-84-1, pp.: 495-512, Chapter 40., doi: 10.2507/daaam.scibook.2011.40

BELSŐÉGÉSŰ MOTOR TÖLTÉSCSERE VIZSGÁLATA 0D/1D MOTORMODELL SEGÍTSÉGÉVEL

EXAMINATION OF THE GAS EXCHANGE PROCESS OF AN IC ENGINE WITH THE HELP OF 0D/1D ENGINE MODELL

Kovács László, Dr. Szabó Szilárd***

ABSTRACT

During the initial design phase of an IC engine it is not important to exactly identify all the thermodynamic, fluid mechanical and chemical reactions within the engine in question. What is of interest is the whole system that needs to be optimized to reach the preset targets with sufficient precision. In this work the validation of an engine model is presented and the results of the simulation and measurements are compared and examined. The outcome of the comparison is the clear identification of the cause of the dip in the torque characteristics of the modelled test engine while also presenting a possible solution for this special problem.

1. BEVEZETÉS

Egy belsőégésű motor tervezésének első fázisában nem szükséges a motorban lezajló összes hő-, és áramlási jelenséget, illetve kémiai reakciót ismerni. Ebben a tervezési fázisban az a fontos, hogy a teljes rendszer optimalizálása történjen meg a szükséges pontossággal. Ez már kijelöli az egyes alkatrészek fejlesztési irányait. Éppen ezért az egyes alkotóelemek belsejében végbemenő folyamatok modellezése bizonyos közelítéssel történik [1].

Modellünk komponensei két kategóriába sorolhatók: összekötő elemek és készülékek

Az összekötő elemek reprezentálják a modellen belül a gázcsere vezetékeket. Ez a csőhálózat köti össze a modellt további részeit alkotó különféle készülékeket. Ilyenek pl. a szelepek, hengerek, kamrák, csőcsatlakozások, stb. Ez utóbbi alkotórészek modellezése során az adott komponensben lezajló folyamatok számítása átlagolt skalár értékekkel történik, térbeli információ nem vagy csak nagyon korlátozott mértékben áll rendelkezésre. Extrém esetben az adott készülékről csak pl. térfogati információ áll rendelkezésre, külső méretei ismeretlenek is lehetnek. Így ezek a komponensek a modell 0D elemei.

Ezzel szemben az összekötő elemek modellezésénél szükség van az áramlás irányának ismeretére. Annak

érdekében, hogy a modellek az általában rendelkezésre álló számítástechnikai felszereltséggel is racionális időn belül a gyakorlat számára megfelelő pontosságú eredményt szolgáltatassanak, csak az áramlás irányába eső egyenletekkel történik a közeg mozgásának modellezése. Tehát a csővezetékben elhelyezkedő közeg mozgását leíró egyenletrendszerből hiányoznak a csövek tengelyére merőleges (y és z irány) elmozdulásokat leíró egyenletek, ezért ezek a komponensek a modell 1D elemei [1].

Természetesen szükség esetén a modellező szoftver összekapcsolható párhuzamosan futó CFD programokkal, amelyek bizonyos komponensek (pl. légszűrő doboz, katalizátor, stb.) 3D áramlási jellemzőit számítják ki [2]. Vagyis a CFD programban folyó számítások áramlási bemenő adatait a 0D/1D motormodell szolgáltatja, míg a kiválasztott komponens 3D modelljének kimenő adatait visszacsatolásra kerülnek a motormodellbe. Így a modellek pontossága jelentősen javítható a számításokra fordított idő, valamint a szoftver és hardver költségek számottevő növekedése árán.

2. AZ ERŐFORRÁS BEMUTATÁSA

Az elemzéshez választott erőforrás egy 2003-ban gyártott Suzuki SV650 motorkerékpár motorja, amelynek műszaki paramétereit az 1. táblázat tartalmazza [3]. Lényeges, hogy a vizsgált motor hengerenként egy gyertyával rendelkezik, amely az eredmények általánosabb használhatóságát teszi lehetővé.

1. táblázat. 2003 Suzuki SV650 erőforrás műszaki paramétere

Motor konfiguráció:	90 fokos, 2 hengeres V, 4 ütemű, nedves karteres olajozással
Szelepvezérlés típusa:	DOHC, emelőtökével
Szívó/ kip. szelepek száma hengerenként:	2/2
Kompresszió viszony:	11.5:1

**doktorandusz hallgató, Miskolci Egyetem, Áramlás- és Hőtechnikai Gépek Intézeti Tanszék*

***tanszékvezető, Miskolci Egyetem, Áramlás- és Hőtechnikai Gépek Intézeti Tanszék*

3. SPECIÁLIS MEGFONTOLÁSOK A VIZSGÁLATOK SORÁN

A vizsgálatokhoz egy egyszerűen modellezhető erőforrásra volt szükséges, ezért a gyári kipufogó hangtompítója eltávolításra került. Ez a maga kamra rendszerével nagymértékben nehezítette volna a modell létrehozását, ezért egy teljesen egyenes, bármiféle hangtompító rendszer nélküli, toldható csővel helyettesítettük. Így a motorműködést legjobban befolyásoló hullámok terjedését, visszaverődését semmi sem befolyásolta és azok egyértelműen azonosíthatók. Ennek érdekében, hogy a validálás során a modell minél pontosabban illeszthető legyen a valóságos motor jellemzőihez a cső hossza 550 mm volt, amely 785 mm-esre alakítható át, belső átmérője 56 mm, míg a csatlakozó gyári kollektor belső átmérője 50 mm volt.

4. A MODELL VALIDÁLÁSÁHOZ SZÜKSÉGES ADATOK FELVÉTELE

Ennek a műveletnek a végrehajtására az erőforrás fékpadi vizsgálatával került sor. Célja olyan adatok összegyűjtése volt, amelyek a létrehozandó motormodell kalibrációját szolgálják. A mérés egy Superflow CycleDyn Pro (SF-250)- WynDyn 3.2 görgős teljesítménymérő fékpaddal történt. Ennek az eszköznek a jellegzetessége, hogy a jármű feltételezett haladási sebességével azonos sebességű levegőáramot juttat a szívórendszer bemeneti nyílásához, ezzel biztosítva a valós körülmények lehető legpontosabb imitálását.

A mérések során alapvető törekvés volt, hogy elsősorban olyan paraméterek kerüljenek rögzítésre, amelyek közül a lehető legtöbb összevethető a szimulációs szoftver kimeneti adataival. Ezek a következők voltak:

- teljesítmény,
- forgatónyomaték,
- kipufogógáz hőfok a könyöksőben,
- légviszony tényező (Lambda),
- relatív kerékcúszás a görgőn (szlip),
- erőátviteli rendszer sűrűlódási veszteség teljesítménye.

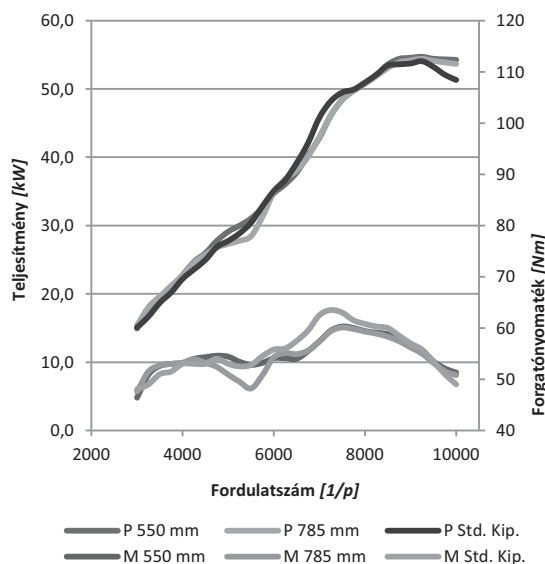
Annak érdekében, hogy az erőforrás állapotáról pontos képet kapjunk, az első mérésre a széria kipufogóval került sor. Az így kapott adatok kellően egyeztek a [3] szakirodalomban publikált jellemzőkkel, ezek összevetése a 3. táblázatban látható.

3. táblázat. A fékpadi vizsgálat eredményeinek összevetése a gyártói specifikációkkal

Jellemző	Gyártói		Mért	
Teljesítmény	54,7 kW	8800 1/p	54,05 kW	9250 1/p
Forg.nyomaték	64 Nm	7000 1/p	58,5 Nm	8750 1/p

Az eltérések vélhető oka a gyártói adatmegadások jellemzően bőkezű volta, amelynek elsősorban piaci okai vannak. Ezt leszámítva megállapítható volt, hogy az erőforrás alkalmas a további vizsgálatok végrehajtására.

Ezt követően került sor a már említett két kipufogórendszer felszerelésére, illetve a mérések lefolytatására. Ezekből kiderült, hogy a hangtompító eltávolítása nem javította a motor csúcsteljesítményét, viszont a középtartománybeli értékek romlottak. Mint ahogy az 1. ábrán is megfigyelhető, bármely kipufogórendszerrel a nyomaték diagramban jelentős csökkenés mutatkozott 4200-6000 1/p között. Ez a 785 mm-es kipufogóval volt a leghangsúlyosabb.



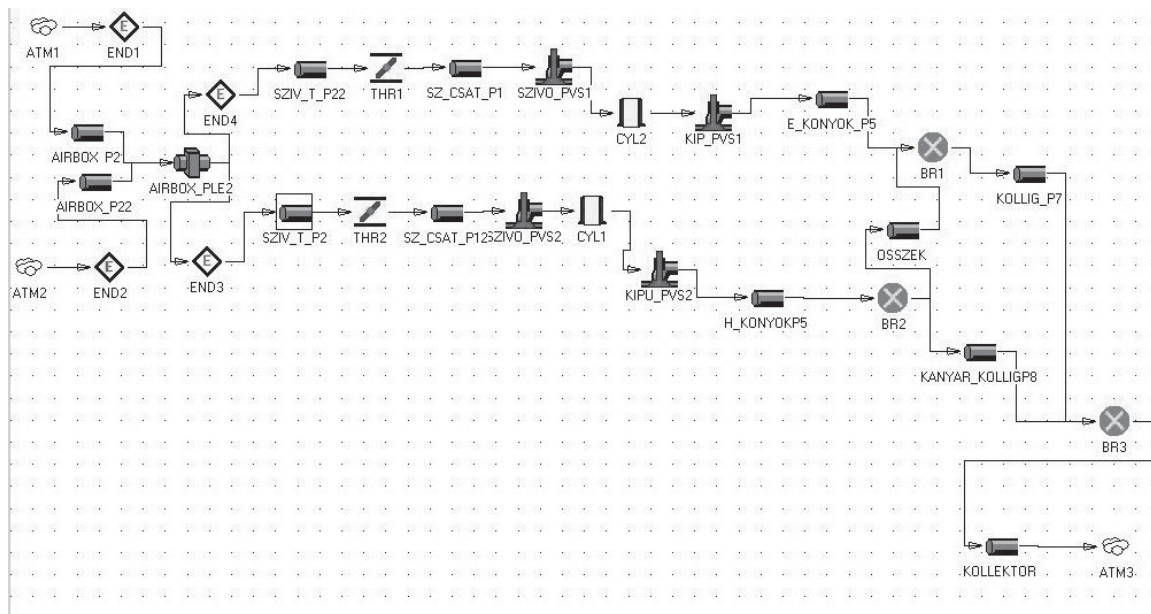
1. ábra. A gyári és a vizsgálathoz készített két kipufogó összehasonlító mérése

5. A SZÁMÍTÓGÉPES MODELL FELÉPÍTÉSE

A bevezetésben említett elemek felhasználásával épült fel a modell. Ez egy hálózat képét mutatja, benne a különféle komponensekkel (2. ábra).

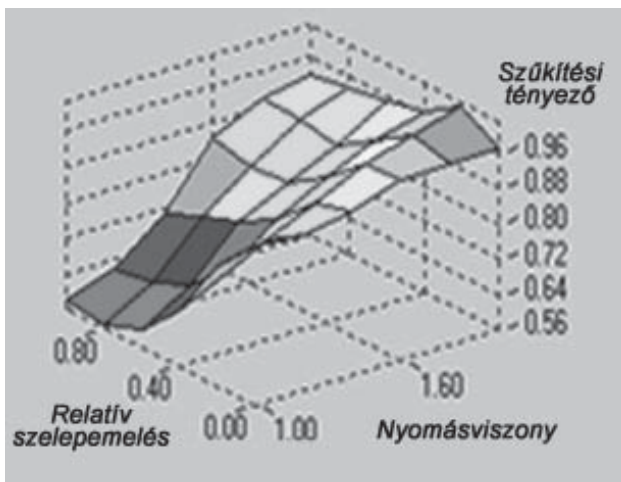
Minden alkotó esetében a jellemző tulajdonságokat egy adatbeviteli panelen kell megadnia a felhasználónak. Ez azoknál a jellemzőknél nem jelent különösebb problémát, amelyek méretei könnyen meghatározhatók. Ilyenek a gázcsere-rendszer csővezetékei, csatornái, hajtókar hossza, kompresszió viszony, stb.,

A szívó, illetve kipufogó szelepek szűkítési tényezőinek (Cd) meghatározása speciális berendezést igényelt. Ez a berendezés legfeljebb 1,1 arányú nyomásviszony létrehozására képes, ám az erőforrásokban a szelepeken mérhető a nyomásviszony jelentősen meghaladhatja a kritikus nyomásviszonyt, így a közeg lokálisan elérheti a hangsebességet. Mivel a szűkítési tényező értékét befolyásolja a közeg áramlási sebessége, az áramlásmérővel meghatározott szűkítési tényező értékekből kiindulva, extrapolációval kétszeres nyomásviszony értékig történt a Cd értékek kiszámítása [4]. A számítást a szimulációs szoftver hajtja végre előre beépített célfüggvény alapján, és eredménye egy jellegfelület, amely a Cd értékeket 1 és 2 nyomásviszony értékek között, valamint a relatív szelepnnyitás függvényében ábrázolja (3. ábra).



2. ábra. Motor szimulációs modell felépítése

Minden szeleprendszerhez két jellegfelület tartozik: egy a közeg „normál” haladási irányában mutatja meg a szelepek áramlásra gyakorolt hatását, míg a második az ellenkező irányú áramlás során kialakuló Cd értékeket tartalmazza. Ez utóbbi a hengerből megszökő friss keverék mennyiségét, vagy éppen a belső kipufogógáz recirkuláció mértékét befolyásolja.



3. ábra. Extrapolált szűkítési tényező jellegfelület a nyomásviszony és relatív szelepemelés függvényében

A szeleprendszerek további lényeges jellemzői a szelepek nyitási és zárási pontjai a forgattyús tengely pillanatnyi állásához viszonyítva, valamint a megvalósított szögkeresztmetszetek. Ezen adatok bevitelére is csak az aktuális motorikus alkatrészek mérése után lehetséges. A mérési procedúra részletei, a vezérmű elemzés eredményei a [5] referenciában találhatók.

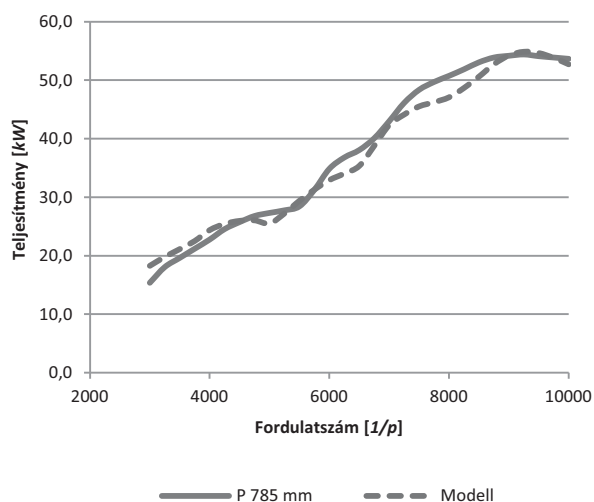
A modell központi alkotórészei a hengerek. Ezeknél az a nyilvánvalóan szükséges fizikai méretek és relatív gyűjtési sorrend megadása mellett a sűrűlési középnyomás veszteséget is meg kell adni. Az erőforrás

belső súrlódását nem állt módunkban közvetlen módon meghatározni, csak a validálás során kapott értékek szolgálták támpontként. Így a szakirodalomban ismert adatok alapján került sor ennek beállítására. A sűrűlési középnyomás-forgattyús tengely fordulatszám közötti összefüggés jellegéről megoszlanak a vélemények: Blair [6] lineáris sűrűlési jelet javasol, míg Yagi et al. [7, 8] motorkerékpár motorok vizsgálatán alapuló módszere progresszíven emelkedő középnyomás veszteséget állapít meg. Mivel a szimulációs modell motorkerékpár motoron alapul, ezért Yagi et al által megfogalmazott szempontok alapján, progresszíven emelkedő sűrűlési középnyomás került beállításra, amelynek értéke 1000 l/p -nél 0,41 bar-ra, míg 10000 l/p -nél 1,8 bar-ra adódott.

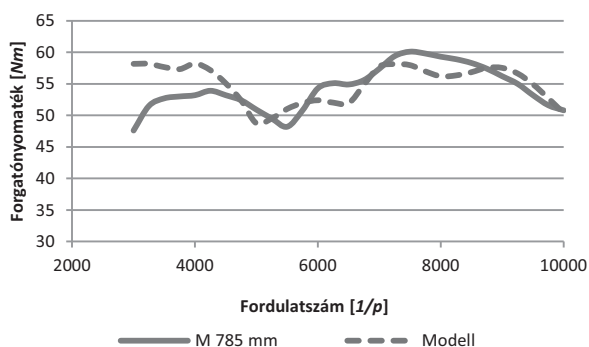
6. MODELLEZÉS EREDMÉNYEI

A modell építés utáni negyedik futtatás már a mért értékekhez jól közelítő teljesítmény és nyomaték lefolyást eredményezett. További 7 ciklus során finomítottuk a modellt a 785 mm-es kipufogóval. A mért teljesítményhez viszonyított legnagyobb és legkisebb eltérést $\pm 2,9 kW$ -os tartományba sikerült szorítani, ami a teljes fordulatszám tartományban átlagosan 5% hibának felel meg. Ezt a szimulációs pontosságot a szakirodalom már jól megfelelő illeszkedésnek tekinti [9] (4. ábra). Ellenőrzésképpen, csakúgy, mint a valóságban, a kipufogót 235 mm-el megrövidítettük és ismét lefuttattuk a számításokat. Ebben az esetben 3000 l/p -nél még 24% a szimuláció hibája, ám a kritikus 5000 l/p -nél már csak 1% és az átlagos hiba sem haladja meg a 7%-ot. A nyomatéki jellemzők a 785 mm-es kipufogóval elérik a meghatározott pontosságot (5. ábra), Az 550 mm-es kipufogóval ugyan kevésbé jó az illeszkedés, de az átlagos hiba ott sem lépi túl a 7%-os mértéket. A nyomaték görbéknél továbbá az is jól megfigyelhető, hogy az általános trendek, hullámvölgyek, stb. a modellekben is azon a fordulatszámon jelennek meg, ahol a valóságban.

Így a két mérés és a két szimuláció számszerű eredményeinek, illetve diagramjainak összevetése alapján megállapítható, hogy a létrehozott számítógépes modell megfelelő hűséggel tükrözi a valós motorjellemzőket.



4. ábra. 785 mm-es kipufogóval végrehajtott teljesítmény mérés és szimuláció összehasonlítása



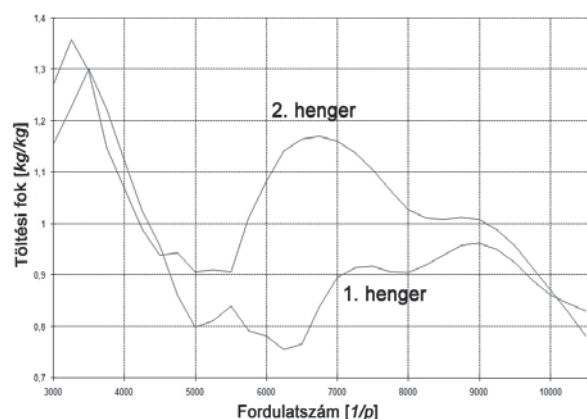
5. ábra 785 mm-es kipufogóval végrehajtott nyomaték mérés és szimuláció összehasonlítása

7. A MODELL VIZSGÁLATA

A szimuláció további szakaszában az 5-6000 fordulaton tapasztalható nyomatékhiány okának kiderítése volt a cél. A szoftver által biztosított lehetőségeket kihasználva, a töltési fok hengerenkénti vizsgálata megmutatta, hogy a hátsó, vagyis gyújtási sorrendben az 1. henger működése távol áll az ideálistól (6. ábra).

Az eltérés okának meghatározása a beépített animációs lehetőség segítségével történt. (7. ábra) Ez a funkció lehetővé teszi, hogy a motoron átáramló gázok, illetve a bennük haladó nyomáshullámok, lassítva megfigyelhetők legyenek.

Ezzel a vizuális módszerrel sikerült felfedezni, hogy az 1. henger töltési fokában mutatkozó hiányt a saját maga által keltett lökeshullám okozza. Ugyanis az 1. henger kipufogásakor keletkező lökeshullám nem csak a kipufogó rendszer nyitott vége felé terjed, hanem a rendszer minden csővezetékébe behatol. Ez történetesen a 2., azaz a menetirányban elől lévő henger könyökcsövét is magában



6. ábra. Az 1. és 2. hengerben kialakuló töltési fok összehasonlítása

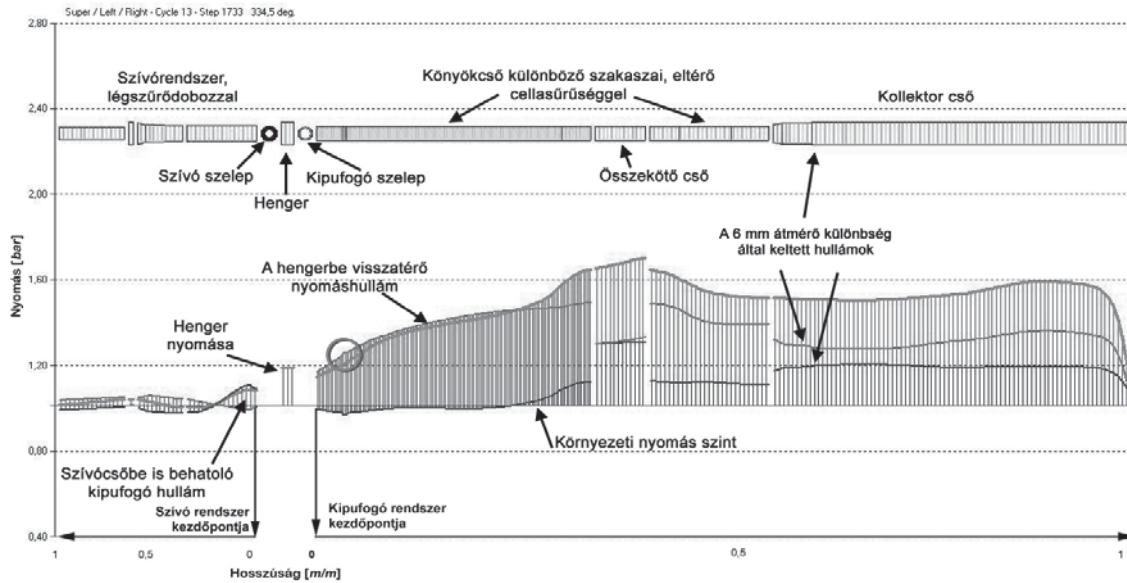
foglalja, hiszen az összekötő cső közvetlen átjárását biztosít a két leömlő cső között. Ilyenkor a 2. henger kipufogó szelepe zárva van, hiszen ott éppen a sűrítési ütem zajlik. A zárt szelep hátoldaláról visszaverődő hullám, most már a 2. henger könyökcsövéből is a külvilág felé tart. Ám ez a hullám is visszazalad a „létrehozó henger” felé az összekötő csővön keresztül, éppen akkor érve oda, amikor az 1. hengerben a szelepösszennyitás zajlik.

Ennek eredményeképpen az 1. hengerből a kipufogógáz csak jóval alacsonyabb sebességgel tud távozni, mint a 2. hengerből. Ezen felül a rossz ütemben érkező lökeshullám a szívóütem kezdetén a friss benzin/levegő keveréket nagy erővel löki vissza a szívócsőbe. Tovább rontja a henger működési körülményeit, hogy a kipufogógáz behatol a szívócsőbe, ezért a töltet homogenitása jelentősen csökken. Ebben a hengerben az égési folyamat alacsonyabb hatásfokú a jelentős kipufogógáz tartalom miatt, mint a 2. hengerben.

8. MEGOLDÁSI JAVASLATOK

A probléma kézenfekvő megoldása lenne az összekötő cső kiiktatása. Ez ugyan feltöltené az 5000 $1/p$ körüli nyomatékgödört, viszont 9000 $1/p$ -nél 5 kW -s hiány keletkezne. A szívócső hosszának megváltoztatása sem hozna értékelhető eredményt, hiszen a teljesítmény továbbra is 5 kW -al kevesebb maradna, csak a hullám gödrök helyeződnének át.

Annak érdekében, hogy a nyomatékleadás lineárisabb legyen a modell kísérletek során egy olyan kipufogócső geometria alakult ki, amely tartalmaz egy 80 mm hosszú, kúposan bővülő szakaszt is. Így a csúcsteljesítmény bár kis mértékben (1,7 kW) csökkent, viszont a középtartománybeli nyomatékhiány eltűnt. További szimulációk során egy olyan megoldás kristályosodott ki, amelyben a 2. henger nyomáshulláma segíti az 1. hengerben végbemenő a gázcsere folyamatot. Ezt a hatást 860 mm -es kollektor-cső hosszal sikerült elérni. Így a célként kitűzött 5-6000 $1/p$ körül tapasztalható nyomatékhiány eltűnt, az erőforrás nyomatékleadása a lehetőségekhez mérten lineárisra vált, miközben a két henger a legkevésbé eltérő légmennyiséggel üzemelhet.



7. ábra. A hullámjelenségek animációjával vált felfedezhetővé a nyomaték hiányt okozó, az 1. hengerbe rossz időben érkező nyomáshullám. A piros kör a kipufogócső hengerfejhez illeszkedő felületénél található, az áramlásba belógó hegesztési varrat által keltett hullámokat jelzi. Lila színnel a szuperponált nyomásszint, kézzel a henger felé, pirossal a

A gázcsere további javulását a szelepvezérlés megváltoztatásával lehetne elérni. Ebben az irányban végzett fejlesztés eredményeképpen az erőforrás hatásfoka javítható lenne, amely a káros-anyag kibocsátás csökkenéséhez is vezetne.

9. ÖSSZEFOGLALÁS

Bemutattuk, hogy egy belsőégésű motor fejlesztése során az egyes alrendszerekben, alkatrészekben kialakuló áramlások pontos 3D modellezése nélkül is megfelelő pontosságú modell hozható létre. Az ismertetett módszer olyan lehetőségeket tár fel, amelyek segítségével szemmel követhetőek a működő motorban lezajló gázdinamikai jelenségek.

Ezek ismeretében olyan gázcsere rendszer tervezése javasolható, amely figyelembe veszi a bemutatott motor összekötőcsővel többszörösen közösített kipufogórendszerében kialakuló speciális áramlási fázisokat, azaz a motorkerékpárokra jellemző V hengerelrendezésű erőforrásokban lezajló aszimmetrikus hullámjelenségeket.

10. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A kutató munka a Miskolci Egyetem stratégiai kutatási területén működő Innovációs Gépészeti Tervezés és Technológiák Kiválósági Központ keretében valósult meg.

11. IRODALOM

- [1] Lopez, E. J. and Nigro, N. M. (2009) *Validation of a 0d/1D Computational Code for the Design of Several Kind of Internal Combustion Engines*, Universidad Nacional del Litoral – CONICET, Guemes 3450, 3000-Santa Fe, Argentina
- [2] Maynes, B. D. J., Kee, R. J., Kenny R. G., Mackey, D. O., Foley, L. and Fleck, R. (2002) *Prediction of Formula 1 Engine and Airbox Performance using Coupled Virtual 4-Stroke and CFD Simulations*, SAE Technical Paper 2002-01-3318, Motorsports Engineering Conference & Exhibition, Indianapolis, Indiana, December 2-5, 2002
- [3] Suzuki (2003), *SV650/S Service Manual*, Suzuki Motor Co. 99500-36120-03E,
- [4] OPTIMUM Power Technology L.P. (2003) *Virtual Engines*, CD Analysis User Manual (Version 1.0)
- [5] Kovács, L., (2014) *Magas fordulátú belsőégésű motor szelepvezérlési rendszerének elemző vizsgálata*, p. 28-33, GÉP folyóirat, Miskolc, ISSN 0016-8572
- [6] Blair, G.P., (1999) *Design and Simulation of Four Stroke Engines*, SAE international, ISBN-10: 0768004403
- [7] Yagi, S., Ishibasi, Y., and Sono, H., (1990) *Experimental Analysis of Total Engine Friction in Four Stroke S. I. Engines*, SAE Technical Paper 900223, SAE International, USA
- [8] Yagi, S., Fujiwara, K., Kuroki, N., and Maeda, Y., (1991) *Estimate of Total Engine Loss and Engine Output in Four Stroke S.I. Engines*, SAE Technical Paper 910347, SAE International, USA.
- [9] Gurney, D. (2001) *The Design of Turbocharged Engines Using 1D Simulation*, SAE Technical Paper 2001-01-0576, SAE International, USA

AMMÓNIA-VÍZ REDSZER ADATAINAK SZÁMÍTÁSA ABSZORPCIÓS HŰTÉSI ELJÁRÁSOK TERVEZÉSÉHEZ

CALCULATION OF DATA OF AMMONIA-WATER SYSTEM TO ABSORPTION COOLING METHODS

Krámer Gyula¹, Dr. Siménfalvi Zoltán², Dr. Szepesi L. Gábor²

ABSTRACT

This article contains calculations and estimations of the ammonia-water system to make the planning of absorption refrigeration systems easier and more simple, avoiding the use of difficult databases, and to make the planning without expensive program background possible, using the very popular MathCAD software.

1. BEVEZETÉS

E cikkben ismertetjük az ammónia-víz rendszer hőtani adatainak becslését valamint az ammónia-víz oldaton alapuló abszorpciós hűtési eljárás tervezésének számítását. Ehhez a következő függvényeket szükséges előállítani a hőmérséklet vagy nyomás és a koncentráció függvényben:

- gőznyomásgörbe,
- egyensúlyi görbe,
- telített oldat entalpia,
- telített gőz entalpia,
- telítetlen oldat fajhője,
- telítetlen oldat sűrűsége.

2. GŐZNYOMÁSGÖRBE

A tiszta anyagok gőznyomásgörbéje elvben a Clausius-Capeyron egyenlettel számítható, de mivel a párolgáshő nem állandó, nagyobb intervallumra nem alkalmazható. Ebből származik az ún. Antoine egyenlet (1), amely tapasztalati konstansokat használ.

$$p(t) = e^{\frac{A-B}{t+C}} \quad (1)$$

Tiszta közegek esetén az idevonatkozó irodalomban ezen paraméterek megtalálhatóak, azonban szükséges számítani tetszőleges x ammónia koncentrációjú elegy gőznyomását is. Logikus lenne parciális nyomásokként összegezni a két egyenletet, de mivel az elegy viselkedése messze van az ideálistól ez jelentős mértékű hibát okozna. Mi egy kétváltozós függvényt keresünk (2):

¹ PhD hallgató, Miskolci Egyetem, Energetikai és Vegyipari Gépészeti Intézet

² egyetemi docens, Miskolci Egyetem, Energetikai és Vegyipari Gépészeti Intézet

$$p(t, x) = e^{\frac{A(x)-B(x)}{t-C(x)}} \quad (2)$$

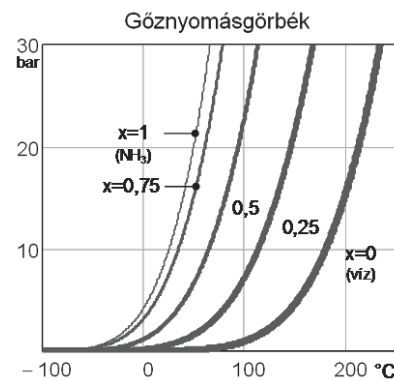
Carl G. Almén [1] szerinti közelítésből kiindulva a következő értékeket kapjuk (3):

$$A(x) = 11,675 \cdot \left[1 - (0,223 - 0,155 \cdot x) \cdot \sqrt{x} \right]$$

$$B(x) = 3840 \cdot (0,216 \cdot x^{2,62} + 0,1157 \cdot x^{1,62} - 0,62 \cdot x^{0,62} + 1)$$

$$C(x) = (229 + 47,7x - 20x^2) - 7 \sin(2,8x) - 1,5 \sin(8,5x) \quad (3)$$

Az így felrajzolt gőznyomásgörbéket az 1. ábra mutatja:



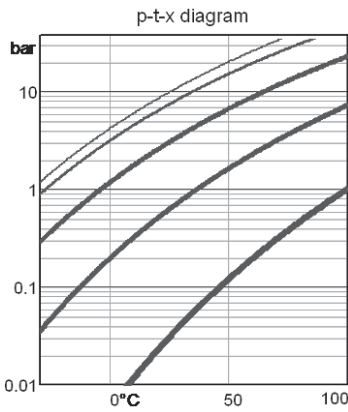
1. ábra Különböző összetételű elegyek gőznyomásgörbéi

Ha a függőleges tengelyt logaritmusos léptékűvé tesszük, megkapjuk az ún. Dühring vagy p-t-x diagramot (2. ábra).

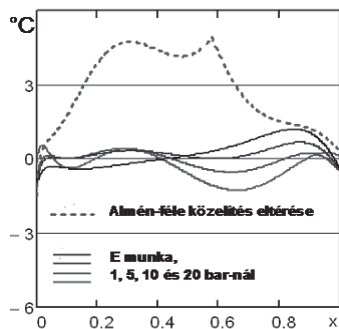
Több szakirodalomban a gőznyomás görbét magas fokú polinomok összegzésével közelítik igen nagy pontossággal [2, 3, 4, 5]. Az általunk alkalmazott közelítésnek az előnye az, hogy a hőmérsékletet könnyedén kifejezhető (4).

$$t(p, x) = \frac{B(x)}{A(x) - \ln(p)} - C(x) \quad (4)$$

A közelítés eredményét, közelítések hibáit a 3. ábra mutatja be.



2. ábra Dühring, vagy p-t-x diagram



3. ábra A t(p,x) függvény közelítések hibái

Látható, hogy a teljes koncentrációs-kálán, minden nyomáson, az általunk alkalmazott közelítés legfeljebb 1,5 °C-kal tér el a pontos értéktől.

3. EGYENSÚLYI GÖRBE

Az egyensúlyi görbe azt adja meg, hogy az adott x összetételű oldat, milyen y ammónia koncentrációjú gőzzel tart egyensúlyt adott nyomáson. Az egyensúlyi görbét az alábbi alakban (5) határoztuk meg:

$$A_y(p) = 1,5413 \cdot e^{-p} + 2,5151 \cdot \ln(p) - 14,2715$$

$$B_y(x) = 1 - 0,0353 \sin(\pi \cdot e^{-8x})$$

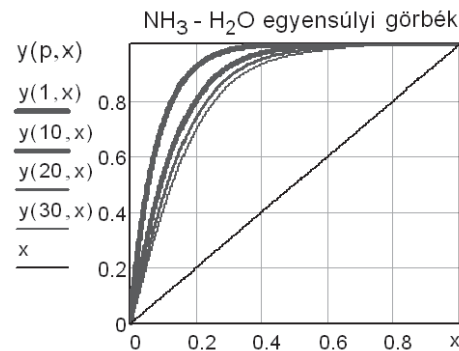
$$y(p, x) = B_y(x) - e^{A_y(p)x} \quad (5)$$

Az alkalmazott közelítés hibája 1% alatt van, a közelítés hibáit az 5. ábra mutatja.

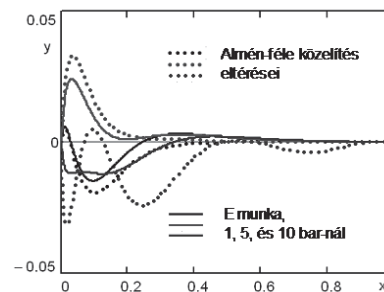
A (2), (4) és (5) összefüggések alapján meghatározhatóak a harmatpont és buborékpont függvények is. (6. ábra)

A t(p,x) egyenlet (4), az x szerint ábrázolva maga az állandó nyomáson vett buborékgörbe. Az y szerinti ábrázolása pedig harmatpont görbe. (6. ábra)

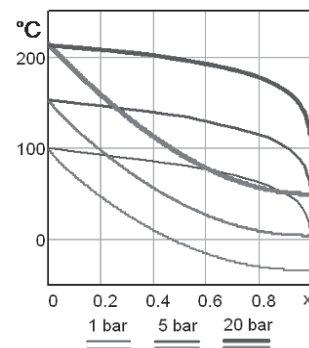
Az állandó hőmérsékleten vett görbékhez a p(t,x) (2) egyenletet kell ábrázolni x és y szerint, és itt a függőleges tengely logaritmikus skálát kap (7 ábra).



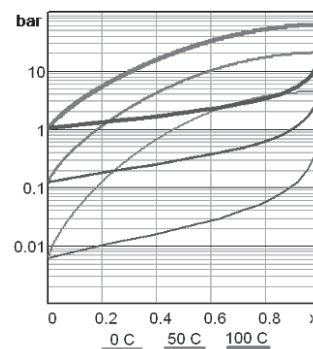
4. ábra Egyensúlyi görbék 1, 10, 20, 30 bar-on



5. ábra Az y(p,x) függvény közelítések hibái



6. ábra Buborék és Harmatpontgörbék állandó nyomásokon (1, 5 és 20 bar-on)



7. ábra Buborék és Harmatpontgörbék állandó hőmérsékleteken (°C-on)

4. ENTALPIÁK

Az alábbiakban egy ipari tervezésnél használt közelítési eljárást ismertetünk. [2]

Telített oldat entalpiája: (6)

$$h_L(t, x) = h_{L0} \cdot \sum_{i=0}^{15} \left[a_{L_i} \left(\frac{t + 273.15}{T_{L0}} - 1 \right)^{m_{L_i}} \cdot x^{n_{L_i}} \right]$$

(ahol $h_{L0} = 100 \text{ kJ/kg}$ és $T_{L0} = 273.16 \text{ K}$)

Telített gőz entalpiája: (7)

$$h_v(t, y) = h_{v0} \cdot \sum_{i=0}^{16} \left[a_{v_i} \left(1 - \frac{t + 273.15}{T_{v0}} \right)^{m_{v_i}} \cdot (1 - y)^{\frac{n_{v_i}}{4}} \right]$$

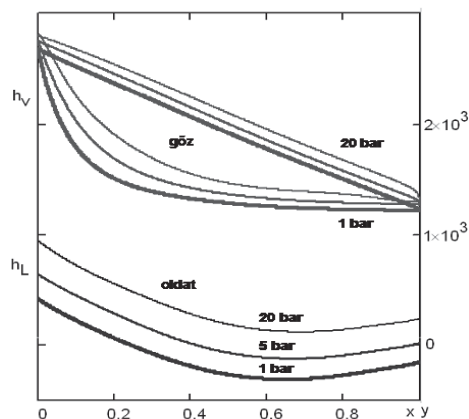
(ahol $h_{v0} = 100 \text{ kJ/kg}$ és $T_{v0} = 324 \text{ K}$)

A fenti képletekben szereplő konstansok:

m_L	n_L	a_L	m_v	n_v	a_v		
0	0	1	-7.6108	0	0	0	1.28827
1	0	4	25.6905	1	1	0	0.125247
2	0	8	-247.092	2	2	0	-2.08748
3	0	9	325.952	3	3	0	2.17696
4	0	12	-158.854	4	0	2	2.35687
5	0	14	61.9084	5	1	2	-8.86987
6	1	0	11.4314	6	2	2	10.2635
7	1	1	1.18157	7	3	2	-2.3744
8	2	1	2.84179	8	0	3	-6.70155
9	3	3	7.41609	9	1	3	16.4508
10	5	3	891.844	10	2	3	-9.36849
11	5	4	-1613.09	11	0	4	8.42254
12	5	5	622.106	12	1	4	-8.58807
13	6	2	-207.588	13	0	5	-2.77049
14	6	4	-6.87393	14	4	6	-0.961248
15	8	0	3.50716	15	2	7	0.988009
				16	1	10	0.308482

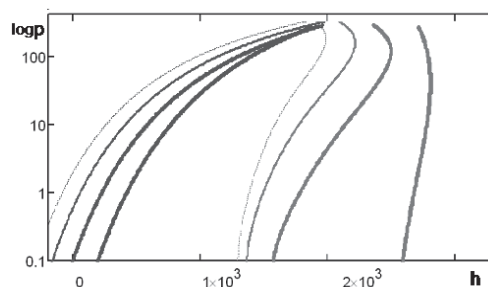
1. táblázat A (6) és (7) összefüggések állandói

A közelítés eredményét a 8. ábrán mutatjuk be.



8. ábra Oldat- (h_L) és gőzentalpiák (h_v) 1, 5 és 20 bar-on. (a felső gőz entalpia vonal az y -ből, az alsó pedig az x -ből származtatva)

Továbbá, elő lehet állítani a log p-h diagramot a $p(t,x)$ (2) $h_L(t,x)$ (6) és $h_v(t,x)$ (7) szerinti ábrázolásával. (9. ábra)



9. ábra Log p-h diagram ábrázolása különböző koncentrációknál

Az entalpiák pontos megadása az alapfeltétele a hűtőkör számításának. Kulcsfontosságú lenne egy egyszerűen kezelhető és pontos becslési eljárást létrehozni. Sajnos az elegy fizikai leírása nem ismeretes, így nem tudjuk számítani a paramétereit, viszont az tudjuk, hogy a közeg entalpiája milyen részekből épül fel.

Oldat entalpiája: (8)

$$h_L(t, x) = (1 - x)h_{LH2O}(t) + x \cdot h_{LNH3}(t) + \Delta h_{oldat}(x, t)$$

Gőzfázis entalpiája: (9)

$$h_v(t, x) = (1 - y) \cdot h_{LH2O}(t) + y \cdot h_{LNH3}(t)$$

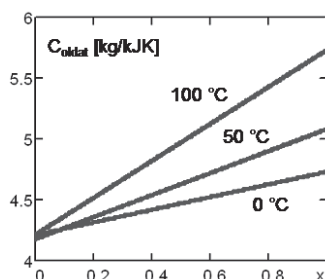
A görbék felépülésének ezen módja látszik is a 8. ábrából. Mindkét esetben jól ismertek a tiszta közegek paramétereit [6], így csak az oldódási hővel, és az eltérésekkel szükséges foglalkozni. Ezeket a függvényeket pedig valószínűleg egyszerűbben lehetne modellezni.

Természetesen bármilyen görbesort vagy többváltozós függvényt kívánt pontossággal elő lehet állítani nagyszámú részfüggvény összegéből, de mivel ezek nem a fizikai törvények felől közelítik meg a problémát, előfordul, hogy túl az érvényességi területen teljesen irreális eredményt adnak. Példa erre a [2] forrásban található egyensúlyi görbe közelítés, ami 30 bar felett már teljesen irreális (y -ra jóval egy fölötti) értékeket ad.

5. TELÍTETLEN OLDAT FAJHŐJE

Ha hűtőkör számításakor, a telítetlen oldat fázisba jutunk, célszerű az azonos hőmérsékletű telített oldat entalpiájából kiindulni (itt a hőtartalom nem függ a nyomástól). Ha mégis szükségünk van a fajhőre, a Carl G. Almén-féle összefüggéssel [1], (10) számolható:

$$c_p(t, x) = 4.210 + \frac{x \cdot (520 + 5.35t + 0.0462t^2)}{1000} \quad (10)$$

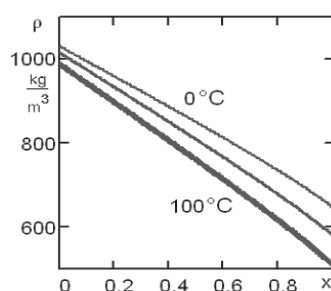


9. ábra Fajhő függése a hőmérséklettől és a koncentrációtól

6. TELÍTETLEN OLDAT SŰRŰSÉGE

A következőkben szintén az [1] irodalom szerinti becslést közöljük. A becslés hibája megfelel ahhoz, hogy a hűtőkör számításait elvégezzük. (11)

$$\begin{aligned} A_{A_1}(t) &= 1001.3 - 0.171 \cdot t - 0.00254 \cdot t^2 \\ A_{A_2}(t, x) &= -x \cdot (347.49 + 1.142 \cdot t - 0.00196 \cdot t^2) \\ A_{A_3}(x) &= (29.7 - 31.5 \cdot x) \cdot (1 - 0.75 \cdot x)^{-1} \\ \rho(t, x) &= A_{A_1}(t) + A_{A_2}(t, x) + A_{A_3}(x) \quad (11) \end{aligned}$$



10. ábra telítetlen oldat sűrűsége, tömegkoncentráció szerint (0, 50, 100 °C -on).

7. ÖSSZEFOGLALÁS

Jelen cikkben összefoglaltuk az ammónia-víz rendszer paramétereinek becslésére szolgáló leggyakrabban alkalmazott eljárásokat, a gőznyomás és az egyensúlyi görbe becslésére saját, az eddigieknél pontosabb eljárást mutattunk be. Ezen eljárásokra alapozva, egyszerű számítógépes háttérrel, nehézkes adatbázisok, nehezen

hozzáférhető és drága programok nélkül is hozzáláthatunk a hőszivattyús rendszer tervezéséhez. Továbbá feladatunk tűztük ki, hogy az eddigi eredmények birtokában az oldat és gőz hőtartalmának becslésére is létrehozunk egy egyszerű becslési eljárást.

8. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

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

9. IRODALOM

- [1] Carl G Almén: Gas Absorption refrigeration, 2009
- [2] Manuel R. Conde, Conde Engineering Zürich, Thermophysical Properties of NH₃-H₂O solutions for industrial design of absorption refrigeration equipment, 2004
- [3] Jitendra Singh, Refrigeration Chapters, Vapor Absorption Refrigeration Systems, IIT, Kharagpur
- [4] Pátek J. & Klomfar J. Simple functions for fast calculations of selected thermodynamic properties of the ammonia-water system, 1985
- [5] N Shankar Granesh & T. Shrinivas, Evaluation of thermodynamic properties of ammonia-water mixture up to 100 bar for power application systems, 2011
- [6] Skovrup J. & Knudsen H., Refrigeration Utilities program, 2.84-es verzió, Technical University of Denmark, Department of Energy Engineering, 1999

JELÖLÉSJEGYZÉK

Jel	Megnevezés	Mértékegység.
T	Hőmérséklet	K
t	Hőmérséklet	°C
p	Nyomás	bar
x	NH ₃ tömegkoncentráció az oldatban	
y	NH ₃ tömegkoncentráció a gőzben	
h _L	Oldat entalpiája	kJ/kg
h _G	Gőz entalpiája	kJ/kg
h _{LH2O}	Víz foly. fázis entalpia	kJ/kg
h _{LHH3}	Ammónia foly. f. entalpia	kJ/kg
h _{VH2O}	Víz gőz fázis entalpia	kJ/kg
h _{VNH3}	Ammónia gőz f. entalpia	kJ/kg
c _p	Oldat fajhője	kJ/kgK
ρ	Sűrűség	kg/m ³

PERIODIKUS TERHELÉSNÉL FELLÉPŐ KOPÁSOK NUMERIKUS ELEMZÉSE

NUMERICAL ANALYSIS OF THE WEAR PROBLEMS FOR PERIODICAL LOADING

Páczelt István*, Baksa Attila**

ABSTRACT

The relative sliding motion of two elastic bodies in contact induces wear process and contact shape evolution. In the case of a substrate sliding under the punch the transient process tends to a periodical steady state occurring at periodical fixed contact stress and strain distribution in the contact zone if the load is acting on punch periodically changing in time. The present paper is aimed to extend the previous analyses [1-3] of steady state conditions for periodical loading.

1. BEVEZETÉS

A jelen cikk az állandó relatív sebességű csúszásnál és terhelésnél kapott korábbi eredményeket [1-3] általánosítja arra az esetre, amikor az egyik B_1 testre periodikus terhelés hat és a másik B_2 test hozzá képest állandó, vagy változó, de periodikus sebességgel mozdul el. Számos kontakt optimalizálási feladattal találkozunk a [4] munkában. A jelen vizsgálatokban B_1 test a bélyegnek (fékpofa), míg a B_2 testet végtelen sávnak (fékezendő testnek) felel meg. A B_1 test a súrlódás miatt kopik, a B_2 -höz képest eltolódik és elfordul. A kopás bizonyos idő elteltével periodikusan változó állandósult állapotot vesz fel -hőfejlődés esetén is [3]-, aminél a B_1 test mechanikai mennyiségei, elmozdulása, feszültsége is periodikusan változik, vagyis a relatív elmozdulás, $u_\tau(t) = u_\tau(t + T_c)$, a feszültség $\sigma(t) = \sigma(t + T_c)$, ahol T_c a terhelés periódus ideje. A kopás leírására un. Archard féle kopási törvényt fogjuk felhasználni [1]. Ennek értelmében az érintkezési felület normálisának irányában a levált anyag sebessége

$$\dot{w}_{i,n} = \beta_i (\tau_n)^{b_i} \|\dot{\mathbf{u}}_\tau\|^{a_i} = \beta_i (\mu p_n)^{b_i} \|\dot{\mathbf{u}}_\tau\|^{a_i} = \beta_i (\mu p_n)^{b_i} v_r^{a_i} = \tilde{\beta}_i p_n^{b_i} v_r^{a_i}, \quad i = 1, 2 \quad (1)$$

ahol μ - súrlódási tényező, β_i, a_i, b_i kopási paraméterek, $\tilde{\beta}_i = \beta_i \mu^{b_i}$, $v_r = \|\dot{\mathbf{u}}_\tau\|$ - relatív sebesség a

testek között, τ_n a csúsztató feszültség a Coulomb féle törvény szerint $\tau_n = \mu p_n$, ahol p_n az érintkezési nyomás. Jelölje a helyvektort $\Delta \mathbf{r}$. A kopási sebesség vektora $\dot{\mathbf{w}}_R$, a felület transzformálását és lekopott anyag tangenciális irányú mozgását jellemzi. A $\dot{\lambda}_F$, $\dot{\lambda}_M$ merevtestszerű kopási sebességekkel ennek értéke [2]

$$\dot{\mathbf{w}} = \dot{\mathbf{w}}_2 - \dot{\mathbf{w}}_1 = \dot{\mathbf{w}}_R = \dot{\mathbf{w}}_{2,R} - \dot{\mathbf{w}}_{1,R} = -\dot{\mathbf{w}}_{1,R} \mathbf{e}_R + \dot{\mathbf{w}}_{2,R} \mathbf{e}_R = \dot{\mathbf{w}}_R \mathbf{e}_R$$

$$\dot{\mathbf{w}}_R = \dot{\lambda}_F + \dot{\lambda}_M \times \Delta \mathbf{r}, \quad \mathbf{e}_R = \frac{\dot{\lambda}_R}{\|\dot{\lambda}_R\|} = \frac{\dot{\lambda}_F + \dot{\lambda}_M \times \Delta \mathbf{r}}{\|\dot{\lambda}_F + \dot{\lambda}_M \times \Delta \mathbf{r}\|} \quad (3)$$

A B_1 és a B_2 test közötti érintkezési feszültséget a következő összefüggés jellemzi

$$\mathbf{t}^c = \mathbf{t}_1^c = -\mathbf{t}_2^c = -p_n (\mathbf{n}_c \pm \mu \mathbf{e}_{\tau 1}) \quad (4)$$

ahol $\mathbf{e}_{\tau 1}$ - a relatív sebességgel egybeeső érintősíkba eső egységvektor, \mathbf{n}_c az érintkezési felület normálisa, az 1. ábrán vázolt szerkezetnél $\mathbf{n}_c = -\mathbf{e}_z$, $\mathbf{e}_{\tau 1}$ a - x tengely irányába mutató egységvektor. A + előjel a (4) -ben az $\dot{\mathbf{u}}_\tau = \dot{\mathbf{u}}_\tau^{(2)} - \dot{\mathbf{u}}_\tau^{(1)} = -\|\dot{\mathbf{u}}_\tau\| \mathbf{e}_{\tau 1} = -v_r \mathbf{e}_{\tau 1}$ relatív sebességhez tartozik, amikor is a keletkező súrlódási feszültség a B_1 testre $-\mathbf{e}_{\tau 1}$ irányban hat, Itt a függőlegesen ható terhelés eredője $\mathbf{F} = -F \mathbf{e}_z$.

Az egy ciklus alatt képződő kopás az kompatibilis a merevtestszerű kopás értékével

$$w_n(x, t + T_c) - w_n(x, t) = \Delta w_n(x, T_c) = (\Delta \lambda_F + \Delta \lambda_M \times \Delta \mathbf{r}) \cdot \mathbf{n}_c \quad (2)$$

ahol $\Delta \lambda_F$ és $\Delta \lambda_M$ az egy periódus alatti eltolódási és elfordulási kopási növekmény,

A terhelési periódus alatti integrált kopás és annak átlagos értéke

$$\Delta \lambda_{F,M} = \int_0^{T_c} \dot{\lambda}_{F,M} d\tau, \quad (5)$$

* professzor emeritus, Miskolci Egyetem Műszaki Mechanikai Intézet
** egyetemi docens, Miskolci Egyetem Műszaki Mechanikai Intézet

$$\bar{\lambda}_{F,M} = \frac{\Delta \lambda_{F,M}}{T_*} = \frac{1}{T_*} \int_0^{T_*} \dot{\lambda}_{F,M} d\tau. \quad (6)$$

Hasonlóan a teher átlagértéke

$$\bar{F} = \frac{1}{T_*} \int_0^{T_*} F d\tau. \quad (7)$$

Könnyű kiszámolni a periódus alatti kopást is

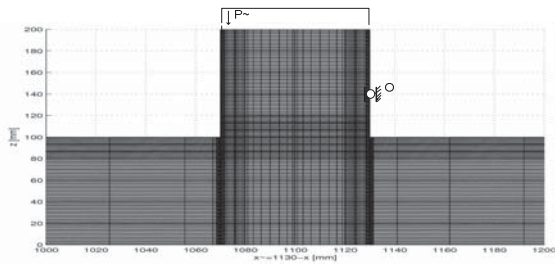
$$\Delta W_{1,n} = \int_0^{T_*} \tilde{\beta}_1 p_n v_r d\tau = \tilde{\beta}_1 v_r \int_0^{T_*} p_n d\tau, \quad (8)$$

illetve annak átlagát $\Delta \bar{W}_{1,n} = \frac{\Delta W_{1,n}}{T_*}$ az $a_1 = b_1 = 1$,

$\tilde{\beta}_1 = 4 \cdot 10^{-8}$ kopási paraméterek esetén.

2. ÁLLANDÓSULT ÁLLAPOT FELTÉTELE

Jelölje a bélyeg szélességét L , a testek vastagságát t_{sr} , vagyis az érintkezési felület $S_c = t_{sr} L$. A megtámasztási O görgő függőleges helyzetét jelölje l_z (lásd 1. ábra), továbbá $\hat{x} = x - 1070$.



1. ábra. A vizsgált síbéli szerkezet és végeelemes felosztása, $L = 60, l_z = 40$. Az alsó test jobbra csúszik.

A kopási disszipációs munka egy ciklushoz tartozóan csak a B_1 test kopását feltételezve

$$E_w = \frac{1}{2} \int_0^{T_*} \left(\int_{S_c} (\mathbf{t}_1^c \cdot \dot{\mathbf{w}}_1 dS) \right) d\tau, \quad (9)$$

továbbá, a bélyegre vonatkozó egyensúlyi egyenletek

$$\begin{aligned} f &= \int_{S_c} p_n dS - F = 0, \\ m &= M - \int_{S_c} [p_n (L - \hat{x}) - \mu p_n l_z] dS = 0 \end{aligned} \quad (10) \quad M = F \frac{L}{2}$$

Az optimalizálási Lagrange-féle funkcionál átlag értéke

$$\bar{L}_w = \frac{E_w}{T_*} - \frac{1}{T_*} \int_0^{T_*} \dot{\lambda}_F f d\tau - \frac{1}{T_*} \int_0^{T_*} \dot{\lambda}_M m d\tau, \quad (11)$$

ahol a (3), (4) figyelembevételével

$$E_w = \frac{1}{2} \int_0^{T_*} \int_{S_c} \tilde{\beta}_1 v_r (p_n)^2 \{1 - \mu \tan \chi\} dS d\tau, \quad (12)$$

$$\tan \chi = \frac{\dot{\lambda}_M l_z}{\dot{\lambda}_F + \dot{\lambda}_M (L - \hat{x})}, \quad \mathbf{e}_R = \frac{\dot{\mathbf{w}}_R}{\|\dot{\mathbf{w}}_R\|},$$

$$\dot{\mathbf{w}}_R = -\dot{\mathbf{w}}_1 = \{\dot{\lambda}_F + \dot{\lambda}_M (L - \hat{x})\} \mathbf{e}_z + \dot{\lambda}_M l_z \mathbf{e}_x.$$

A Lagrange szorzók $\dot{\lambda}_F, \dot{\lambda}_M^y = \dot{\lambda}_M$ a merevtestszerű kopási sebességeknek felelnek meg. Képezve a (12) variációját, a variációs egyenletekből állandó v_r relatív

sebesség esetén, továbbá $\tan \chi \approx \frac{\dot{\lambda}_M l_z}{\dot{\lambda}_F + \dot{\lambda}_M (L - \hat{x})}$

mellett, azt kapjuk, hogy az átlagos nyomás

$$\bar{p}_n = \frac{\bar{\lambda}_F + \bar{\lambda}_M (L - \hat{x})}{\tilde{\beta}_1 v_r}, \quad (13)$$

az átlagos értékekre vonatkozó egyensúlyi egyenletek

$$\int_{S_c} \bar{p}_n dS - \bar{F} = 0, \quad \int_{S_c} ((L - \hat{x}) - \mu l_z) \bar{p}_n dS - \bar{M} = 0. \quad (14)$$

Végezetül (13)-nak (14)-be való helyettesítésével

$$\bar{p}_n = \frac{\bar{F}}{S_c} \left\{ 1 - \frac{6\mu l_z}{L} + \frac{12\mu l_z}{L^2} (L - \hat{x}) \right\} \quad (15)$$

és a merevtestszerű kopási sebességek átlagos értékei

$$\bar{\lambda}_F = \tilde{\beta}_1 v_r \frac{\bar{F}}{S_c} \left(1 - \frac{6\mu l_z}{L} \right), \quad \bar{\lambda}_M = \tilde{\beta}_1 v_r \frac{\bar{F}}{S_c} \frac{12\mu l_z}{L^2} \quad (16)$$

Tétel: Periodikusan változó terhelésnél a testek közötti állandó relatív sebességnél az átlagos kopott alak az átlagos \bar{F} terhelésből számolható az egy perióduson vett kopási disszipációs munka minimumánál.

Megjegyzés 1: Ha a bélyeg merevtestszerű elfordulása

hiányzik, $\dot{\lambda}_M = 0, l_z = 0$ akkor $\bar{p}_n = \frac{\bar{F}}{S_c}$.

Megjegyzés 2: Ha relatív sebesség időben változik (pl.

fékezésakor), akkor $\frac{1}{T_*} \int_0^{T_*} v_r p_n d\tau = \overline{v_r p_n} \neq \bar{v}_r \bar{p}_n$, és e

miatt a (15) alatti közepes nyomás már csak közelítő lesz és ebből adódóan a kiszámolható optimális hézag (alak) is. Ezzel az esettel találkozunk az alábbi példában.

3. EGY PÉLDA

Vizsgáljuk az alábbi fékezési esetet, amikor a fékezési terhelés, periodikus és minden periódus alatt a v_0 kezdeti relatív sebesség zérusra csökken. A teher és a sebesség nem lehet negatív. E miatt a periódus idő $T_* = \pi / \omega$, ahol ω - a szokásos szögsebesség fele, továbbá, $\tau_0 = 0.5 T_*$. Tetszőleges periódust n_{period} szám jelöli. A terhelést az alábbi összefüggések jellemzik:

$$\text{ha } 0 \leq \tau \leq \tau_0, \quad t = (n_{period} - 1) T_* + \tau, \quad \text{akkor} \\ F(t) = F_0 \sin \omega t, \quad (17a)$$

$$\text{ha } \tau_0 \leq \tau \leq T_*, \quad t = (n_{period} - 1) T_* + \tau, \quad \text{akkor } F(t) = F_0. \quad (17b)$$

Feltételezzük, hogy a fékezendő alsó test tömege $m = 10 \text{ kg}$. Az érintkezési felületen fellépő súrlódási feszültség $F_r = \mu F$. Newton II. törvénye értelmében

$$m \ddot{u}_r = F_r, \quad (18)$$

amiből időintegrálással a sebesség

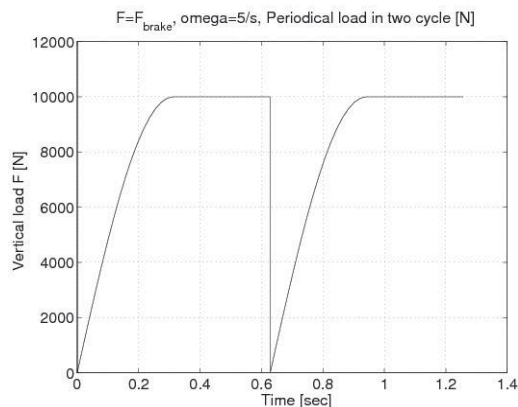
$$\text{ha } 0 \leq \tau \leq \tau_0 \quad \text{akkor } v_r = v_0 - \frac{\mu F_0}{m \omega} [1 - \cos \omega \tau] \quad (19a)$$

$$\text{és ha } \tau_0 \leq \tau \leq T_* \quad \text{akkor } v_r = v_0 - \frac{\mu F_0}{m \omega} - \frac{\mu F_0}{m} (\tau - \tau_0) \quad (19b)$$

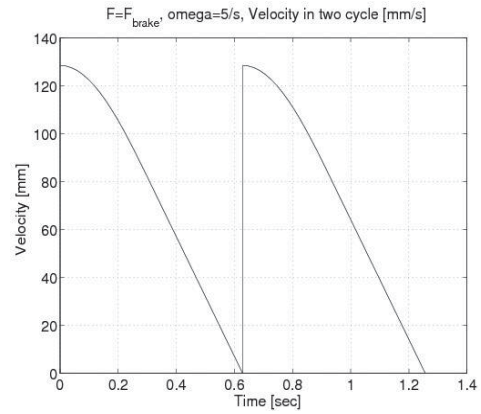
A periódus elején lévő v_0 sebességet abból a feltételből határozzuk meg, hogy a fékezési periódus végén az alsó test sebessége zérus legyen

$$v_0 = \frac{\mu F_0}{2 m \omega} (2 + \pi) \quad (20)$$

A teher és a relatív sebesség változását a 2. ábrán láthatjuk $\omega = 5/s$ esetén, amikor is $T_* = 0.628318 \text{ s}$ és a kezdeti sebesség $v_0 = 128.539 \text{ mm/s}$.

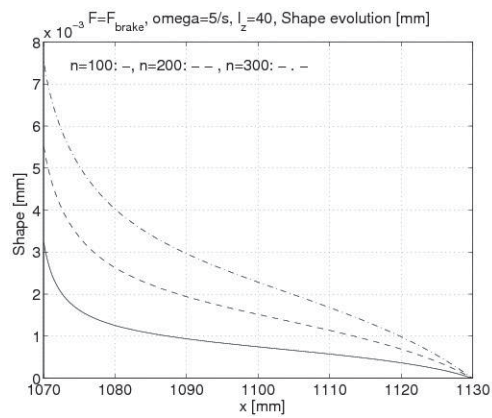


a)

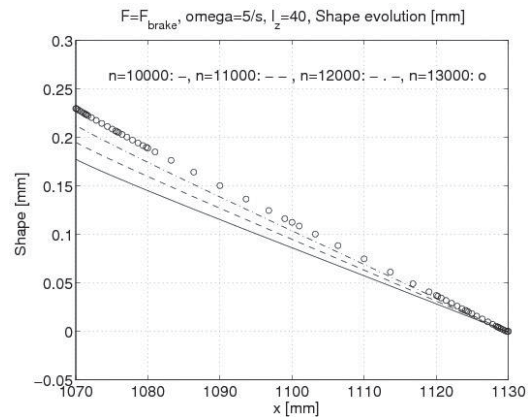


b)

2. ábra. A függőleges teher a), és a sebesség b), periodicitása.



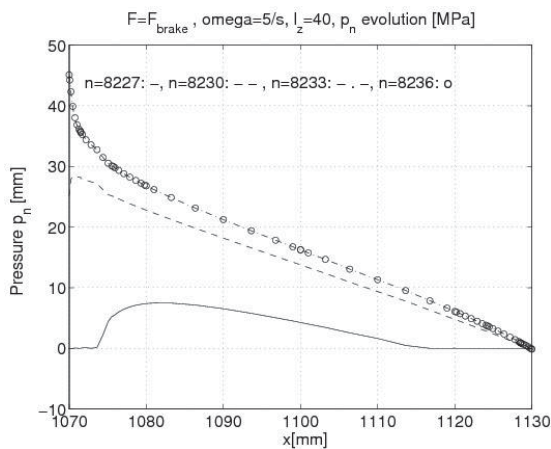
3. ábra. Kopási alakok a kopási folyamat elején.



4. ábra. Kopási alakok a periodikusan állandósult kopási ciklusoknál.

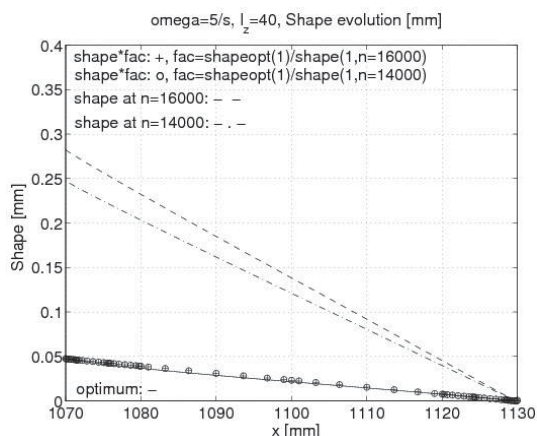
A ciklikusan megjelenő fékezés során a kopást a kopási törvény időintegrálásával tudjuk meghatározni. Egy periódust 32 részre osztjuk, így az időlépés $\Delta t = T_* / 32$. A kezdeti ciklusoknál jelentkező kopási alakok a 3. ábrán, míg a periodikusan kialakuló állandósult kopási alakok a 4. ábrán láthatóak. A kopott alakok

ábrázolásánál az $x=1130$ koordinátánál zérus értéket állítottunk be. A nyomás eloszlása természetesen a változó terhelés miatt egy periódus alatt jelentősen változik. Ezt láthatjuk az 5. ábrán.

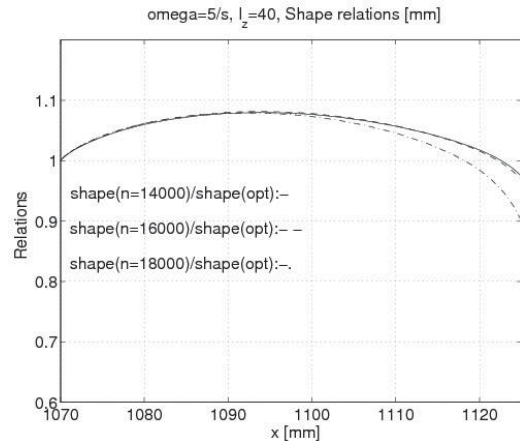


5. ábra Nyomás lefutása cikluson belül néhány időlépésnél. n - az időlépések száma.

A levezetett elmélet szerint nézzük meg az átlagos \bar{F} teherhez tartozóan kapott kopási alak mennyiben egyezik meg az időintegrálással kapottakkal. Mivel az állandósult periodikus kopásnál a kopási alak változása $\Delta\lambda_n$ a szögelfordulási növekménnyel arányos, ezért, hogy képet kapjunk az optimális alaktól való eltérésre az $x=1070$ -nél vett optimális alak és az időintegrált alakok hányadosával szorozzuk meg (forgassuk vissza) az időintegrált alakot. Ekkor a 6. ábrán a + ill. az o -val jelölt függvényekhez jutunk. Látható ezek az optimalistól nem nagymértékben térnek el. Külön, még szemléletesebb képet kaphatunk ezen elforgatott és optimális görbék pontonkénti hányadosának ábrázolásával. Exakt eredménynél a hányados egységnyi kellene, hogy legyen. Látjuk, hogy a 7. ábrán vázolt eltérés kicsiny.



6. ábra. Az optimalizálási kopott alak és az időintegrálással kapottak.



7. ábra A kopott és optimális alakok eltérésnek jellemzése a függvények hányadosán keresztül.

4. ÖSSZEGZÉS

Periodikusan változó terhelés esetén a rugalmas bélyeg alatt állandó vagy változó sebességgel mozgó végtelen sáv esetén a bélyeg periodikus állandósult kopási alakját jól meg lehet közelíteni az átlagos kopási disszipációs munka minimalizálásából nyert átlagos nyomás segítségével. Azonban a kopási ciklusok alatti változó nyomás lefutását csak a kopási törvény numerikus integrálásán keresztül, sok időt megkövetelő, pl. p -verziójú végesesemes számítás révén kaphatjuk meg. A fentiekben kidolgozott elméletet fékek tervezésénél használhatjuk fel.

5. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

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

6. IRODALOM

- [1] PÁCZELT I., MRÓZ Z.: On the analysis of steady sliding wear process, *Trib. Int.*, Vol. 42, (2009), pp. 275-283.
- [2] PÁCZELT I., MRÓZ Z.: Numerical analysis of steady thermo-elastic wear regimes induced by translating and rotating punches, *Computers & Structures*, Vol. 89, (2011), pp. 2495-2521.
- [3] PÁCZELT I., MRÓZ Z.: Solution of wear problems for monotonic and periodic sliding with p -version of the finite element method, *Comput. Methods Appl. Mech. Engng.*, Vol. 249-252, (2012), pp. 75-103.
- [4] PÁCZELT I., BAKSA A.: Examination of contact optimization and wearing problems, *Journal of Computational and Applied Mechanics*, Vol. 3, No.1, (2002), pp. 61-84.

DÖRZS-BOLYGÓMŰ RUGALMAS ALAKVÁLTOZÁSON ALAPULÓ TERHELÉSKIEGYENLÍTÉSE

LOAD EQUALIZATION IN PLANETARY FRICTION DRIVE BASED ON ELASTIC DEFLECTION

Péter József Ph.D. Németh Géza
Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék

ABSTRACT

The relationship between the wheels of a planetary drive is shape closing or force closing. Present paper is dealing with a variant, where there is a force closing planetary friction drive, having external-external-internal cylindrical rolling surfaces, and the power distribution (and partly its equalization) is based on the elastic deflection of the annular wheel.

Kulcsszavak: erőzáró, bolygómű, bolygókerék, gyűrűkerék, rugalmas alakváltozás

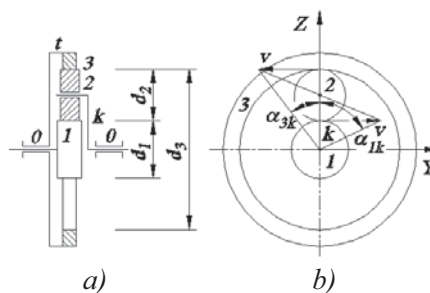
1. BEVEZETÉS

A bolygómű ismert és széles körben használt gépelem. Egyik változata a külső-külső (jele k) és külső-belső (jele b) gördülőfelületű elem párból, a bolygókerékeket hordozó karból, és a felsorolt elemeket magába foglaló házról álló kb típusú bolygómű [1]. A tárcsa és a gyűrű alakú elemek kapcsolata fogaskerék-bolygóműben alakzáró, dörzs-bolygóműben erőzáró. Cikkünkben a kb típusú bolygómű erőzáró kapcsolaton alapuló dörzs változatával foglalkozunk.

2. A kb TÍPUSÚ DÖRZS-BOLYGÓMŰ ÁTTÉTELE

Jelölje 0 az állványt, 1 a napkereket, 2 a bolygókeréket, 3 a gyűrűkeréket, k a kart, és t a gyűrűkeréket a tengelyhez vagy a házhoz kötő tengelykapcsolót. A két kerék valamint a gyűrűkerék gördülő felületének átmérője d_1 , d_2 és d_3 , amint az 1. ábra mutatja. A bolygókerékek száma példánkban egy ($N=1$). A kerek és a kar állványhoz viszonyított szögsebessége ω_1 , ω_2 , ω_3 és ω_k , a kerek karhoz viszonyított szögsebessége

$$\omega_{1k} = \omega_1 - \omega_k, \quad \omega_{2k} = \omega_2 - \omega_k, \\ \text{és} \quad \omega_{3k} = \omega_3 - \omega_k.$$



1. ábra. kb típusú dörzs-bolygómű

Feltételezzük, hogy a kerek csúszásmentesen gördülnek és a gördülőkörök sebessége azonos nagyságú. A karhoz viszonyított szögsebességekkel $v = \omega_{1k}d_1 = -\omega_{2k}d_2$, és $v = \omega_{2k}d_2 = \omega_{3k}d_3$. Az összefüggéseket használva $1 \rightarrow 3$ hajtásirány esetén az i_{13} áttétel a gördülőkör d_1 és d_3 átmérőjével valamint az 1 kerék és a 3 gyűrűkerék gördülőkörének K_1 és K_3 kerületével

$$i_{13} = \frac{\omega_{1k}}{\omega_{3k}} = \frac{\omega_1 - \omega_k}{\omega_3 - \omega_k} = -\frac{d_3}{d_1} \cdot \omega_3 = 0 \text{ és} \\ = -\frac{d_3\pi}{d_1\pi} = -\frac{K_3}{K_1}$$

$$1 \rightarrow k \text{ esetben } i_{1k} = \frac{\omega_1}{\omega_k} = 1 + \frac{d_3}{d_1} = 1 + \frac{K_3}{K_1}$$

Látható, hogy az áttétel a bolygókerék átmérőtől és számától nem függ. Az 1. ábrán a bolygókerékek száma egy, a gyakorlatban a terhelés elosztása érdekében a bolygókerékek száma kettő vagy több, de legfeljebb annyi, amennyi a napkerék és a gyűrűkerék közötti térrészben egy vagy két síkban elfér.

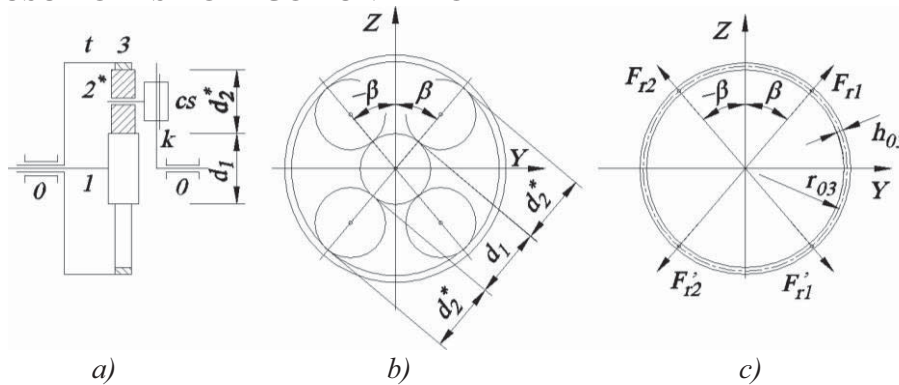
A napkerék, a bolygókerék és a gyűrűkerék gördülőfelülete a vizsgált esetben egyenes körhenger, és egymáshoz viszonyított helyzetüket a közös tengelytávjukat meghatározó kar adja. A gördülő hengerek átmérői közötti összefüggés a közös tengelytáv

alapján $a = \frac{d_1+d_2}{2} = \frac{d_3-d_2}{2}$, innen $d_3 = d_1 + 2d_2$. Az alak- és helyzethibától mentes, teljesítményt nem továbbító elem párok gördülőfelületei a közös egyenes hengeralkotók mentén érintkeznek.

A teljesítmény továbbításának feltétele a napkerék és a bolygókerék valamint a bolygókerék és a gyűrűkerék közötti erőzáró kapcsolat, amit pl. a bolygókerék átmérőjének növelésével ($d_2^* > d_2$), a napkerék – bolygókerék - gyűrűkerék lánc előfeszítésével

lehet biztosítani. A méret-, alak- és helyzethibától mentes bolygóműben a teljesítmény a bolygókerék számának függvényében azonos nagyságú részre ágazik. A valós szerkezetek mérete, alakja és helyzete a névlegestől eltér és a részteljesítmények eltérő nagyságúak. A cikk további részében a részteljesítmények részbeni kiegyenlítésével, ill. a teljesítmény továbbításához szükséges előfeszítés egy lehetséges változatával foglalkozunk.

3. A kb TÍPUSÚ DÖRZS-BOLYGÓMŰ VÁLTOZATA

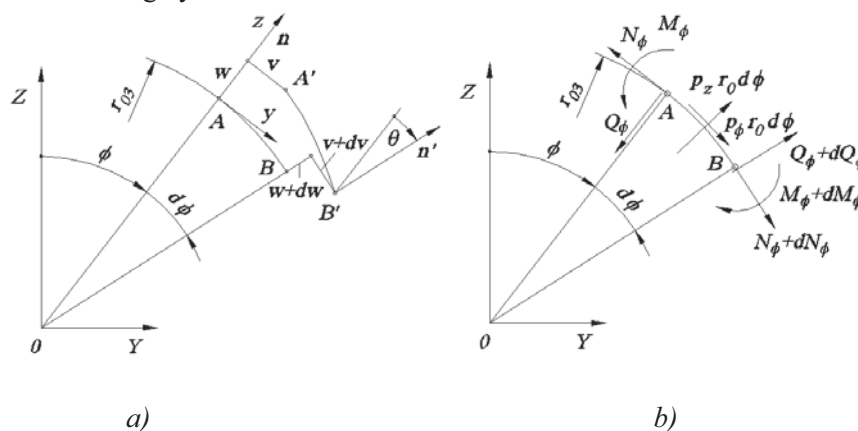


2. ábra. kb típusú dörzs-bolygómű változata

Az 1.a) ábrán a kar és a bolygókerék hordozó tengely kapcsolata merev, a 2.a) ábrán a bolygókerék tengelyének és a kar kapcsolatát egy sugárirányú elmozdulást megengedő csúszka biztosítja. Példánkban a négy darab d_2^* átmérőjű, az Y és Z tengelyre nézve szimmetrikusan elrendezett, sugárirányban elmozdulni képes bolygókerék hat a napkerékre és a vékonyfalú, rugalmasan alakváltozó gyűrűkerékre. A gyűrűkeréket a t kiegyenlítő tengelykapcsoló köti a tengelyhez.

4. A GYŪRŰKERÉK ALAKVÁLTOZÁSA

A 3 gyűrűkeréket egy d_3 belső átmérőjű D_3 külső átmérőjű és b_{03} szélességű gyűrűvel modellezzük. A gyűrű vastagsága $h_{03} = \frac{D_3-d_3}{2}$, középkörének sugara $r_{03} = \frac{d_3+D_3}{4}$. Az r_{03} sugarú középkörön fekvő pont sugárirányú elmozdulása a bolygókerék középpontok irányában $w_0 = d_2^* - d_2$.



3. ábra. a) A gyűrűelem elmozdulása és alakváltozása. b) A gyűrűelemre ható belső- és külső erők, nyomatékok

A gyűrű elmozdulás állapotát a 3. ábra jelöléseit használva hat egyenlet segítségével határozhatjuk meg: két geometriai egyenlettel, amely az elmozdulásokat és a deformációt kötik össze, három egyensúlyi egyenlettel, melyek a belső és a külső erőrendszer között teremtenek kapcsolatot, és egy rugalmasságtani egyenlettel, amely a deformációt és a belső erőrendszert hozza kapcsolatba.

Terhelés hatására a gyűrű középvonalának AB eleme az $A'B'$ – be megy át. Az érintő irányú és sugár irányú elmozdulás valamint a normális elfordulása közötti összefüggés megtalálása az AB ívelemre felírt két geometriai egyenlet segítségével történik. Ezeket használva

$$w = w(\varphi), \quad v(\varphi) = -\int w(\varphi) d\varphi \quad (1)$$

$$\vartheta(\varphi) = \frac{1}{r_0} \left(v - \frac{dw}{d\varphi} \right) \quad (2)$$

A gyűrűelem görbületének változása

$$\kappa = \frac{d\vartheta}{r_{03} d\varphi} = \frac{dv}{r_{03}^2 d\varphi} - \frac{1}{r_{03}^2} \frac{d^2 w}{d\varphi^2},$$

átalakítva

$$\kappa = \frac{1}{\rho(\varphi)} = -\frac{1}{r_{03}^2} \left(\frac{d^2 w}{d\varphi^2} + w \right) \quad (3)$$

A görbület változása és a gyűrűelemre ható

nyomaték közötti kapcsolat a $\kappa = \frac{M_\varphi}{I_x E}$

rugalmasságtani egyenletet felhasználva

$$M_\varphi = -I_x E \left(\frac{d^2 w}{d\varphi^2} + w \right) \quad (4)$$

ahol $I_x = \frac{b_3 h_{03}^3}{12}$ a gyűrű keresztmetszet másodrendű nyomatéka, E a gyűrű anyagának rugalmassági modulusa.

A gyűrűre ható külső erőket és erőpárokat Fourier-sorok segítségével felbontva meghatározható a sugárirányú és az érintőirányú egyenértékű megoszló erőrendszer. Az erők és erőpárok a gyűrű kerülete mentén π szerint

periodikusak, ezért Fourier-soruk tiszta cosinus-sor. A páratlan indexű együtthatók ekkor θ -val egyenlők. Az erők Fourier-sorának első tagja a kerület mentén egyenletesen megoszló erőrendszer, amely hajlítást nem eredményez. Ezeket figyelembe véve

$$p_z = \sum_{j=1}^o \frac{2F_{rj}}{\pi r_0} \sum_{k=2,4}^{\infty} \cos k(\varphi - \varphi_j) \quad (5)$$

$$p_\varphi = \sum_{j=1}^o \frac{2F_{tj}}{\pi r_0} \sum_{k=2,4}^{\infty} \cos k(\varphi - \varphi_j) \quad (6)$$

A 3.b) ábrán p_z és p_φ a gyűrű középvonalára redukált megoszló külső erőrendszer radiális és érintőirányú összetevője, N_φ a normál élerő, Q_φ a nyíró élerő, M_φ a hajlító élnyomaték. A gyűrűelemre felírt három egyensúlyi egyenletet felhasználva

$$\frac{1}{r_{03}} \left(\frac{d^3 M_\varphi}{d\varphi^3} + \frac{dM_\varphi}{d\varphi} \right) + r_{03} \left(\frac{dp_z}{d\varphi} + p_\varphi \right) = 0 \quad (7)$$

A (4) összefüggést deriválva és a (7) összefüggésbe behelyettesítve

$$EI_x \left(\frac{d^5 w}{d\varphi^5} + 2 \frac{d^3 w}{d\varphi^3} + \frac{dw}{d\varphi} \right) = r_{03}^4 \left(\frac{dp_z}{d\varphi} + p_\varphi \right) \quad (8)$$

egy ötöd rendű, hiányos, lineáris, inhomogén differenciálegyenlethez jutunk, melyet megoldva meghatározható a gyűrű középvonalán lévő tetszőleges φ koordinátájú pontjának $w = w(\varphi)$ sugárirányú, és $v = v(\varphi)$ érintőirányú elmozdulása valamint az n normális $\vartheta = \vartheta(\varphi)$ elfordulása. A külső erőrendszer p_z sugárirányú összetevője okozta elmozdulás

$$w = \frac{2r_{03}^3}{\pi EI_x} \sum_{j=1}^o F_{rj} \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \frac{\cos k(\varphi - \varphi_j)}{(k^2 - 1)^2}, \quad (9)$$

vagy

$$w = \frac{2r_{03}^3}{\pi EI_x} \sum_{j=1}^o F_{rj} \cdot \quad (10)$$

$$\cdot \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \frac{\cos k\varphi \cos k\varphi_j + \sin k\varphi \sin k\varphi_j}{(k^2 - 1)^2}$$

Ha a bolygókerékek száma négy, és az elrendezés az Y és Z tengelyre nézve szimmetrikus, a bolygókerékek helyét a kar nagytengelyéhez viszonyítva $\varphi_1 = -\beta$ és $\varphi_2 = \beta$ szögkoordináták jelölik ki. Mivel $\sin(k\varphi) \cos(-k\beta) + \sin(k\varphi) \sin(k\beta) = 0$

$$w = \frac{2r_0^3}{\pi EI_x} \sum_{j=1}^2 F_{rj} \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \frac{\cos k\varphi \cos k\beta}{(k^2 - 1)^2} \quad (11)$$

Amennyiben $F_{r1} = F_{r2} = F_r$

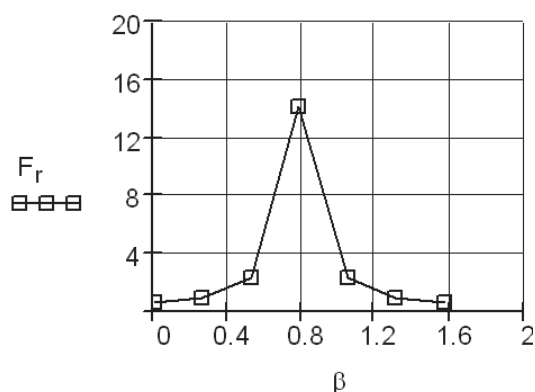
$$w = \frac{4r_0^3}{\pi EI_x} F_r \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \frac{\cos k\varphi \cos k\beta}{(k^2 - 1)^2} \quad (12)$$

A gyűrűkerék-középvonala pontjainak sugárirányú elmozdulása $\varphi = \beta$ -nál $w = w_0$, $w_0 = d_2^* - d_2$. Ekkor

$$w_0 = \frac{4r_0^3}{\pi EI_x} F_r \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \frac{\cos^2 k\beta}{(k^2 - 1)^2} \quad (13)$$

A (13) összefüggést átalakítva a bolygókerékre ható erő

$$F_r = \frac{w_0 \pi EI_x}{4r_0^3} \frac{1}{\sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \frac{\cos^2 k\beta}{(k^2 - 1)^2}} \quad (14)$$



4. ábra. A bolygókerékre ható radiális erő a bolygókerékek elhelyezésének függvényében

5. PÉLDA

A gyűrű középkörének sugara $r_{03} = 9,7mm$, a gyűrű vastagsága $h_{03} = 0,27mm$, a gyűrű szélessége $b_{03} = 3mm$, a sugárirányú elmozdulás a bolygókerék középpontja irányában $w_0 = 0,1mm$. A 4. ábra a bolygókerékek elhelyezésének szöge és a bolygókerékre ható sugárirányú erő kapcsolatát mutatja. A négy bolygókerék a gyűrűkerék és a napkerék közötti térrészben amennyiben elfér egy síkban, amennyiben nem fér el, két (vagy kettős kerekkel három) síkban hat a gyűrűkerékre, ill. a napkerékre. A bolygókerék hatása a bolygókerékek elhelyezésének függvényében változik, amint a 4. ábra mutatja.

6. ÖSSZEFOGLALÁS

A cikkben a kb típusú, erőzáró kapcsolaton és a gyűrűkerék rugalmas alakváltozásán alapuló bolygóművel foglalkoztunk. A gyűrűkerék alakváltozása a bolygókerék átmérő változásának és a bolygókerékek elhelyezésének függvénye. A cikk a dörzs bolygómű gyűrűkerékének rugalmas alakváltozásával foglalkozik.

IRODALOM

- [1] Terplán Z., Apró F., Antal M., Döbröczeni Á.: Fogaskerék-bolygóművek. Műszaki Könyvkiadó. Bp. 1979. 258 p.
[2] Péter J.: Fogaskerék-hullámhajtómű és tengelykapcsoló kapcsolódásának vizsgálata. A MTA Tudományos Minősítő Bizottsága által elfogadott kandidátusi értekezés. 1992. 111 p.

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

2014 | 11 | 24

SAJTÓKÖZLEMÉNY

TECHNOLÓGIAI KORSZERŰSÍTÉS A TERV-GYÁR SZOLGÁLTATÓ KFT-NÉL

A cég a Közép-Magyarországi Operatív Program - Komplex vállalati technológia-fejlesztés mikro-, kis- és középvállalkozások számára kiírt pályázaton indult 2013. őszén, amelyen 50%-s támogatást nyert gépvásárlás megvalósításához. A 44,16 millió forintos támogatás által a beruházás sikeresen lezárult 2014. szeptember 17-n, amelynek keretein belül két gép került beszerzésre. A projekt összköltsége 22,08 millió forint volt.

A beruházás keretein belül két eszköz, egy Bomar Ergonomic 320.250 GF típusú fűrészgép, valamint egy MAZAK QUICK TURN NEXUS 200II MY típusú, hajtott szerszamos, Y-tengelyes CNC eszterga került beszerzésre.

A fűrészgép lehetővé teszi számunkra, hogy az anyagok előkészítését gyorsabban és pontosabban tudjuk elvégezni, ezáltal az átfutási idő csökkenhet.

A MAZAK egyike a világ prémium kategóriás megmunkáló gépeket gyártó cégeinek, ez a gép kategóriájában a legmodernebbnek számít. Segítségével termelésünk gyorsabbá, hatékonyabbá válhat. Ezzel a géppel, olyan piacokra is szeretnénk bejutni, ahová eddig nem sikerült a meglévő technológiákkal. Ez egy rugalmas gyártó eszköz, amely könnyű és gyors átállást tesz lehetővé az egyes termékek között. Programozása könnyű.



A projekt hozzájárul a vállalkozás versenyben maradásához, új piacokon való megjelenéshez és a munkahelyek megőrzéséhez, így cégünk továbbra is hatékonyan és versenyképesen tudja végezni tevékenységét hazai, illetve nemzetközi piacon is a meglévő, és jövőbeni partnereink meglégedésére. A beszerzett eszközök alapjául szolgálhatnak a vállalkozás további fejlődéséhez, meglévő és jövőbeni alkalmazottaink meglégedéséhez.

Folyamatosan várjuk pályakezdő és tapasztalt mérnök szakemberek jelentkezését gödöllői telephelyünkre.

További információ kérhető:

Terv-Gyár Szolgáltató Kft.

TERVgyár

Lukács Adorján

Ügyvezető

06 28 785 056

office@tervgyar.hu

www.tervgyar.hu

www.ujszechenyiterv.gov.hu

CONTENTS

Hajdú Sándor, Czibere Tibor, Kalmár László

Starting behaviour of cross flow turbine.....5

The dynamics specific of a cross flow turbine can be quite complex. The flow field is very unsteady and largely three-dimensional. There is much interference between the shed vortices and blades. In addition, dynamic stall behavior is very prevalent as the blade encounters rapidly changing angles of attack throughout its rotation. Despite this complexity, relevant conclusions are available using a simple calculation model. The paper analyses the changes in the lift and the drag on the airfoil as a function of the angle θ , describing the position of the blade, and of the tip speed ratio λ on the basis of the lifting-line theory. Our calculations were not limited to a single tip speed ratio but we studied the whole relevant rotational speed range of cross-flow turbine.

Farkas József

Optimum design of a storage tank roof constructed from welded stiffened plates.....9

The optimization problem of a welded fixed roof for a vertical storage tank is studied. The load from snow and from a 150 mm soil layer is considered. The roof is constructed from stiffened sectorial trapezoidal plate elements and radial beams. The stiffeners are of halved rolled I-section and the radial beams are constructed from rolled I-sections. To find the minimum cost solution the thickness of the base plate, the position, number and size of circumferential stiffeners, the size of radial beams as well as the number of sectors is varied. The distances of stiffeners are non-equidistant. In the cost function the cost of material, welding and painting is taken into account.

Jármai Károly, Farkas József

Optimization for cost minimum of welded columns and beams for fire safety.....15

The two important principles of welded structures is optimized for cost minimum with and without fire protection. A square box section compressed column is designed for overall and local buckling. For a simply supported box beam the stress, deflection and buckling conditions are taken into account. The cost function includes the cost of materials, welding, painting and fire protection costs. In the case of design without fire protection the critical temperature formula of Eurocode 3 is applied. For both kinds of structures the fire protected version is cheaper than the unprotected one. The reason is that in case of protection much thinner plates are necessary.

Dr. Kota László, Jármai Károly

Discretization of the firefly algorithm for the multiple travelling salesman problem21

The aim of this research is developing a discrete firefly optimization algorithm to solve the multiple travelling salesman problem (MTSP) and later the fixed destination multiple route multiple travelling salesman problem. In this article we will introduce the first steps of this research.

We will introduce one proposed discretization of the firefly algorithm at this special problem, which heavily based on the characteristic of the problem and state space

Kovács László, Dr. Szabó Szilárd

Examination of the gas exchange process of an ic engine with the help of 0d/1d engine modell.....25

During the initial design phase of an IC engine it is not important to exactly identify all the thermodynamic, fluid mechanical and chemical reactions within the engine in question. What is of interest is the whole system that needs to be optimized to reach the preset targets with sufficient precision. In this work the validation of an engine model is presented and the results of the simulation and measurements are compared and examined. The outcome of the comparison is the clear identification of the cause of the dip in the torque characteristics of the modelled test engine while also presenting a possible solution for this special problem.

Krámer Gyula, Siménfalvi Zoltán, Szepesi L. Gábor

Calculation of data of ammonia-water system to absorption cooling methods.....30

This article contains calculations and estimations of the ammonia-water system to make the planning of absorption refrigeration systems easier and more simple, avoiding the use of difficult databases, and to make the planning without expensive program background possible, using the very popular MathCAD software.

Páczelt István, Baksa Attila

Numerical analysis of the wear problems for periodical loading34

The relative sliding motion of two elastic bodies in contact induces wear process and contact shape evolution. In the case of a substrate sliding under the punch the transient process tends to a periodical steady state occurring at periodical fixed contact stress and strain distribution in the contact zone if the load is acting on punch periodically changing in time. The present paper is aimed to extend the previous analyses [1-3] of steady state conditions for periodical loading.

Péter József, Németh Géza

Load equalization in planetary friction drive based on elastic deflection38

The relationship between the wheels of a planetary drive is shape closing or force closing. Present paper is dealing with a variant, where there is a force closing planetary friction drive, having external-external-internal cylindrical rolling surfaces, and the power distribution (and partly its equalization) is based on the elastic deflection of the annular wheel.

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

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

DEAR READER,

The research project, which elaborated in the 4th Centre of Excellence, entitled *Innovative Mechanical Engineering Design and Technologies* at the University of Miskolc was made in the framework of the TAMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 project supported by the European Union and co-funded by the European Social Fund has been finished in 2013. The Centre aim was to develop the research potential by research in which innovative modelling, design and technological processes are implemented. This was in line with the European Union's drive to encourage innovation in the most efficient way, using environmentally friendly technologies and improve them.

The Centre of Excellence was divided into seven Scientific Workshops, which are department related at that time. On the faculty institutes have been formed and they are as follows: Material Design and Material Technology, Manufacturing Sciences, Energy and Chemical Engineering, Technical Mechanics, Machine & Product Planning and Logistics Institute. The teachers involved BSc, MSc and PhD students into the research, so that they provide a good opportunity to young people to familiarize themselves with the scientific work. During the nearly two years of operation of the Centre of Excellence, several students already provided outstanding performance and quality of so called TDK (Science Student Team) works and PhD thesis.

The scientific topics covered by the Scientific Workshops are very complex and interdisciplinary in nature. Within the design themes there can be found a new design and modelling procedures, which are developed to model the structures more efficiently and reliably and to give a better design solution. Dealing with optimization of structures and systems several optimization techniques employed. To examine the product life cycle, technical systems, powertrain architecture, principles of environmental and alternative fuel use is related to research, as well as flow and thermal laboratory and numerical modelling is linked to a number of studies. The engineering of environmentally friendly technologies, organic chemistry, as well as continued testing technologies and Energy rationalization occurs. Mechanical material tests and modelling are significant for the professional and technical computer-aided process design, as well as the precision finishing manufacturing of high strength steels. We have highlighted only some of the research topics from the different disciplines.

Within the Scientific Workshops there are twenty R & D topics, which are very diverse. Some of them approached the basic research, while others are more applicable in practice, some results were already visible, while others promise long-term results. In order to make these achievements to professional audiences available a considerable number of publications produced by researchers and reported in national and international conferences, national and international professional journals. The results are incorporated into the education of course. These articles in this journal serve the purpose showing the Scientific Centre of Excellence Workshops' latest scientific results.

The Centre of Excellence continues its activity. We want to further improve on the results obtained, the new ones to expand. For the period 2014-2020's, the emerging GINOP and EFOP calls we proposed a range of topics to be developed. Hopefully these will be built into the forthcoming tenders.

Prof. Dr. Károly Jármai
Vice rector for strategy and development, leader of the Center of Excellence

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

3. GÉPÉSZETI ÉS ALTERNATÍV ÜZEMANYAG KUTATÁSOK

energetikai mérőcella, szélcsatorna és numerikus szimuláció együttes alkalmazásával



A tudományos műhely vezetője:
Dr. Szabó Szilárd
e-mail: aram2xsz@uni-miskolc.hu
Tel.: +36-46/565-111/1260 mellék
A tudományos műhelyben öt kutatás-fejlesztési téma szerepel, ezek:

1. Fűtött vagy gyorsuló mozgást végző henger vizsgálata szélcsatornában és numerikus szimulációval.



Áramlásba helyezett körszelvény gépészeti berendezések rezgésanalíziséhez, illetve hőátadási tulajdonságaihoz tartozó alapkutatások.

2. Belső- és külsőégésű motorokkal kapcsolatos mérések és numerikus vizsgálatok. Stirling motorokkal és hagyományos belsőégésű motorokkal kapcsolatos gépészeti-, hőtani- és üzemanyag vizsgálatok.
3. Energetikai gépek és rendszerek vizsgálata. Áramlás-és hőtechnikai gépek és azokból álló rendszerekkel, pl. szél- és vízturbinákkal kapcsolatos elméleti és laboratóriumi elemzések.

4. TM Innovatív gépészeti termékfejlesztés

A tudományos műhely vezetője: Dr. Kamondi László
e-mail: machkl@uni-miskolc.hu
tel: +3646 565 111, 1272 m.

Az innovatív gépészeti termékfejlesztés tudományos műhely kutatási tevékenységét a termékek fejlesztésmetodikájára, funkcióinak megvalósítására és a termék megfelelőségnek részbeni ellenőrzésére fókuszálja. Ennek területei:



1. Tervezési algoritmusok fejlesztése, a környezettudatos tervezés irányelveinek kutatása.
2. Természeti analógiák alkalmazása a termékfejlesztésben.
3. Műszaki termékek

5. Végeselemes modellezés és szimuláció

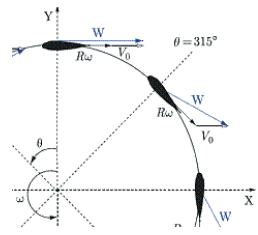
A tudományos műhely vezetője: Dr. Bertóti Edgár
e-mail: edgar.bertoti@uni-miskolc.hu
Tel.: +36 46 565 162

A Miskolci Egyetem Mechanikai Tanszékén működő tudományos műhely elméleti és alkalmazott mechanikai kutatásokat folytat többek között az alábbi témákban:

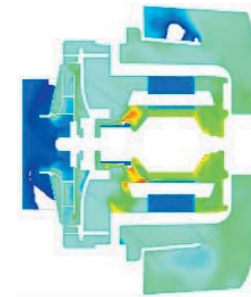
- szerkezeti elemek (acél, műanyag, kompozit, gumi) szilárdsági és dinamikai analízise;
- érintkezési, kopási problémák modellezése és végeselemes megoldása;

4. Forgó áramlástechnikai gépekben kialakuló áramlás vizsgálata.

Forgó áramlástechnikai gépekben kialakuló áramlás finomstruktúrájának és globális jellemzőinek meghatározása laboratóriumi mérés és numerikus szimuláció együttes alkalmazásával, például porszívó aggregát vizsgálatára.



5. Műszaki hőátviteli és energetikai folyamatok vizsgálata. Hőjelenséggel kísért energetikai folyamatokra vonatkozó elemzések, mint például hűtő-



szekrény technikai körfolyamatában szereplő szerkezeti elemek hőtani számítási módszereinek kidolgozása, hűtőbútorokban kialakuló áramlás és hőjelenségek modellezése.

energiálancát fenntartó hajtásláncclemek pl. szabadonfutók, fogazott tengelykapcsolók tervezésmetodikájának fejlesztése, megfelelést biztosító mérések kidolgozása.

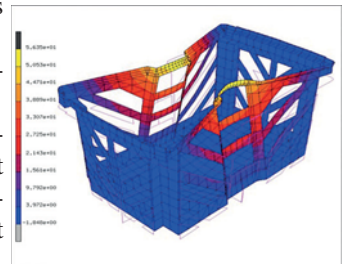
4. A hajtásláncok mozgáslekepező elemeinek, pl. fogazással rendelkező fogazott elempárok kinematikai és dinamikai vizsgálata, nem szimmetrikus fogazatok alkalmazhatóságának szilárdsági viselkedésének kutatása, műanyag fogaskerekek méretezési elveinek és vizsgálatának kutatása, a nagy áttételű hajtóművek (hullám és dörzs) fejlesztése.



5. Virtuális- és valós termékek optimalizálási elveinek és módszereinek kutatása, alkalmazási lehetőségek bemutatása.

• talaj- és kőzetmechanikai folyamatok numerikus szimulációja és végeselemes modellezése;

• új modellek és számítási eljárások kidolgozása. A numerikus szimulációk során részben saját fejlesztésű, részben kereskedelmi szoftvereket alkalmazunk.



Vékonyfalú szerkezetben terhelés hatására kialakuló deformáció és feszültségeloszlás

6. TM Fém szerkezetek optimális modellezése, új algoritmusok alkalmazása

A tudományos műhely vezetője:

Dr. Jármái Károly

e-mail: altjar@uni-miskolc.hu

tel: +3646 565 111, 2028 m.

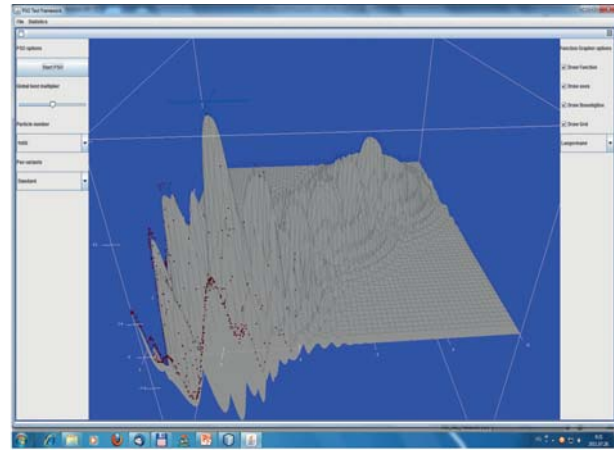
A Fém szerkezetek optimális modellezése, új algoritmusok alkalmazása tudományos műhelyben folyó kutatások fő célkitűzései röviden az alábbiakban foglalhatók össze.

1. Hegesztett szerkezetek analízise és optimalítása: bordázott lemezek, bordázott héjak, cellalemezek, rácsos tartók, keretszerkezetek (hegesztett, csavarozott), hajlított-nyírt tartók.

2. Alkalmazások: rácsos szalaghidak optimalítása, keretek optimalítása földrengésre, présgépek, állványok tervezése, silók, bunkerek, kandalló tűzterek, hőcserélők méretezése. Méretezés tűzvédelemre.

3. Rezgés- és zajcsökkentés hegesztett szerkezeteknél. Számítások és mérések a rezgésalak, a sajátfrekvenciák, a rezgéscsillapítási tényező meghatározására (Brüel & Kjaer műszercsalád).

4. Optimaló algoritmusok fejlesztése, költség-számítások hegesztett szerkezeteknél. Topológiai optimalítás.



A részecskecsoport optimaló módszer futása



A Brüel & Kjaer műszercsalád közepén a mérőasztallal

7. Innovatív környezetbarát technológiák fejlesztése és az energiahatékonyság növelése a vegyiparban

A tudományos műhely vezetője: Dr. Siménfalvi Zoltán

e-mail: simenfalvi@uni-miskolc.hu

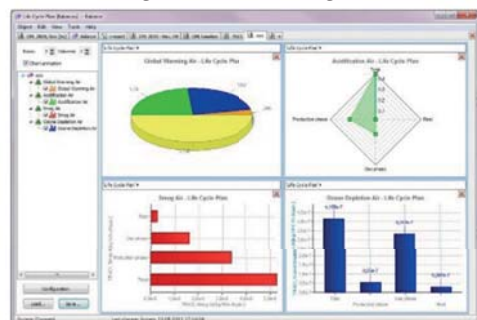
tel: +3646 565 168

Az innovatív környezetbarát technológiák fejlesztése és az energiahatékonyság növelése a vegyiparban tudományos műhelyben és Vegyipari Gépek Tanszékén folyó főbb kutatási területek az alábbiak:

- Innovatív környezetbarát technológiák és zöld kémia alkalmazása a vegyipar területén
- Energiahatékonyság növelése a vegyiparban
- Vegyipari műveletek
- Por- és gázrobbanási jelenségek vizsgálata, robbanás elleni védelem tervezése, rendszerbiztonságtechnika, veszélyanalízis, túlnyomás elleni védelem
- Nyomástartó edények, csővezetékek, tárolótartályok tervezése, vizsgálata analitikai, szabványi és szimulációs eszközökkel
- Kompresszor vezetékben kialakuló akusztikus lengések vizsgálata
- Vegyipari hulladékok kezelése, POP tartalmú hulladékok ártalmatlanítását megvalósító technológiák vizsgálata
- Környezetmenedzsment
- Életciklus-elemzés (Life Cycle Assessment) a környezetvédelem és a hulladékgazdálkodás területén



Por- és gázrobbanás vizsgáló cella



GaBi 5 LCA elemző szoftver