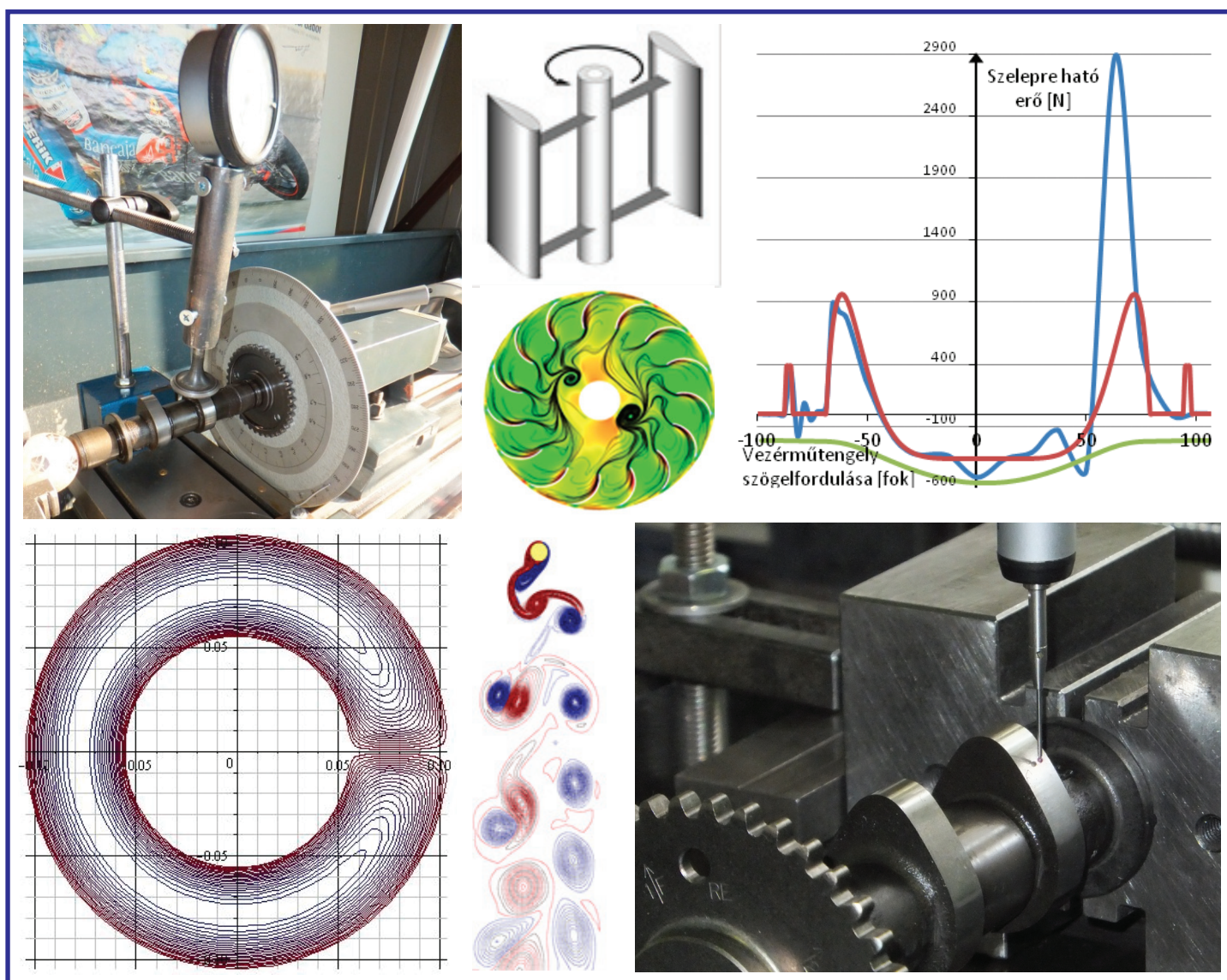


GEÉP

A GÉPIPARI TUDOMÁNYOS EGYESÜLET MŰSZAKI FOLYÓIRATA



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

- a. korszerű technológiával gyártott, nagyszilárdságú acélok, valamint alakítható és hegeszhető szerkezeti fémek anyagok és ötvözetek, valamint hidegalakítás után újrakristályosított és különféle alakítási mértékkel megmunkált finomlemezek hegeszhetőségi vizsgálata;
- b. szakaszos energia-bevitel technológia jellemzőinek vizsgálata, ömlesztő hegesztési és ellenállás ponthegesztési kísérletek végzése szakaszos energia-bevitellel alakítatlan és különféle alakítást elszenvedett finomlemezekeken. A technológia optimalizálása a legfontosabb céljellemtzők figyelembevételével;
- c. 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. a termokémiai felülettechnológiák kutatás-fejlesztésével kapcsolatosan a stratégia irányvonalak, irányelvek kidolgozása a régió érintett gazdasági szereplőivel és azok szervezeteivel (kamara, klaszterek) együttműködve;
- b. kísérleti program kidolgozása és megvalósítása hagyományos és a korszerű, továbbfejlesztett termokémiai eljárások összehasonlító elemzésére.

3. Képlékenyalakítás

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



CNC vezérlésű láng- és plazma-vágó berendezés



MTS 810 típusú elektrohidraulikus anyagvizsgáló gép



Optikai alakváltozás mérő rendszerrel felszerelt komplex lemezvizsgáló berendezés

GÉP

A GÉPIPARI TUDOMÁNYOS EGYESÜLET

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

SZERKESZTŐBIZOTTSÁG

Dr. Döbröczöni Ádám

elnök

Vesza József

főszerkesztő

Dr. Jármái Károly

Dr. Péter József

Dr. Szabó Szilárd

főszerkesztő-helyettesek

Dr. Barkóczy István

Bányai Zoltán

Dr. Beke János

Dr. Bercsey Tibor

Dr. Bukoveczky György

Dr. Czítán 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. Pálincás István

Dr. Patkó Gyula

Dr. Péter László

Dr. Penninger Antal

Dr. Szabó István

Dr. Szántó Jenő

Dr. Szűcs Edit

Dr. Tímár Imre

Dr. Tóth László

Dr. Zobory István

Tisztelt Olvasó!

Tavaly 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 es ezek a következők: Anyagszerkezetek 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 kutatásokat, 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 energiaraionalizálás 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 továbbfejlesztetni, újjal 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. Jármái Károly

Stratégiai és fejlesztési rektorhelyettes, a Kiválósági Központ vezetője

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

Telefon/fax: 06-46/379-530, 06-30/9-450-270 • e-mail: mail@gepujsag.hu

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

Telefon: 06-1/202-0656, fax: 06-1/202-0252, 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. Telefon: 06-46/379-530 • 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: 06-1/303-3440. 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

1. *Ecsedi István, Baksa Attila*

FELHASÍTOTT KÖRGYŰRŰ KERESZTMETSZETŰ RUGALMAS RÚD SAINT-VENANT CSAVARÁSA..... 5

A tanulmány egy analitikus megoldást ad a felvágással gyengített körgyűrű keresztmetszetű prizmatikus rudak Saint-Venant csavarási feladatára. A csavarási feladat megoldásának felhasználásával meghatározza a keresztmetszet nyírási középpontjait és vetemedési merevségét. Számpéldán igazolja, hogy a vékonyfalú rúdmodell alapján nyert eredmények a keresztmetszet falvastagságának csökkentésével a Saint-Venant elméletből levezethető eredményekhez közelítenek.

2. *Farkas József*

GYŰRŰBORDÁS KÚPHÉJ OPTIMÁLIS MÉRTEZÉSE KÖLTSÉGMINIMUMRA KÜLSŐ NYOMÁS ESETÉN..... 10

Hegesztett négyzetes szekrényszelvényű bordák alkalmazása célszerű a kifordulás megakadályozására. A bordák lemezrészének horpadására az Eurocode 3 ad előírást, míg a bordák horpadására a DNV ad módszert, amely a borda-keresztmetszet szükséges inercianyomatékát írja elő. A költségfüggvény a gyártási sorrendnek megfelelően van megfogalmazva. A gyűrűbordázás külső nyomás esetén igen hatékony, mert a bordázatlan kúphéj szükséges vastagsága jelen esetben 42 mm, ami gyártási szempontból nagyon előnytelen.

3. *Gönczi Dávid, Dr. Ecsedi István*

IDŐBEN PERIÓDIKUSAN VÁLTOZÓ HŐMÉRSÉKLET ÁLTAL OKOZOTT FESZÜLTSEGEK ÉS ELMOZDULÁSOK MEGHATÁROZÁSA GÖMBALAKÚ RUGALMAS TESTBEN..... 14

A dolgozat időben periódikusan változó felületi hőmérsékletmezőnek kitett rugalmas gömbbel foglalkozik. A probléma elméleti keretei a kvázistatikus, nem kapcsolt hővezetési és Navier egyenletek adják. A hővezetési egyenlet úgynevezett „large time” megoldásának felhasználásával adja meg a hőterhelés okozta elmozdulásokat és feszültségeket. Az ismertett modell elhanyagolja a tehetetlenségi erőrendszert.

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

BÁNKI-TURBINA JÁRÓKERÉK KILÉPÉSI VESZTESÉGEINEK OPTIMALIZÁLÁSA..... 18

A cikk a járókerékből kilépő áramlás optimalizálásával foglalkozik a turbina legjobb hatásfokú működésének a biztosítására. A közlemény első részében rövid áttekintést adunk a kilépésnél előforduló veszteségekről, majd egyszerű módszert ismertetünk a perdületmentes kilépést eredményező üzemállapot paramétereinek a meghatározására. Ehhez felhasználjuk a korábbi közleményünkben ismertetett eredményeinket.

5. *Dr. Kota László, Dr. Jármái Károly*

NAGYKITERJEDÉSŰ SZOLGÁLTATÓ HÁLÓZATOK OPTIMÁLÁSA..... 22

A fő probléma a fix végpontú több állomáshelyű többkörös több utazóügynökös probléma optimális megoldása a műszaki felügyeleti és karbantartó rendszerekben felmerülő speciális feltételek figyelembevételével. A módszer, amelyet bemutatunk képes a nagyméretű rendszerek optimalizálására egy egyfázisú algoritmussal, globális optimumot adva eredményül. Mindenekfelett kezeli a műszaki felügyeleti és karbantartó rendszerek speciális feltételeit, amelyeket ipari projektjeink folyamán ismerünk meg.

6. *Kovács László*

MAGAS FORDULATÚ BELSŐÉGÉSŰ MOTOR SZELEPVEZÉRLÉSI RENDSZERÉNEK ELEMZŐ VIZSGÁLATA..... 28

Az üléses szelepű konstrukció általános érvényű hátránya: egy bizonyos szelepgyorsulás karakterisztika, illetve rugó önfrekvencia mellett a szelep már nem képes követni a vezérmű bütyök által meghatározott pályáját. Az ellenőrző számításokból és elemzésből látható, hogy a Suzuki SV650 esetében a gyártó már gyakorlatilag teljesen kiaknáta a hagyományos DOHC szelepvezérlés szerkezeti elemeiben rejlő lehetőségeket. Mindössze a kipufogó oldalon lenne lehetséges a szelepemelési profil megváltoztatása, ám ez viszonylag csekély előnyökkel járna. Továbblépést az alternatív gázcsere rendszerek alkalmazása jelenthetne.

7. *Lengyel Ákos József, Ecsedi István*

KÉTRÉTEGŰ NEM TÖKÉLETESEN KAPCSOLT KOMPOZIT RUDAK REZGÉSEINEK VIZSGÁLATA..... 34

A tanulmány nem tökéletesen kapcsolódó kétrétegű kompozit rudak kapcsolt axiális-hajlító rezgéseinek vizsgálatával foglalkozik. Megvizsgálja az axiális inercia és a forgási inercia hatását egy numerikus példa keretében a sajátkörfrekvenciák értékére. Megállapítható, hogy a magasabb körfrekvenciák esetében jelentős eltéréseket okoz az axiális inercia és a forgási inercia elhanyagolása.

8. *Marcák Gábor Zoltán, Dr. Jármái Károly*

FUTÓDARU FŐTARTÓ SZERKEZETOPTIMÁLÁSA HEURISZTIKUS ALGORITMUSOK SEGÍTSÉGÉVEL..... 39

A bonyolult, hagyományos eszközökkel gyakran megoldhatatlan optimalizációs feladatok megoldására alkalmas heurisztikus optimalizáló algoritmusok működését, és a használatukban rejlő sokszínű lehetőségeket vizsgáltuk. Matematikailag megfogalmaztunk, és megoldottunk egy szerkezetoptimalizációs problémát, ahol a cél egy futódaru főtartójának tömeg-minimalizálása volt. Célunk későbbiekben további heurisztikus algoritmusok közzététele és teljesítményvizsgálata, lehetőleg minél több, saját készítésű tesztfüggvény segítségével. A tesztadatok alapján vizsgálni fogjuk hibrid heurisztikus algoritmusok létrehozásának lehetőségeit.

FELHASÍTOTT KÖRGYŰRŰ KERESZTMETSZETŰ RUGALMAS RŰD SAINT-VENANT CSAVARÁSA

TORSION OF HOMOGENEOUS ISOTROPIC ELASTIC BEAM WITH SLIT CIRCULAR RING CROSS-SECTION

Ecsedi István*, Baksa Attila**

ABSTRACT

The objective of the present paper is the Saint-Venant torsion of homogeneous isotropic elastic beam with slit circular ring cross-section. Solutions in closed form are given for Prandtl's stress function, shearing stresses and torsional function. Presented analytical solutions are used to derive the expressions of torsional and warping rigidities, and the positions of kinematic and energetic centre of shears. A comparison of Saint-Venant solution with the theory of uniform torsion of thin-walled beam with open cross-section is also given.

1. BEVEZETÉS

A dolgozat rugalmas anyagú felhasított körgyűrű keresztmetszetű rudak Saint-Venant csavarásával foglalkozik. Több neves szerző is írt a felhasított körgyűrű keresztmetszetű rugalmas anyagú rúd Saint-Venant csavarásáról, mint például Saint-Venant [1, 2], Arutyunyan és Abramyan [3]. Saint-Venant a csavarási függvényre felírt Neumann típusú peremérték feladat megoldásából származtatja a csúsztató feszültségeket és csavarási merevséget. Arutyunyan és Abramyan pedig a Prandtl függvényre felírt Dirichlet-típusú peremérték feladat megoldásából nyeri a csúsztató feszültségek és a csavarási merevség számítására alkalmas összefüggéseket. A [3] nem foglalkozik a keresztmetszet vetemedését leíró csavarási függvény kiszámításával. Jelen tanulmány egy teljes megoldását adja a felhasított körgyűrű alakú keresztmetszet csavarási feladatának, amely döntően a Prandtl-féle feszültségfüggvényre épít. E tanulmány által adott analitikus megoldás különbözik az Arutyunyan és Abramyan [3] által levezetett megoldástól. A kapott eredmények felhasználásával a dolgozat foglalkozik a csavarási és vetemedési merevségek, valamint az energetikai és kinematikai nyírási centrumok meghatározásával is. Külön vizsgálat tárgyát képezi a Saint-Venant elmélet alapján nyert eredményeknek az összevetése a vékonyfalú nyitott keresztmetszetű rudak egyenletes csavarási-nyírási feladataihoz kapcsolódó képletekből levezethető eredményekkel. A dolgozat új

eredményeit döntően a vetemedési merevségre és a nyírási középpontok számítására alkalmas összefüggések levezetése, valamint a Saint-Venant-féle csavarási elmélet és a vékonyfalú nyitott szelvényű rugalmas rudak nyírási-csavarási problémáinak megoldására használt közelítő eljárások összevetése jelenti.

2. SAINT-VENANT CSAVARÁSI FELADAT MEGFOGALMAZÁS

A vizsgálat tárgyát képező felhasított körgyűrű keresztmetszetet az 1. ábra szemlélteti. A feladat egyenleteinek megfogalmazására az $Or\varphi z$ polárkoordináta-rendszert használjuk. Az A keresztmetszeti tartomány az

$$A = \{(r, \varphi) | R_1 < r < R_2, 0 < \varphi < 2\pi\} \quad (1)$$

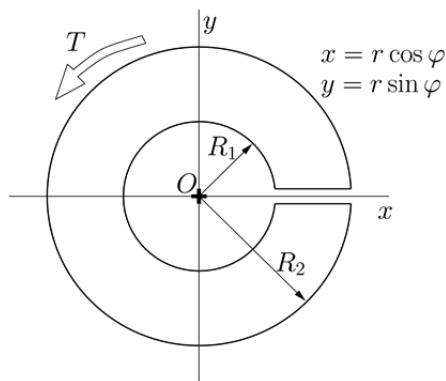
előírások által definiált. A keresztmetszet ∂A peremgörbéje pedig az

$$\partial A = \bigcup_{i=1}^4 \partial A_i \quad (2)$$

alakban adható meg, ahol

$$\partial A_i = \{(r, \varphi) | r = R_i, 0 < \varphi < 2\pi\} \quad (i = 1, 2) \quad (3)$$

$$\partial A_i = \{(r, \varphi) | R_1 \leq r \leq R_2, \varphi = \varphi_i\}, \quad (i = 3, 4), \quad (4)$$
$$\varphi_3 = 0, \quad \varphi_4 = 2\pi.$$



1. ábra. Felhasított körgyűrű keresztmetszet.

* egyetemi tanár, Miskolci Egyetem, Műszaki Mechanikai Intézet

** egyetemi docens, Miskolci Egyetem, Műszaki Mechanikai Intézet

Ismeretes, [4, 5] alapján, hogy a Saint-Venant csavarási probléma az $U = U(r, \varphi)$ Prandtl feszültségfüggvényre egyszerűen összefüggő tartomány esetén az alábbi peremérték-feladatra vezet

$$\frac{\partial^2 U}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial U}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 U}{\partial \varphi^2} = -2 \quad (r, \varphi) \in A \quad (5)$$

$$U = 0 \quad (r, \varphi) \in \partial A. \quad (6)$$

A Prandtl függvény ismeretében a τ_{rz} és $\tau_{\varphi z}$ csúsztató feszültségek a

$$\tau_{rz} = \frac{G\mathcal{G}}{r} \frac{\partial U}{\partial \varphi}, \quad \tau_{\varphi z} = -G\mathcal{G} \frac{\partial U}{\partial r} \quad (7)$$

képletekkel állíthatók elő, ahol G a rugalmas anyag csúsztató rugalmassági modulusát, \mathcal{G} pedig a fajlagos elcsavaródást jelöli. Az alkalmazott T csavarónyomaték és \mathcal{G} kapcsolatát az alábbi egyenlet fejezi ki

$$T = G\mathcal{G}S, \quad (8)$$

ahol S a keresztmetszet Saint-Venant elmélet alapján meghatározható csavarási merevségét jelöli. Jelen esetben

$$S = 2 \int_A U \, dA. \quad (9)$$

Az egyenletes csavarás állapotában lévő rúd elmozdulásai az $Or\varphi z$ koordináta-rendszerben a következő alakba írhatók

$$u = 0, \quad v = r\mathcal{G}z, \quad w = \mathcal{G}\Omega(r, \varphi). \quad (10)$$

Itt z az axiális koordinátát jelöli, $\Omega = \Omega(r, \varphi)$ pedig a csavarási függvény. A Prandtl feszültségfüggvény és a csavarási függvény kapcsolatát egy elsőrendű parciális differenciál-egyenletrendszer írja le [3-5].

$$\frac{\partial \Omega}{\partial r} = \frac{1}{r} \frac{\partial U}{\partial \varphi}, \quad \frac{\partial \Omega}{\partial \varphi} = -\left(r \frac{\partial U}{\partial r} + r^2\right). \quad (11)$$

Jelen feladatban vizsgált keresztmetszetre a kinematikai és energetikai nyírási centrumok képleteit [6, 7] az alábbi egyenletek adják meg.

$$x_K = \frac{1}{J_x} \left(\frac{\nu}{1+\nu} \int_A rU(r, \varphi) \cos \varphi \, dA - \int_A r\Omega(r, \varphi) \sin \varphi \, dA \right), \quad (12)$$

$$x_E = -\frac{1}{J_x} \int_A r\Omega(r, \varphi) \sin \varphi \, dA. \quad (13)$$

A (12) egyenletben ν a Poisson számot jelöli, továbbá

$$J_x = \int_A y^2 \, dA = \int_A r^2 \sin^2 \varphi \, dA. \quad (14)$$

Igen fontos keresztmetszeti jellemző a keresztmetszet vetemedési merevsége, melynek definíciója a (15) egyenlet által adott [8, 9]

$$C_\omega = \int_A \Omega_T^2(r, \varphi) \, dA, \quad (15)$$

ahol $\Omega_T = \Omega_T(r, \varphi)$ a csavarási középpontra vonatkozó vetemedési függvényt jelöli. Ismeretes, hogy a keresztmetszet energetikai nyírási középpontja és csavarási középpontja összeesik [7], azaz

$$x_T = x_E, \quad y_T = y_E. \quad (16)$$

Jelen feladatban $\Omega_T = \Omega_T(r, \varphi)$ a keresztmetszet súlypontjához tartozó vetemedési (csavarási) függvénnyel az alábbi kapcsolatban van [6,7]

$$\Omega_T(r, \varphi) = \Omega(r, \varphi) + x_E r \sin \varphi + c, \quad (17)$$

ahol

$$c = -\frac{1}{A} \int_A \Omega(r, \varphi) \, dA. \quad (18)$$

Egyszerű számítással azt kapjuk, hogy

$$C_\omega = \int_A \Omega^2(r, \varphi) \, dA - x_E^2 J_x - c^2 A. \quad (19)$$

2. A PRANDTL-FÉLE FESZÜLTSG FÜGGVÉNY ÉS A CSAVARÁSI FÜGGVÉNY SZÁMÍTÁSA

Tekintsük a következő előírással definiált függvényt

$$h(\varphi) = 2H(\varphi) - 4H(\varphi - 2\pi) \quad 0 < \varphi < 4\pi, \quad (20)$$

$$h(\varphi) = -h(\varphi), \quad h(\varphi) = h(\varphi + 4n\pi), \quad (21)$$

$$n = 0, \pm 1, \pm 2, \pm 3, \dots$$

Itt $H = H(\varphi)$ a Heaviside-féle egységugrás függvényt jelöli [10]. A teljes számegyenesen $h = h(\varphi)$ az alábbi Fourier sorral állítható elő

$$h(\varphi) = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{4}{(k-0,5)\pi} \sin[(k-0,5)\varphi]. \quad (22)$$

$h = h(\varphi)$ szakadási helyein a (22) képlettel adott Fourier sor zérushoz tart, továbbá a szakadási helyektől eltekintve a Fourier sor határértéke 2 [11].

Az (5), (6) egyenletek által kijelölt peremérték-feladat megoldását

$$U(r, \varphi) = \sum_{k=1}^{\infty} f_k(r) \sin[(k-0,5)\varphi], \quad (23)$$

alakban keresve azt kapjuk, hogy

$$\frac{d^2 f_k}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{df_k}{dr} - \frac{(k-0,5)^2}{r^2} + \frac{4}{(k-0,5)\pi} = 0, \quad (24)$$

$$R_1 < r < R_2, \quad k = 1, 2, \dots$$

$$f_k(R_1) = 0, \quad f_k(R_2) = 0. \quad (25)$$

A (24) és (25) egyenletek felhasználásával jutunk a Prandtl függvény végtelen soros reprezentációjára

$$U(r, \varphi) = \sum_{k=1}^{\infty} \left[a_k r^{k-0,5} + b_k r^{-k+0,5} + \frac{4r^2}{\pi[(k-0,5)^2 - 4]} \sin[(k-0,5)\varphi] \right], \quad (26)$$

ahol

$$a_k = -\frac{16}{\pi} \frac{R_1^{2,5} R_2^{1-k} - R_1^{1-k} R_2^{2,5}}{(k-0,5)(4k^2 - 4k - 15)(R_1^k R_2^{1-k} - R_1^{1-k} R_2^k)}, \quad (27)$$

$$b_k = \frac{16}{\pi} \frac{R_1^{2,5} R_2^k - R_1^k R_2^{2,5}}{(k-0,5)(4k^2 - 4k - 15)(R_1^k R_2^{1-k} - R_1^{1-k} R_2^k)}. \quad (28)$$

A (7) egyenletekből közvetlenül megkapjuk a csúsztató feszültségek kifejezéseit

$$\tau_{rz} = G\vartheta \sum_{k=1}^{\infty} \left[a_k (k-0,5) r^{k-1,5} + b_k (k-0,5) r^{-k-0,5} + \frac{4r}{\pi[(k-0,5)^2 + 4]} \right] \cos[(k-0,5)\varphi], \quad (29)$$

$$\tau_{\varphi z} = -G\vartheta \sum_{k=1}^{\infty} \left[a_k r^{k-1,5} + b_k r^{-k-0,5} + \frac{8r}{\pi[(k-0,5)^2 - 4]} \right] \sin[(k-0,5)\varphi]. \quad (30)$$

A csavarási (öblösödési) függvény számításához a következő (előírható) mellékfeltételt használjuk $\Omega(R_1, 0) = 0$. Az alábbi vonalintegrál adja az $\Omega = \Omega(r, \varphi)$ függvényt

$$\Omega(r, \varphi) = \int_{\overline{P_0 Q}} \frac{\partial \omega}{\partial r} dr + \int_{\overline{QP}} \frac{\partial \omega}{\partial \varphi} d\varphi, \quad (31)$$

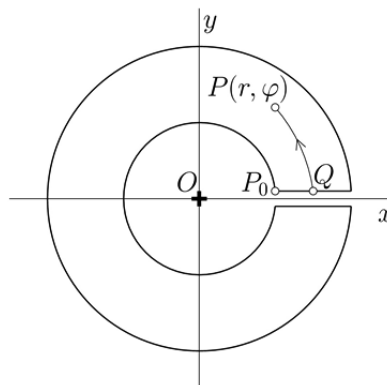
ahol a vonalintegrálok kiértékelendőek a $\overline{P_0 Q}$ egyenes szakaszon és a \overline{QP} köríven. Részletes számítással azt kapjuk, hogy

$$\Omega(r, \varphi) = \sum_{k=1}^{\infty} [\omega_k(r) - \omega_k(R_1) + \sigma_k(r, \varphi)] - r^2 \varphi, \quad (32)$$

ahol

$$\omega_k(r) = \frac{2r^2}{\pi[(k-0,5)^2 - 4]} + a_k r^{k-0,5} - b_k r^{-k+0,5}, \quad (33)$$

$$\sigma_k(r, \varphi) = \left[\frac{8r^2}{\pi[(k-0,5)^2 - 4]} + a_k r^{k-0,5} - b_k r^{-k+0,5} \right] [1 - \cos[(k-0,5)\varphi]]. \quad (34)$$



2. ábra. A csavarási függvény számítása.

3. CSAVARÁSI MEREVSÉG SZÁMÍTÁSA

A (9) képlet alkalmazása az alábbi eredményre vezet

$$S = \sum_{k=1}^{\infty} s_k, \quad (35)$$

ahol

$$s_k = \frac{4(R_2^4 - R_1^4)}{\pi[(k-0,5)^2 - 4]} + \frac{4a_k(R_2^{k+1,5} - R_1^{k+1,5})}{(k+1,5)(k-0,5)} + \frac{4b_k(R_2^{-k+2,5} - R_1^{-k+2,5})}{(-k+2,5)(k-0,5)}. \quad (36)$$

Lurje [12] könyvében a csavarási merevség számítására a következő képlet található

$$S = \int_A r^2 dA - \int_{\partial A} \Omega \frac{\partial \Omega}{\partial n} ds, \quad (37)$$

ahol

$$\frac{\partial \Omega}{\partial n} = \frac{\partial}{\partial s} \left(\frac{r^2}{2} \right) \quad (r, \varphi) \in \partial A. \quad (38)$$

E formula alkalmazása a felvágással gyengített körgyűrű keresztmetszetre a következő eredményre vezet

$$S = \frac{R_2^4 - R_1^4}{2} \pi + \int_{R_1}^{R_2} r (\Omega(r, 0) - \Omega(r, 2\pi)) dr. \quad (39)$$

A bemutatott numerikus példában a (35) és (39) képletek alkalmazásával is kiszámítjuk S csavarási merevség értékét.

4. A NYÍRÁSI KÖZÉPPONTOK KÉPLETEI

A (13) formula alkalmazásával azt kapjuk, hogy

$$x_E = -\frac{4}{(R_2^4 - R_1^4)\pi} \sum_{k=1}^{\infty} [F_k(R_2) - F_k(R_1)], \quad (40)$$

ahol

$$F_k(r) = \frac{8}{4k^2 - 4k - 3} \left[\frac{8r^5}{5\pi[(k-0,5)^2 - 4]} + a_k \frac{r^{k+2,5}}{k+2,5} - b_k \frac{r^{-k+3,5}}{-k+3,5} \right]. \quad (41)$$

A (12) összefüggés alapján pedig, következik, hogy

$$x_K = x_E + \frac{4\nu}{(1+\nu)\pi(R_2^4 - R_1^4)} \sum_{k=1}^{\infty} [H_k(R_2) - H_k(R_1)]. \quad (42)$$

Itt

$$H_k(r) = -\frac{8(k-0,5)}{(4k^2 - 4k - 3)} \left[a_k \frac{r^{k+2,5}}{k+2,5} + b_k \frac{r^{-k+3,5}}{-k+3,5} + \frac{4r^5}{5\pi[(k-0,5)^2 - 4](k-0,5)} \right]. \quad (43)$$

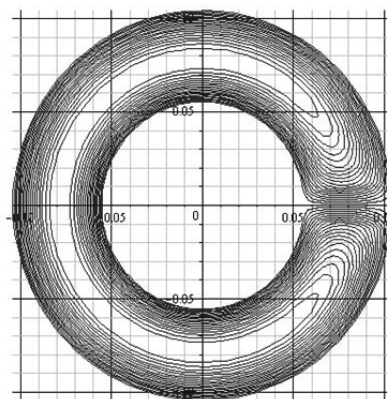
A vetemedési merevség számítását, a (19) képlet alkalmazásával, numerikus példákban szemléltetjük.

5. SZÁMPÉLDA

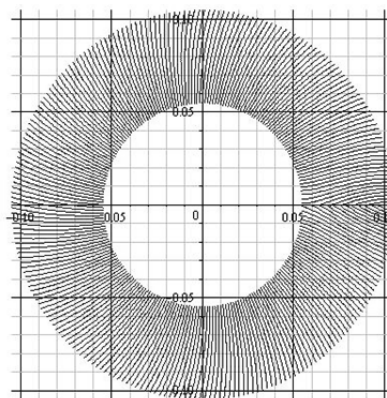
A korábban felírt formulák alkalmazását az alábbi adatokkal jellemzett példa szemlélteti:

$$R_1 = 0,055 \text{ m}, \quad R_2 = 0,105 \text{ m}, \quad G = 0,8 \times 10^{10} \text{ Pa}, \\ \mathcal{G} = 10^{-2} \text{ m}^{-1}, \quad \nu = 0,3$$

A 3. ábra a Prandtl-féle feszültségfüggvény szintvonalait mutatja meg. Az öblösödési függvény szintvonalait pedig a 4. ábra jelzi.



3. ábra. A Prandtl függvény szemléltetése.



4. ábra. A csavarási függvény szemléltetése.

A maximális csúszató feszültség értékét a

$$\tau_{\max} = G\mathcal{G} \left| \tau_{\varphi z}(R_1, \pi) \right| \quad (44)$$

képlet alapján nyerjük, értéke

$$\tau_{\max} = 45,8997 \text{ MPa}. \quad (45)$$

A keresztmetszet csavarási merevségére a (35) összefüggéssel azt kapjuk, hogy

$$S = 1,9738 \times 10^{-5} \text{ m}^4. \quad (46)$$

A (39) képletből pedig az

$$S = 1,9699 \times 10^{-5} \text{ m}^4 \quad (47)$$

eredmény következik.

A keresztmetszet energetikai nyírási középpontjának helyét a (40) egyenlet alapján az

$$x_E = -0,1455 \text{ m} \quad (48)$$

koordináta adja meg. A kinematikai nyírási centrumra pedig az

$$x_K = -0,1406 \text{ m} \quad (49)$$

eredmény adódik a (42) képlet alkalmazásával. A keresztmetszet C_ω öblösödési merevségre a (19) képlet felhasználásával az kapjuk, hogy

$$C_\omega = 1,3046 \times 10^{-6} \text{ m}^6. \quad (50)$$

6. SAINT-VENANT ELMÉLET ÉS A VÉKONYFALÚ RÚD MODELL ÖSSZEVETÉSE

A vékonyfalú nyitott szelvényű felhasított körgyűrű keresztmetszetre az alábbi képleteket használtuk [13,14]

$$S = \frac{2\pi}{3} R t^3, \quad R = 0,5(R_1 + R_2), \quad t = R_2 - R_1, \quad (51)$$

$$\tau_{\max} = G \vartheta t, \quad x_E = x_T = -2R, \quad (52)$$

$$C_\omega = \frac{2R^5 t}{3} (\pi^3 - 6\pi). \quad (53)$$

A mellékelt 1. táblázatban a

$$\bar{\tau}_{\max} = \frac{\tau_{\max}}{G \vartheta} \quad (54)$$

változót használtuk és $R = 0,08 \text{ m}$ értékkel számoltunk. Az α -hoz tartozó oszlopok a Saint-Venant elmélet alapján meghatározott szilárdságtani jellemzőket jelöli. Az (51)-(54) képletek alkalmazásával nyert szilárdságtani jellemzőket pedig a β -hoz tartozó oszlopok tartalmazzák.

7. ÖSSZEFOGLALÁS

A tanulmány egy analitikus megoldást ad a felvágással gyengített körgyűrű keresztmetszetű prizmatikus rudak Saint-Venant csavarási feladatára. A csavarási feladat megoldásának felhasználásával meghatározza a keresztmetszet nyírási középpontjait és vetemedési merevségét. Számpéldán igazolja, hogy a vékonyfalú rúdmodell alapján nyert eredmények a keresztmetszet falvastagságának csökkentésével a Saint-Venant elméletből levezethető eredményekhez közelítenek.

8. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A kutató munka a Miskolci Egyetem stratégiai kutatási területén működő Innovációs Gépészeti Tervezés és Technológiák Kiválósági Központ keretében valósult meg, a TÁMOP-4.2.2.B-10/1-2010-0001 jelű projekt eredményeire alapozva – az Új Magyarország Fejlesztési Terv keretében – az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával.

9. IRODALOM

- [1] SAINT-VENANT, B.: Sur le torsion des prismes à des base mixtiligne et sur une singularité que peuvent offrir certaines empois de la coordinné logarithmique du system cylindric isotherme de Lamé, *Comptes Rendues* 86(2), pp. 849-854, 1878.
- [2] SAINT-VENANT, B.: Examples du calcule de la torsion des prismes, à base mixtiligne, *Comptes Rendues*, 87(2), pp. 893-899, 1878.
- [3] ARUTYUNYAN, N.H. ABAMYAN, B.H.: *Torsion of Elastic Bodies* (in Russian), Fizmatgiz, Moscow, 1963.
- [4] SOKOLNIKOFF, I.S.: *Theory of Elasticity*, McGraw-Hill, New York, 1956.
- [5] TIMOSHENKO, S., GOODIER, J.N.: *Theory of Elasticity*, McGraw-Hill, New York, 1951.
- [6] ANDREAU, U.A., RUTA, G.C.: A review of the problem of shear centre(s), *Continuum Mech. Thermodyn*, 10, pp. 369-380, 1998.
- [7] ECSEDI, I., BAKSA, A.: Notes on the centre of shear, *International Journ. of Mech. Eng. Educataion* 40(3), pp. 220-233, 2012.
- [8] WUNDERLICH, W., PILKEY, D.W.: *Mechanics of Structures. Variational and Computational Methods* (2nd edition), CRC Press Boca Ronton Florida, 2002.
- [9] PILKEY, D.W.: *Analysis and Design of Elastic Beams: Computational Method*, John Wiley, New York, 2002.
- [10] BRACEWELL, R.: *The Fourier Transform and its Application* (3rd edition), McGraw-Hill, New York, 2000.
- [11] ZYGMUND, A.: *Trigonometric Series* (3rd edition), Cambridge University Press, Cambridge, 2002.
- [12] LURJE, A.I.: *Theory of Elasticity*, Springer-Verlag, Berlin, 2005.
- [13] MURRAY, N.W.: *Introduction to the Theory of Thin-walled Structures*, Clarendon Press, Oxford, 1985.
- [14] ZBIROHOWSKI-KOSICIA, K.: *Thin Walled Beams*, Croyby Lockwood and Son Ltd, London 1967.

1. táblázat. A Saint-Venant elmélet és a vékonyfalú rúdmodell összevetése.

t [m]	$10^7 S$ [m ⁴]		$10^4 \bar{\tau}_{\max}$ [m]		$10^3 x_E = x_T$ [m]		$10^8 C_\omega$ [m ⁶]	
	α	β	α	β	α	β	α	β
0,07	529,82	574,70	87,54	70,00	-13,36	-16,00	178,51	185,89
0,06	337,32	361,91	71,67	60,00	-13,99	-16,00	155,02	159,34
0,05	197,38	209,44	57,37	50,00	-14,46	-16,00	130,46	132,78
0,04	102,20	107,23	44,30	40,00	-15,05	-16,00	105,12	106,23
0,03	43,60	45,23	32,18	30,00	-15,45	-16,00	79,23	79,67
0,02	13,06	13,40	20,83	20,00	-15,75	-16,00	52,99	53,11
0,01	1,64	1,67	10,11	10,00	-15,93	-16,00	26,54	26,55

GYŰRŰBORDÁS KÚPHÉJ OPTIMÁLIS MÉRETEZÉSE KÖLTSÉGMINIMUMRA KÜLSŐ NYOMÁS ESETÉN

MINIMUM COST DESIGN OF A RING-STIFFENED CONICAL SHELL LOADED BY EXTERNAL PRESSURE

Farkas József*

ABSTRACT

The optimum design problem is solved for a slightly conical shell loaded in external pressure with equidistant as well as non-equidistant ring-stiffeners of welded square box section. The shell thickness as well as the length of each shell segment is calculated from the shell buckling constraint according to the Det Norske Veritas design rules. The dimensions of ring-stiffeners are determined on the basis of the ring buckling constraint. The cost function includes the cost of material, forming of plate elements into shell shape, assembly, welding and painting.

1. BEVEZETÉS

Kúphéjakat sok szerkezetben alkalmazunk, például tengeralatti szerkezetekben, tengeri olajfűró platformokban, repülőgépekben, csőszerkezetekben, tartályokban stb.

A kúphéjak szerkezeti jellemzői:

Anyagok: acélok, Alumínium-ötvözetek, szálerősítéses műanyagok

Geometria: gyengén kúpos (pl. két hengerhéj közötti átmeneti szakaszok), erősen kúpos (pl. tárolótartály-tetők),

- Bordázás: gyűrűs, hosszirányú, kombinált, egyenletes és nem egyenletes
- Bordaprofil: lemez, szekrény, T, L, Z alak,
- Terhek: külső nyomás, belső nyomás, tengelyirányú nyomás, csavarás, kombinált
- Gyártás: hegesztés, szegecselés, csavarozás, ragasztás
-

Klöppel és Motzel [1] horpadási kísérleteket végeztek bordázatlan és gyűrűbordázott acél kúphéjakkal és képleteket adtak a horpadási kritikus feszültségekre.

Rao és Reddy [2] súlyminimumra optimáltak csonkakúp-héjakat. Gyűrűs és hosszirányú lemezbordákat, horpadási és sajátfrekvencia-feltételeket vettek figyelembe.

Ellinas et al. [3] könyvben bordázott kúphéjakra vonatkozó kísérleti eredmények találhatók.

Spagnoli PhD disszertációja tengelyirányú nyomással terhelt bordázott kúphéjak horpadását és méretezését tárgyalta [4]. Lemezes hosszbordákat vizsgált. Spagnoli később társszerzőkkel írt tanulmányokat e témában [5,6,7].

Chryssanthopoulos et al. [8] végeeselemes módszert alkalmaztak hosszbordás, nyomással terhelt kúphéjak horpadás-vizsgálatára.

Singer et al. [9] bordázott kúphéj-modelleken végzett kísérleteket írtak le részletesen.

Gyűrűbordás körhenger-héjak költségminimumra való optimalizálását írtuk le [10,11,12,13].

Most az alábbi szerkezetjellemzőket választottuk: acél, gyengén kúpos héj, hegesztett szekrényszelvényű gyűrűbordák a borda-elcsavarodás megakadályozására, külső nyomás, egyenletes és nem-egyenletes bordaosztás, hegesztés. A Det Norske Veritas [14,15] tervezési irányelveit alkalmaztuk a horpadási feltételekhez.

2. A TERVEZÉS MENETE

Egyenletes osztás esetén felvett egészszámú n osztásszámhoz szakaszonként a különböző R_i héjsugarakhoz számítjuk a héjhorpadási feltételből a szükséges vastagságot -- az optimális n_{opt} osztásszámot a minimális költséghez kapjuk

Egyenlőtlen osztás esetén a felvett egészszámú t héjvastagsághoz a különböző R_i -khez fokozatosan a legkisebb héjsugárból kiindulva számítjuk a héjhorpadási feltételből az osztástávolságot -- az optimális t_{opt} héjvastagságot a minimális költséghez kapjuk

A fentiekből következik, hogy mindkét esetben azonos a héjhorpadási feltétel, a gyűrűbordák méretezése és a költségfüggvény.

Az n_{opt} illetve t_{opt} után optimalizálni kell a gyűrűbordák méreteit (h_i , t_{ri}) a bordák stabilitására vonatkozó feltétel alapján. Minden szegmens végén bordát kell alkalmazni, ezért az első szegmens két bordát tartalmaz. (1. ábra). Az ábra. Szaggatott vonalai jelzik, hogy a bordákat a szegmensek végétől kis távolságra kell felhegeszteni, hogy a varratok ellenőrizhetők legyenek.

A költségfüggvény tartalmazza az anyag-, összeállítási, hegesztési és festési költségeket. Külön

*Prof.em.Dr., Miskolci Egyetem Logisztikai Intézet

költséget jelent a lemezelemek gyengén kúposra való alakításának költsége.

3. HÉJHORPADÁSI FELTÉTEL

A DNV irányelvei szerint [15] a számítást a körhenger-héjakhoz hasonlóan kell végezni módosított héjsugárral, amit a két szomszédos sugárral kell kiszámítani

$$R_{ei} = \frac{R_{i+1} + R_i}{2 \cos \alpha}, \cos \alpha = \frac{1}{\sqrt{\tan^2 \alpha + 1}} \quad (1)$$

$$\tan \alpha = \frac{R_{n+1} - R_1}{L_0}, R_{i+1} = L_i \tan \alpha + R_i, L_i = \frac{L_0}{n} \quad (2)$$

és módosított vastagsággal

$$t_{ei} = t_i \cos \alpha \quad (3)$$

A külső nyomásból számított normálfeszültségnek kisebbnek kell lennie a kritikus horpadási feszültségénél

$$\sigma_i = \frac{\gamma_b p R_i}{t_{ei}} \leq \sigma_{cri} = \frac{f_{y1}}{\sqrt{1 + \lambda_i^4}}, \lambda_i = \sqrt{\frac{f_{y1}}{\sigma_{Ei}}} \quad (4)$$

$$\sigma_{Ei} = \frac{C_i \pi^2 E}{12(1 - \nu^2)} \left(\frac{t_{ei}}{L_{ei}} \right)^2, L_{ei} = \frac{L_i}{\cos \alpha} \quad (5)$$

ahol

$$C_i = 4 \sqrt{1 + \left(\frac{0.6 \xi_i}{4} \right)^2}, \xi_i = 1.04 \sqrt{Z_i},$$

$$Z_i = \frac{L_{ei}^2}{R_{ei} t_{ei}} \sqrt{1 - \nu^2} \quad (6)$$

Az (5) felhasználásával a (6) az alábbi alakban írható

$$C_i = 4 \sqrt{1 + 0.023214 \frac{L_{ei}^2}{R_{ei} t_{ei}}} \quad (7)$$

4. GYŰRŰBORDA MÉRETEZÉSE AZ EGYES HÉJSZEGMENSEKHEZ

Gyűrűbordaként 3 lemezrészéből hegesztett négyzetes szekrényszelvényt alkalmazunk, mert ennek nagy a csavarási merevsége az elcsavarodási instabilitás elkerülésére (1 ábra)

A bordaöv helyi horpadási feltétele az Eurocode 3 [16] szerint

$$t_{ri} \geq \delta h_i, 1/\delta = 42\varepsilon, \varepsilon = \sqrt{235/f_y} \quad (8)$$

$f_y = 355$ MPa esetén $1/\delta = 34$.

Ha a (8)-at egyenlőségként kezeljük, egy borda egyetlen ismeretlen mérete a h_i magasság. Ez a borda instabilitási feltételéből számítható [15], amely megszabja a borda másodrendű nyomatékának szükséges értékét az E ponton átmenő x tengelyre vonatkozóan. Ez a súlypontja a három bordalemezből és

az együttdolgozó héjrészéből álló keresztmetszetnek (1. ábra).

$$I_{xi} \geq I_{reqi} = \frac{\gamma_b p R_i R_{ei}^2 L_{efi}}{3E} \left[2 + \frac{3E y_{ei} 0.005 R_i}{R_{ei}^2 (f_{y1} / 2 - \sigma_i)} \right] \quad (9)$$

ahol

$$I_{xi} = \frac{\delta h_i^4}{6} + 2\delta h_i^2 \left(\frac{h_i}{2} - y_{ei} \right)^2 + \delta h_i^2 (h_i - y_{ei})^2 + \frac{L_{efi}^3 t_i^3}{12} + L_{efi} t_i y_{ei}^2 \quad (10)$$

$$y_{Ei} = \frac{2\delta h_i^3}{3\delta h_i^2 + L_{efi} t_i} \quad (11)$$

$$L_{efi} = \min(L_i, L_{ef0i}), L_{ef0i} = 1.56 \sqrt{R_i t_i} \quad (12)$$

$$R_{Ei} = R_i - \left(h_i + \frac{t_i}{2} + \frac{\delta h_i}{2} - y_{Ei} \right) \quad (13)$$

5. KÖLTSÉGFÜGGVÉNY

A költségeket a gyártási sorrendnek megfelelően fogalmazzuk meg [11].

1. 3 lemezelem alakítása gyengén kúpos héjelemekre (K_{F0}).
2. A 3 héjelem összehegesztése GMAW-C (gas metal arc welding with CO₂) hegesztésű tompavarratokkal (K_{F1}).
3. $n+1$ számú gyűrűborda hegesztése egyenként 3 elemből 2 GMAW-C sarokvarrattal (K_{F2}).
4. A gyűrűborda behegesztése egy-egy héjelemben 2 GMAW-C sarokvarrattal (K_{F3}).
5. Az n héjelem összeszerelése teljes héjjá (K_{F4A}).
6. Az n héjelem összehegesztése $n-1$ számú GMAW-C tompavarrattal (K_{F4W}).
7. A teljes kúphej festése kívülről és belülről (K_P).

A teljes költség a K_M anyagköltséggel együtt

$$K = K_M + K_{F0} + K_{F1} + K_{F2} + K_{F3} + K_{F4} + K_P \quad (14)$$

$$K_M = k_M \rho V, k_M = 1.0 \$ / \text{kg}$$

A teljes szerkezet térfogata a héjelemek térfogatából (V_{li}) és a gyűrűbordák térfogatából (V_{ri}) áll

$$V = \sum_{i=1}^n V_{li} + \sum_{i=1}^{n+1} V_{ri} \quad (15)$$

$$K_{F0i} = k_F \Theta e^\mu, \mu = 6.8582513 - 4.527217 t_i^{-0.5} + 0.009541996 (2R_{ei})^{0.5}$$

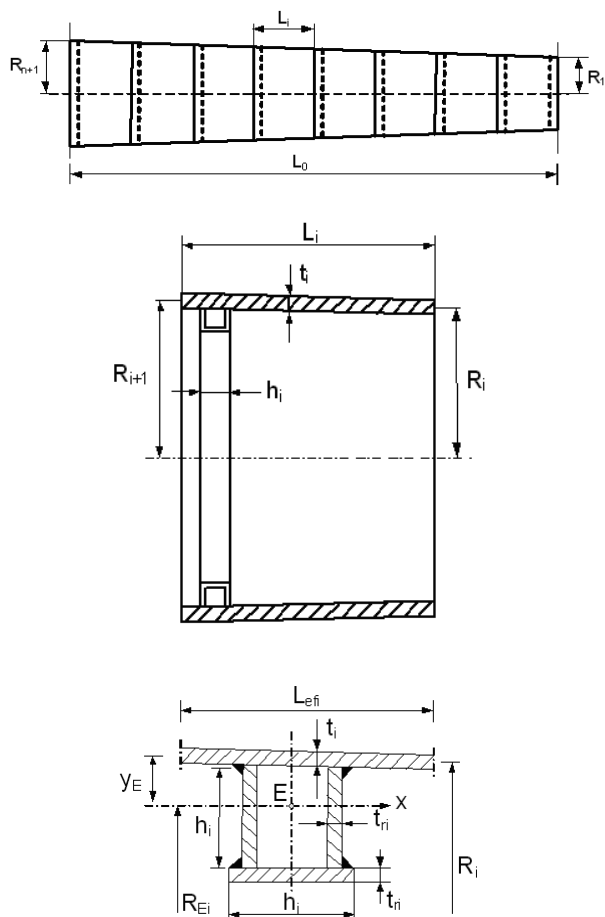
$$K_{F0} = \sum_{i=1}^n K_{F0i} \quad (16)$$

ahol a gyártási bonyolultsági tényező $\Theta = 3$ és az acél térfogatsúlya

$$\rho = 7.85 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3.$$

$$K_{F1i} = k_F \left[\Theta \sqrt{3\rho V_{li}} + 1.3 \times 0.152 \times 10^{-3} t_i^{1.9358} \times 3L_{ei} \right],$$

$$K_{F1} = \sum_{i=1}^n K_{F1i} \quad (17)$$



1. ábra. A kúphej fő méretei, egy héjelem a gyűrűbordaival és a hegesztett négyzetes szekrényszelvényű borda adatai

$$V_{li} = 2\pi R_{ei} L_{ei} t_i \quad (18)$$

$$K_{F2i} = k_F \left[\Theta \sqrt{3\rho V_{ri}} + 1.3 \times 0.3394 \times 10^{-3} a_{wi}^2 x 4\pi (R_i - h_i) \right] \quad (19)$$

ahol

$$V_{ri} = 4\pi t_{ri} h_i (R_i - h_i / 2) + 2\pi t_{ri} h_i (R_i - h_i)$$

és a sarokvarrat dolgozó mérete $a_{wi} = 0.7\delta h_i$.

$$K_{F3i} = k_F \left[\Theta \sqrt{2\rho V_{3i}} + 1.3 \times 0.3394 \times 10^{-3} a_{wi}^2 x 4\pi R_i \right]$$

$$V_{3i} = V_{li} + V_{ri} \quad (20)$$

$$K_{F4} = K_{F4A} + K_{F4W}, K_{F4A} = k_F \Theta \sqrt{n\rho V}$$

$$K_{F4W} = \sum_{i=2}^n K_{F4Wi} \quad (21)$$

$$K_{F4Wi} = 1.3 k_F x 0.152 x 10^{-3} t_i^{1.9358} x 2\pi R_i \quad (22)$$

$$K_P = K_{P1} + \sum_{i=1}^{n+1} K_{Pi}, K_{P1} = k_p 4\pi \frac{R_{\max} + R_1}{2} L_0 \quad (23)$$

$$K_{Pi} = k_p 4\pi h_i (R_i - h_i / 2) \quad (24)$$

$$k_p = 2 \times 14.4 \times 10^{-6} \text{ \$/mm}^2$$

6. SZÁMADATOK

Héjhossz $L = 15000$, szélső héjsugarak $R_{\min} = R_1 = 1850$ és $R_{\max} = R_{n+1} = 2850$ mm, acél folyáshatár $f_y = 355$ MPa, szórási tényezővel osztva $f_{y1} = f_y / 1.1$, a külső nyomás intenzitása $p = 0.5$ MPa, biztonsági tényezője $\gamma_b = 1.5$, Poisson-szám $\nu = 0.3$, rugalmassági modulus $E = 2.1 \times 10^5$ MPa.

7. AZ OPTIMÁLÁS EREDMÉNYEI

7.1 Egyenletes bordaosztás esete

A számítást az $n = 8, 10, 12$ és 15 .osztásszámra végeztük el. Az egyes költségrészeket az 1.táblázat adja meg. \$-ban

1.táblázat. Költségrészek \$-ban a vizsgált osztásszámokra. Az optimumokat vastag betűkkel jelöltük

n	K_M anyag	K_{F0} alakítás	$K_{F1,2,3,4}$ hegesztés	K_P festés	K összesl
8	38600	13896	24242	13610	92348
10	31390	17593	19046	14091	82120
12	29840	19876	20618	14477	84811
15	31192	23400	25983	15243	95818

Látható, hogy az anyagköltséghez az $n_{Mopt} = 12$ és a teljes költséghez az $n_{opt} = 10$. osztásszám tartozik. Ez a különbség abból adódik, hogy a gyártási (összeállítási, hegesztési és festési) költségrész a teljes költség tetemes részét képezi.

7.2 Egyenlőtlen bordaosztás esete

A számítást $t_i = 14-20$ mm vastagságokra végeztük el. Az ezekhez tartozó anyag- és teljes költségeket a IV. táblázat foglalja össze.

4. táblázat. Anyag- és teljes költségek \$-ban a vizsgált héjvastagságokra. Az optimumokat vastag betűkkel jelöltük.

t_i mm	K_M	K
14	28490	82280
16	29620	76150
18	32390	75040
20	38170	80120

Látható, hogy az optimális vastagság anyagköltség-minimumra 14 és teljes költségminimumra 18 mm. Ez a különbség abból adódik, hogy a gyártási költség a teljes költség jelentős hányada.

8. ÖSSZEFOGLALÁS

Hegesztett négyzetes szekrényszelvényű bordák alkalmazása célszerű a kifordulás megakadályozására.

A bordák lemezrészeinek horpadására az Eurocode 3 ad előírást, míg a bordák horpadására a DNV ad módszert, amely a borda-keresztmetszet szükséges inercianyomatékát írja elő.

A költségfüggvény a gyártási sorrendnek megfelelően van megfogalmazva. A lemezrészek héjalakra alakításának, a hegesztésnek és a festésnek a költségei a teljes költség jelentős részét képezik. Ez okozza, hogy a változók optimumai az anyagköltség- illetve teljes költség-minimum esetén különböznek.

Az egyenlőtlen bordaosztás gazdaságosabb szerkezetet eredményez, mint az egyenletes bordaosztású, a minimális költségek különbsége $(82120-75040)/82120 \times 100 = 9\%$.

A gyűrűbordázás külső nyomás esetén igen hatékony, mert a bordázatlan kúphéj szükséges vastagsága jelen esetben 42 mm, ami gyártási szempontból nagyon előnytelen.

Köszönetnyilvánítás

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 számú projekt támogatásával.

IRODALOM

- [1] KLÖPPEL,K. & MOTZEL,E. Traglastversuche an stählernen, unverteiften und ringverteiften Kegelstumpfschalen. Teil 1. Versuchsbericht. *Stahlbau* 45 (1976), No.10. 289-301.
- [2] RAO,S.S. & REDDY,E.S. Optimum design of stiffened conical shells with natural frequency constraints. *Computers & Structures* 14 (1981), No.1-2, 103-110.
- [3] ELLINAS,C.P., SUPPLE,W.J. & WALKER,A.C. Buckling of offshore structures. London, etc. Granada Publ. 1984.
- [4] SPAGNOLI,A. Buckling behaviour and design of stiffened conical shells under axial compression. PhD thesis, University of London, London, 1997.
- [5] SPAGNOLI,A. & Chryssanthopoulos,M.K. Buckling design of stringer-stiffened conical shells in compression. *J. Struct. Eng. ASCE* 125 (1999), No.1. 40-48.

- [6] SPAGNOLI,A. & CHRYSANTHOPOULOS, M.K. Elastic buckling and postbuckling behaviour of widely-stiffened conical shells under axial compression. *Eng. Struct.* 21 (1999), No.9. 845-855.
- [7] SPAGNOLI,A. Different buckling modes in axially stiffened conical shells. *Eng. Struct.* 23 (2001), No.8. 957-965.
- [8] CHRYSANTHOPOULOS,M.K., POGGI,C. & SPAGNOLI,A. Buckling design of conical shells based on validated numerical models. *Thin-walled Struct.* 31 (1998), No.1-3, 257-270.
- [9] SINGER,J., ARBOCZ,J. & WELLER,T. Buckling experiments: experimental methods in buckling of thin-walled structures. Vol.2. Shells, built-up structures, composites and additional topics. New York, Wiley & Sons, 2002.
- [10] FARKAS,J., JÁRMAI,K., SNYMAN,J.A. & GONDOS,GY. Minimum cost design of ring-stiffened welded steel cylindrical shells subject to external pressure. *Proc. 3rd European Conf. Steel Structures, Coimbra, 2002*, eds. Lamas,A. and Simoes da Silva, L. Universidade de Coimbra, 513-522.
- [11] FARKAS,J., JÁRMAI,K. Economic design of metal structures. Rotterdam, Millpress, 2003.
- [12] FARKAS,J., JÁRMAI,K.: Design and optimization of metal structures. Chichester, Horwood, 2008.
- [13] FARKAS,J., JÁRMAI,K.: Optimum design of steel structures. Heidelberg, etc, Springer,2013.
- [14] Det Norske Veritas (DNV) (1995) Buckling strength analysis. Classification Notes No.30.1. Høvik, Norway.
- [15] Det Norske Veritas (2002) Buckling strength of shells. Recommended Practice DNV-RP-C202. Høvik, Norway.
- [16] Eurocode 3 (2002) Design of steel structures. Part 1-1: General structural rules. Brussels, CEN.

IDŐBEN PERIÓDIKUSAN VÁLTOZÓ HŐMÉRSÉKLET ÁLTAL OKOZOTT FESZÜLTSEGEK ÉS ELMOZDULÁSOK MEGHATÁROZÁSA GÖMBALAKÚ RUGALMAS TESTBEN

DETERMINATION OF STRESSES AND DEFLECTIONS CAUSED BY TIME DEPENDENT TEMPERATURE AT SPHERICAL ELASTIC BODY

Gönczi Dávid¹; Dr. Ecsedi István²

ABSTRACT

The objective of this paper is the investigation of elastic sphere subjected to periodic surface temperature field. The theoretical framework of the problem studied is the governing equations of quasistatic uncoupled thermoelasticity. The "large time solution" of the heat conduction equation is used to obtain the thermal stresses and displacements. The inertia forces are neglected.

1. Bevezetés

A vizsgált gömb alakú test határoló felületének sugarát R jelöli. A feladat megfogalmazásához az $Or\varphi\vartheta$ gömbi koordináta-rendszert használjuk (1. ábra). A gömb alakú test által elfoglalt V térbeli tartományt az alábbi előírások definiálják:

$$V = \{(r, \varphi, \vartheta) | 0 \leq r \leq R, 0 \leq \varphi \leq 2\pi, 0 \leq \vartheta \leq 2\pi\}. \quad (1)$$

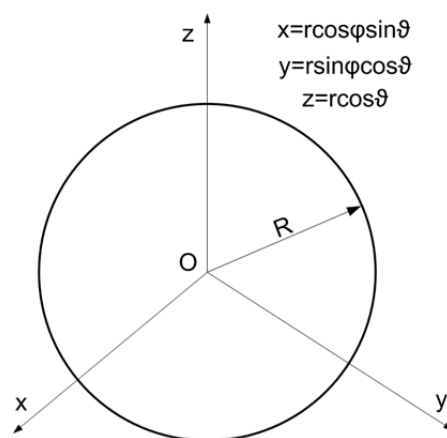
A V tartomány határa az R sugarú gömbfelület, pontjait a

$$\partial V = \{(r, \varphi, \vartheta) | r = R, 0 \leq \varphi \leq 2\pi, 0 \leq \vartheta \leq 2\pi\} \quad (2)$$

egyenlet adja meg. Gömbszimmetrikus alakváltozást és hőmérsékletmezőt feltételezve a linearizált kapcsolt hőrugalmasságtani egyenletek az (r, φ, ϑ) gömbi koordinátákkal az alábbi alakba írhatók [1-3]:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial u}{\partial r} - \frac{2}{r^2} u - \alpha \frac{1+\nu}{1-\nu} \frac{\partial t}{\partial r} - \frac{\rho}{E} (1-2\nu) \frac{\partial^2 u}{\partial \tau^2} = 0, \quad 0 < r < R, 0 < \tau, \quad (3)$$

$$\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial t}{\partial r} - \frac{c\rho}{\lambda} \frac{\partial t}{\partial \tau} - \alpha \frac{ET_0}{1-2\nu} \frac{\partial}{\partial \tau} \left(\frac{\partial u}{\partial r} + 2 \frac{u}{r} \right) = 0, \quad 0 < r < R, 0 < \tau, \quad (4)$$



1. ábra. A gömb alakú rugalmas test.

A fenti egyenletekben u a radiális elmozdulást, ν a Poisson számot, E a rugalmassági moduluszt, α a lineáris hőtágulási együtthatót, τ az időt, λ a hővezetési tényezőt, c a fajhőt, ρ a tömeg sűrűségét, $t=T-T_0$ a hőmérséklet különbséget jelöli, ahol T a hőmérséklet, T_0 pedig a referencia hőmérséklet értékét jelöli. Nem kapcsolt quazistatikus feladatként modellezve a kitűzött hőrugalmasságtani problémát azt jelenti, hogy a (4) hővezetési egyenletben aláhúzással jelölt mechanikai tagot és a (3) Navier egyenlet tehetelenségi erőrendszernek megfelelő, szintén aláhúzással jelölt tagját elhanyagoljuk. Ennek megfelelően a probléma elméleti megfogalmazására az alábbi egyenletek szolgálnak:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial u}{\partial r} - \frac{2}{r^2} u - \alpha \frac{1+\nu}{1-\nu} \frac{\partial t}{\partial r} = 0, \quad (5)$$

$$\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial t}{\partial r} - \frac{c\rho}{\lambda} \frac{\partial t}{\partial \tau} = 0. \quad (6)$$

Ismeretes, hogy

¹ PhD hallgató; ² egyetemi tanár;

Miskolci Egyetem, Mechanikai Tanszék, 3515 Miskolc-Egyetemváros,
e-mail: mechgodaa@uni-miskolc.hu, istvan.ecsedi@uni-miskolc.hu

$$\varepsilon_r = \frac{\partial u}{\partial r}, \quad \varepsilon_\varphi = \varepsilon_\vartheta = \frac{u}{r}, \quad (7)$$

$$\sigma_r = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \left[(1-\nu)\varepsilon_r + 2\nu\varepsilon_\varphi - (1+\nu)\alpha t \right], \quad (8)$$

$$\sigma_\varphi = \sigma_\vartheta = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \left[\nu\varepsilon_r + \varepsilon_\varphi - (1+\nu)\alpha t \right], \quad (9)$$

A (7), (8) egyenletekben az ε_r és az $\varepsilon_\varphi = \varepsilon_\vartheta$ a fajlagos nyúlásokat, a σ_r és a $\sigma_\varphi = \sigma_\vartheta$ pedig a normál feszültségeket jelölik. Az (5) egyenlet átírható a

$$\frac{\partial}{\partial r} \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} (r^2 u) = \alpha \frac{1+\nu}{1-\nu} \frac{\partial t}{\partial r} \quad (10)$$

formába, amely könnyen integrálható [1-3]. Rövid számolással azt kapjuk, hogy a (10) $r=0$ helyen korlátos megoldása az

$$u(r, \tau) = Cr + \frac{\alpha}{r^2} \frac{1+\nu}{1-\nu} \int_0^r q^2 t(q, \tau) dq \quad (11)$$

alakban adható meg. A (7), (8), (11) és a

$$\sigma_r(R, \tau) = 0 \quad (12)$$

feszültségi peremfeltétel egyenleteiből az következik, hogy

$$C = \frac{\alpha}{R^3} \frac{2(1-2\nu)}{1-\nu} \int_0^R r^2 t(r, \tau) dr. \quad (13)$$

A (8), (9), (11) és (13) egyenletek kombinálása az

$$u(r, \tau) = \alpha \frac{1+\nu}{1-\nu} \left[\frac{1}{r^2} \int_0^r q^2 t(q, \tau) dq + \frac{r}{R^3} \frac{2(1-2\nu)}{1-\nu} \int_0^R q^2 t(q, \tau) dq \right] \quad (14)$$

$$\sigma_r(r, \tau) = \frac{2\alpha E}{1-\nu} \left[\frac{1}{R^3} \int_0^R q^2 t(q, \tau) dq - \frac{1}{r^3} \int_0^r q^2 t(q, \tau) dq \right], \quad (15)$$

$$\sigma_\varphi(r, \tau) = \sigma_\vartheta(r, \tau) = \frac{\alpha E}{1-\nu} \left[\frac{2}{R^3} \int_0^R q^2 t(q, \tau) dq + \frac{1}{r^3} \int_0^r q^2 t(q, \tau) dq - t(r, \tau) \right] \quad (16)$$

eredményekre vezet. A (14-16) képletekből látható, hogy a hőrugalmasságtani feladat megoldásának kulcskérdése a $t=t(r, \tau)$ hőmérsékletkülönbség-függvény meghatározása.

2. A hőmérséklet meghatározása

A (6) egyenlet a

$$t(R, \tau) = \mathcal{G} \cos \omega \tau \quad (17)$$

peremfeltételt kielégítő úgynevezett "large time" megoldását határozzuk meg, amely a felületre kényszerített, időben periódikusan változó

hőmérsékletéhez tartozó, időben állandósult megoldást jelenti [4]. A "large time" megoldáshoz nem kell kezdeti feltételt megadni [4, 5]. Tekintsük a

$$\frac{\partial^2 \tilde{t}}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial \tilde{t}}{\partial r} - \frac{c\rho}{\lambda} \frac{\partial \tilde{t}}{\partial \tau} = 0, \quad (18)$$

$$\tilde{t}(R, \tau) = \mathcal{G} \sin \omega \tau \quad (19)$$

peremérték-feladatot. Legyen

$$t_c = t + i\tilde{t}, \quad i = \sqrt{-1}, \quad (20)$$

és

$$p^2 = \omega \frac{c\rho}{\lambda}. \quad (21)$$

A (20) előírással értelmezett $t_c = t_c(r, \tau)$ függvény kielégíti a

$$\frac{\partial^2 \tilde{t}_c}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial \tilde{t}_c}{\partial r} - \frac{c_p \rho}{\lambda} \frac{\partial \tilde{t}_c}{\partial \tau} = 0, \quad (22)$$

$$t_c(R, \tau) = \mathcal{G} e^{i\omega \tau} \quad (23)$$

egyenleteket. A (22), (23) egyenletek által kijelölt peremérték-feladat megoldását a

$$t_c(r, \tau) = F(r) e^{i\omega \tau} \quad (24)$$

alakban keresve az $F(r)$ függvényre a következő közönséges differenciálegyenlet vezethető le:

$$\frac{d^2 F}{dr^2} + \frac{2}{r} \frac{dF}{dr} - p^2 i F = 0, \quad (25)$$

A (25) differenciálegyenlet az $r=0$ helyen vett korlátos megoldása:

$$F(r) = (C_1 + iC_2)(f_1(r) + if_2(r)), \quad (26)$$

ahol

$$f_1(r) = -\frac{1}{r} \sin \frac{pr}{\sqrt{2}} \cosh \frac{pr}{\sqrt{2}}, \quad (27)$$

$$f_2(r) = \frac{1}{r} \cos \frac{pr}{\sqrt{2}} \sinh \frac{pr}{\sqrt{2}}. \quad (28)$$

A $t_c(r, \tau) = F(r) e^{i\omega \tau}$ függvény valós része

$$t(r, \tau) = \text{Re}[t_c(r, \tau)] = (C_1 f_1(r) - C_2 f_2(r)) \cos \omega \tau - (C_1 f_2(r) + C_2 f_1(r)) \sin \omega \tau, \quad (29)$$

megoldása a (6) hővezetési egyenletnek. A (17) peremfeltételi egyenletből az következik, hogy

$$C_1 f_1(R) - C_2 f_2(R) = \mathcal{G} \quad (30)$$

$$C_1 f_2(R) + C_2 f_1(R) = 0 \quad (31)$$

A (30), (31) egyenletek megoldása az ismeretlen C_1 és C_2 állandókat adja:

$$C_1 = \frac{f_1(R)}{(f_2(R))^2 + (f_1(R))^2} \vartheta, \quad (32)$$

$$C_2 = -\frac{f_2(R)}{(f_2(R))^2 + (f_1(R))^2} \vartheta, \quad (33)$$

A (29), (32) és (33) egyenletek kombinálása adja a (34) egyenletet:

$$t(r, \tau) = \frac{\vartheta}{(f_1(R))^2 + (f_2(R))^2} [(f_1(R)f_1(r) + f_2(R)f_2(r)) \cos \omega \tau + (f_2(R)f_1(r) - f_1(R)f_2(r)) \sin \omega \tau]. \quad (34)$$

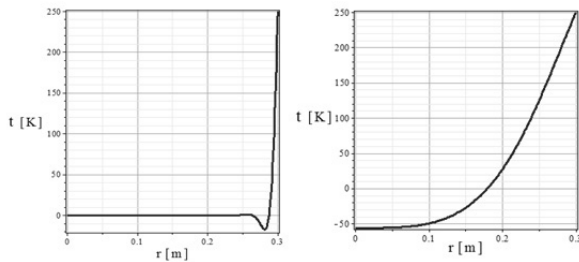
3. Numerikus példa

A numerikus példa megoldásához az alábbi adatokat használtuk:

$$\rho = 7500 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}, c = 450 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}, \lambda = 50 \frac{\text{W}}{\text{mK}}, R = 0.3 \text{m}, \alpha = 1.2 \cdot 10^{-4} \text{m}^2/\text{s}$$

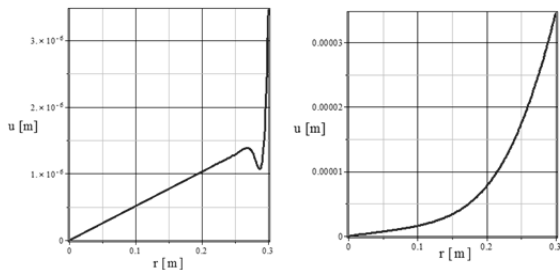
$\vartheta = 250 \text{K}$. A 2-5. ábrákon az $\omega = 0.005 \frac{1}{\text{s}}$ és az $\omega = 0.5 \frac{1}{\text{s}}$

$\frac{1}{\text{s}}$ értékhez a $\tau = \frac{2\pi}{\omega}$ időpillanatra vonatkozó hőmérséklet eloszlás, elmozdulás és normál feszültségek görbéi vannak megrajzolva, mint az r sugárkoordináta függvénye.



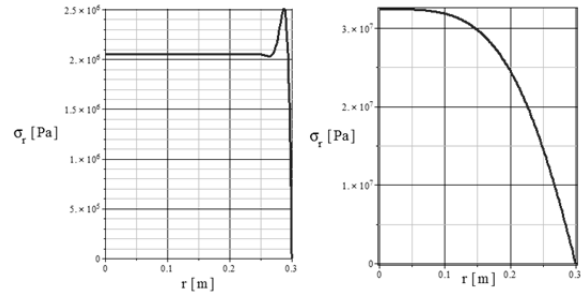
2. ábra. A hőmérsékletkülönbség függvény $\omega = 0.5 \frac{1}{\text{s}}$

(bal) és $\omega = 0.005 \frac{1}{\text{s}}$ (jobb) esetén, ha $\tau = \frac{2\pi}{\omega}$.



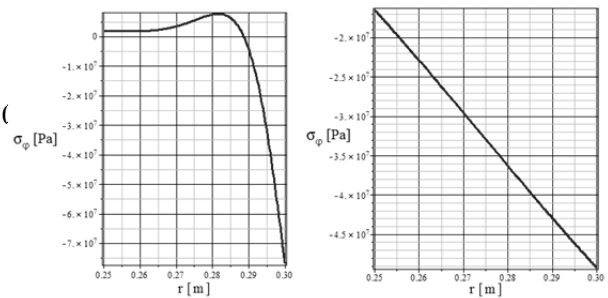
3. ábra. Az elmozdulásmező $\omega = 0.5 \frac{1}{\text{s}}$ (bal ábra) és

$\omega = 0.005 \frac{1}{\text{s}}$ (jobb ábra) esetén ($\tau = \frac{2\pi}{\omega}$).



4. ábra. A radiális normál feszültség eloszlása

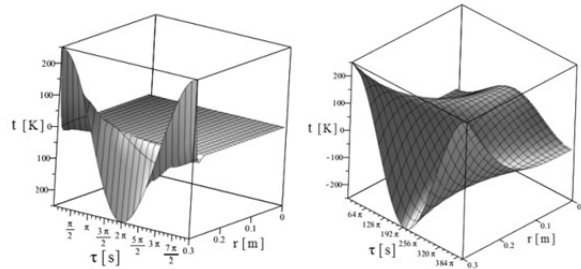
$\tau = \frac{2\pi}{\omega}$ esetén (bal: $\omega = 0.5 \frac{1}{\text{s}}$, jobb oldal: $\omega = 0.005 \frac{1}{\text{s}}$).



5. ábra. Az érintőirányú normál feszültség

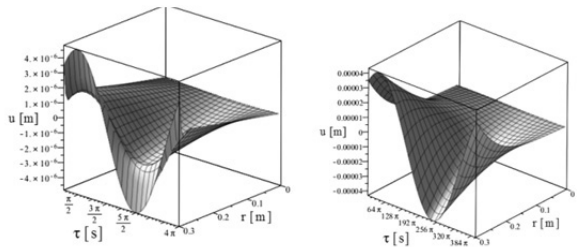
eloszlása a $\tau = \frac{2\pi}{\omega}$ időpillanatban (bal: $\omega = 0.5 \frac{1}{\text{s}}$, jobb

oldal: $\omega = 0.005 \frac{1}{\text{s}}$).



6. ábra. A hőmérsékletkülönbség függvény $\omega = 0.5$

$\frac{1}{\text{s}}$ (bal) és $\omega = 0.005 \frac{1}{\text{s}}$ (jobb) esetén.

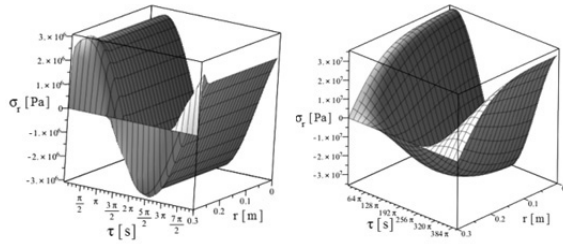


7. ábra. Az elmozdulásmező függvénye $\omega = 0.5 \frac{1}{\text{s}}$

(bal) és $\omega = 0.005 \frac{1}{\text{s}}$ (jobb) esetén.

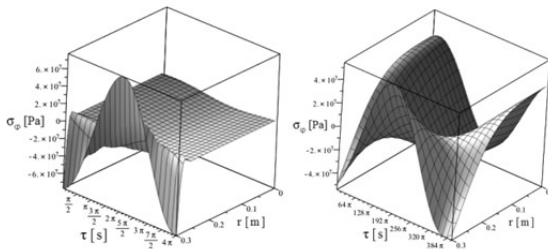
4. Összefoglalás

A dolgozat tárgyát időben periódikusan változó felületi hőmérsékletnek kitett tömör rugalmas gömb elmozdulásainak és feszültségeinek meghatározása alkotja. A lineáris hőrugalmasságtan nem kapcsolt egyenletei nyerne alkalmazást feltéve, hogy az inercia erők elhanyagolhatók. A feladat megoldásában kiemelt szerepe van a hővezetési egyenlet "large time" megoldása analitikus előállításának. Az eredményeket egy numerikus példa szemlélteti, ahol is a hőterhelés körfrekvenciájának két különböző értékére lett a megoldás meghatározva.



8. ábra. A radiális normál feszültség eloszlása(bal:

$$\omega=0.5 \frac{1}{s}, \text{ jobb oldal: } \omega=0.005 \frac{1}{s}.$$



9. ábra. Az érintő irányú normál feszültség

$$\text{eloszlása (bal: } \omega=0.5 \frac{1}{s}, \text{ jobb oldal: } \omega=0.005 \frac{1}{s} \text{).}$$

A 6-9. ábrák pedig a megoldásfüggvények felületeit szemléltetik az r, τ, x ($x=t, u, \sigma_r, \sigma_\varphi=\sigma_\theta$) koordináta rendszerben a $0 \leq r \leq R, 0 \leq \tau \leq \frac{2\pi}{\omega}$ téglalap alakú tartomány felett.

5. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

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

6. IRODALOM

- [1] [1] Boley, B. A., Weiner, J. H.: Theory of Thermal Stresses, John Wiley & Sons Inc., New York, 1960.
- [2] [2] Nowinski, J. L.: Theory of Thermoelasticity with Applications. Sythoff and Noordhoff, Alpen aan den Rijn, 1978.
- [3] [3] Nowacki, W.: Thermoelasticity (2nd edition) PWN-Polish Scientific Publishers, Warsaw, 1986.
- [4] [4] Özisik, M. N.: Heat Conduction, Wiley, New York, 1980.
- [5] [5] Carslaw, H. S., Jaeger, I. C.: Conduction of Heat in solids, Clarendon Press, Oxford, 1959.

BÁNKI-TURBINA JÁRÓKERÉK KILÉPÉSI VESZTESÉGEINEK OPTIMALIZÁLÁSA

OPTIMIZATION OF THE OUTLET LOSSES OF BANKI TURBINE RUNNER

HAJDÚ Sándor¹, Dr. KALMÁR László², Dr. CZIBERE Tibor³

ABSTRACT

The small power water turbine equipped with double-flow runner by Donat Banki is still being developed and manufactured worldwide which implies that the design problems of the cross-flow turbine still have topicality. The present paper concentrates to the optimization of the flow geometry at the outlet of the runner in order to reach the best efficiency operation of the turbine. The first part of paper gives a brief summary about outlet losses. Then a simple method is described for optimizing the loss which occurs when the flow is not angular momentum free at the outlet. The results summarized in our former paper are used to determine the direction of the flow [4].

Keywords: Cross-flow turbine, Bánki turbine, outlet loss, optimization

1. BEVEZETÉS

Az akciós működésű Bánki-turbina a szintén szabadsugarú Pelton-turbina alkalmazási területét terjeszti ki a kisebb esések hasznosíthatóságának a biztosításával. Az akciós turbina lapátsatornáiban az atmoszferikus nyomáshoz képest túlnyomás nem keletkezik, mivel a járókerékben mechanikai munkává alakuló esés a járókerék előtt teljes egészében kinetikai energia formájában jelentkezik. A lapátsatornában akkor nem lép fel túlnyomás, ha a járókerék lapátsatornáit az átfolyó vízszög nem tölti ki teljesen.

Miután a közeg nem tölti ki teljesen a lapátsatornákat, ezért nincs nyomáskülönbség a járókerék belépő és a kilépő palástja között [1], [2].

A munkaközeg a lapátkoszorún kétszer ömlik át: a járókerék kerületén lép be a lapátkoszorúba, és – azon először centripetálisan átömölve – a kinetikus energiája egy részét átadja a forgó járókeréknek; majd a járókerék belső részén áthaladva ismét belép a lapátkoszorúba, és azon immár másodszerre centrifugálisan átömölve energiája másik részét is átadja a járókeréknek; végül a lapátkoszorú kerületén távozik a járókerékből. A

járókerék forgó lapátrácsa biztosítja a közeg elterelését. Az adott esés, térfogatáram és járókerék fordulatszám mellett kinyerhető mechanikai teljesítmény közvetlenül függ a lapátrács által megvalósított eltereléstől. Ezzel összefüggésben a veszteségek és az abszolút áramlás jellemzőinek a kapcsolatát vizsgáljuk. Figyelembe véve, hogy a járókerékből kilépő tömegáram impulzusa mindenképpen elvész (kilépési veszteség), akkor is, ha egyébként a kilépés perdületmentes, jelen közleményünkben az abszolút áramlás jellemzőivel összefüggő veszteségekkel foglalkozunk:

- a kilépési veszteség (a kilépő tömegáram impulzusa miatti veszteség),
- a kilépés perdületessége miatti veszteség.

Optimális esetben a veszteségek összege minimális. Fontos kérdés az ütközési veszteség problémája is. Az ütközési veszteség akkor lép fel, ha a lapátok belépő élén a sima rááramlás helyett iránytörés keletkezik. Ezt a problémakört korábbi közleményünkben elemeztük [3].

Jelen cikk röviden áttekinti a kilépésnél jelentkező veszteségeket, amely a kilépő sebesség nagyságától is és a kilépő sebesség irányától is függ. Bemutatunk továbbá egy egyszerű eljárást, amely a korábbi közleményünkben [4] ismertetett, a Bánki-turbina járókerékén átömülő szabadsugarban kialakuló középső abszolút áram-vonal meghatározására kidolgozott numerikus eljárással a kilépés irányának a számítására támaszkodva keresi meg a kilépés optimális irányát biztosító üzemállapotot.

2. A kilépő tömegáram impulzusa miatti veszteség optimalizálása

Az 1. ábrán, a járókerék kerületén a be- és a kilépő sebességi háromszögeket összerajzolva mutatjuk be a legjobb hatásfokú működés esetére. Az ábrán alkalmazott jelölések:

- kerületi sebesség: u

¹ doktorandusz, e-mail: hajdu@kti.hu,

² egyetemi docens, e-mail: aramka@uni-miskolc.hu,

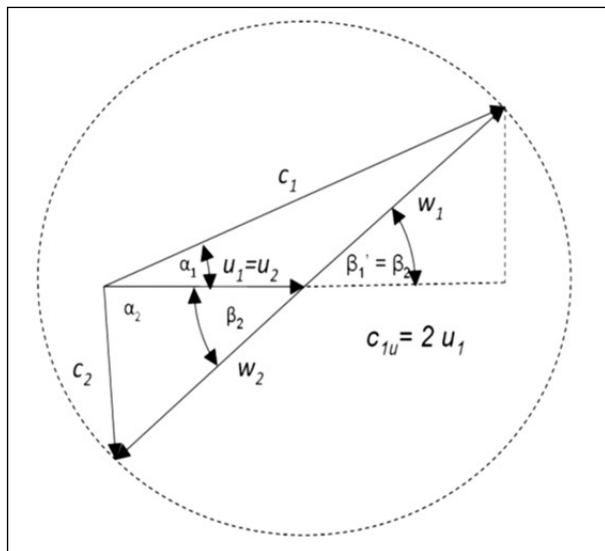
³ professzor emeritus, e-mail: aramczt@uni-miskolc.hu

Miskolci-Egyetem, Energetikai és Vegyipari Gépészeti Intézet, Áramlás- és Hőtechnikai Gépek Intézeti Tanszék, 3515 Miskolc, Miskolc-Egyetemváros

- relatív sebesség: w
- az áramlás abszolút sebessége: c .

Az indexek:

- belépés a járókerék kerületén: 1
- kilépés a járókerék kerületén: 2
- a sebesség kerületi irányú összetevője: u
- a sebesség sugárirányú összetevője: m .



1. ábra. Sebességi háromszögek a be- és a kilépésnél

Mivel a Bánki-turbina keresztáramú járókereke esetében a be- és a kiömlés ugyanazon a lapát élén megy végbe, a be- és kilépő sebességi háromszögekben (a veszteség figyelmen kívül hagyásával, sűrű, vékony lapátok esetén, amikor a lapátok közelítően relatív áramvonalaknak tekinthetőek)

- a kerületi sebesség, valamint a be- és a kilépő relatív sebesség egyenlő:
 $w_1 = w_2$,
- a lapátszögek azonosak ($\beta_2 = \beta_1'$), de az átömlés ellentétes irányja miatt az egyik esetben a lapátszög a sebességi háromszög külső szöge:
 $\beta_1' = 180^\circ - \beta_1$,
- a legjobb hatásfokú működés esetén a belépő abszolút sebesség kerületi irányú összetevője:
 $c_{1u} = 2 u_1$ és $\alpha_2 = 90^\circ$ továbbá $c_{1m} = c_2$.

A geometriai viszonyok ismeretében és perdületmentes kilépést feltételezve a centripetális és a centrifugális átömlés során hasznosítható energia aránya, valamint a kilépési veszteség és a hasznosítható energia aránya az alábbiak szerint alakul:

H esés mellett a belépő sebesség:

$$c_1 = \varphi \sqrt{2gH} \quad \varphi < 1 (\approx 0,96) \quad (1)$$

A kilépési veszteség:

$$Y' = \frac{c_{1m}^2}{2} = \frac{c_{1u}^2 \cdot \operatorname{tg}^2(\alpha_1)}{2} = 2 \cdot u_1^2 \cdot \operatorname{tg}^2(\alpha_1) \quad (2)$$

A tömegegységre eső energiaváltozás (a sugarak jelölése a 3. ábra szerint):

a) a centripetális átömlésű szakaszon:

$$Y_P = c_{1u} u_1 - c_{2u} u_2 = 2u_1^2 - u_2^2,$$

$$Y_P = u_1 \left(2 - \left(\frac{R_{II}}{R_I} \right)^2 \right) \quad (3)$$

b) a centrifugális átömlésű szakaszon:

$$Y_F = c_{2u} u_2 = u_2^2 =$$

$$Y_F = u_1 \left(\frac{R_{II}}{R_I} \right)^2 \quad (4)$$

c) a teljes járókerék esetében:

$$Y_P + Y_F = c_{1u} u_1 = 2u_1^2 \quad (5)$$

Az energiaátalakulás megoszlása a két átömlési szakasz között:

a) a centripetális átömlésű szakasz esetében

$$\frac{Y_P}{Y_P + Y_F} = 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{R_{II}}{R_I} \right)^2 \quad (6)$$

azaz $R_{II}/R_I = 2/3$ sugárviszony választása esetén a teljes hasznosítható energia mintegy 77,8%-a a centripetális átömlésű szakaszon keletkezik.

b) a centrifugális átömlésű szakasz esetében

$$\frac{Y_F}{Y_P + Y_F} = \frac{1}{2} \left(\frac{R_{II}}{R_I} \right)^2 \quad (7)$$

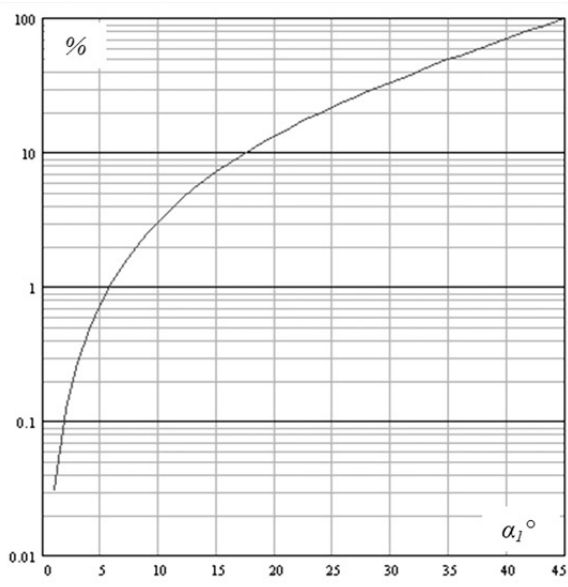
azaz $R_{II}/R_I = 2/3$ sugárviszony választása esetén a teljes hasznosítható energia mintegy 22,2%-a a centrifugális átömlésű szakaszon keletkezik

A kilépési veszteség viszonya a teljes hasznosítható energiához:

$$\frac{Y'}{Y_P + Y_F} = \operatorname{tg}^2(\alpha_1) \quad (8)$$

A legjobb hatásfokú működés esetén a belépő sebesség sugár irányú összetevője és a kilépő sebesség éppen megegyezik ($c_{1m} = c_2$). Az α_1 szöggel rohamosan nő a kilépési veszteség (2. ábra).

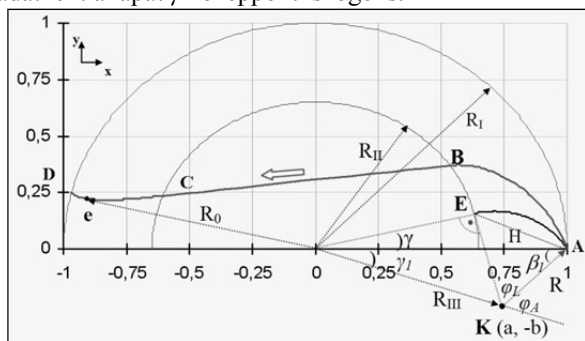
A kilépési veszteség optimalizálásakor a belépő áramlás iránya és a kerület által bezárt szög értéke a gép tervezése során a főméretek kialakításakor az esés és a víznyelés ismeretében úgy választandó meg, hogy a kilépési veszteség minél kisebb legyen. A szöveget gyakran jó kompromisszumot jelentő $\alpha_1 = 16^\circ$ értékűre választva a kilépési veszteség a teljes hasznosítható energia 8,2%-a.



2. ábra. A kilépési veszteség alakulása a teljes hasznosított energiához viszonyítva a belépési szög függvényében

3. A kilépés perdületessége miatt fellépő veszteség optimalizálása

A K középpontú körív alakjára hajlított lemezlapátok a koszorúban úgy kerülnek elhelyezésre, hogy a lapátgörbe és az R_{II} sugarú belső kör érintője egymásra merőleges legyen (3. ábra). A lapátozást magát három geometriai adat egyértelműen meghatározza: a lapátkoszorú R_I külső és R_{II} belső sugara, valamint az A-E lapátgörbe érintőjének a külső kör érintőjével alkotott β_I szöge, vagy szintén gyakorlatias megfontolásból alkalmazható harmadik adatként a lapát γ középponti szöge is.



3. ábra. A járókerék geometriája

Az ábrán szerepel a járókeréken átáramló közeg egy számított középső áramvonalja (az A-B-C-D görbe). Az áramlás irányát nyíl mutatja.

A kerék belsejében az ütközésmentes rááramlás csak akkor biztosítható, ha az R_{II} sugarú körön a ki- és a belépő sebességi háromszögek egybevágóak és derékszögűek, a relatív sebesség mindkét háromszögben sugárirányú, és ennek megfelelően az R_{II} sugarú körön a lapátszög 90° értékű. Ennek megfelelően a belső, R_{II} sugarú paláston

érvényes mennyiségek (ezek esetében a b indexet alkalmazva):

$$u_I = c_{Iu} / 2, \quad (9)$$

$$u_b = u_I (R_{II} / R_I), \quad (10)$$

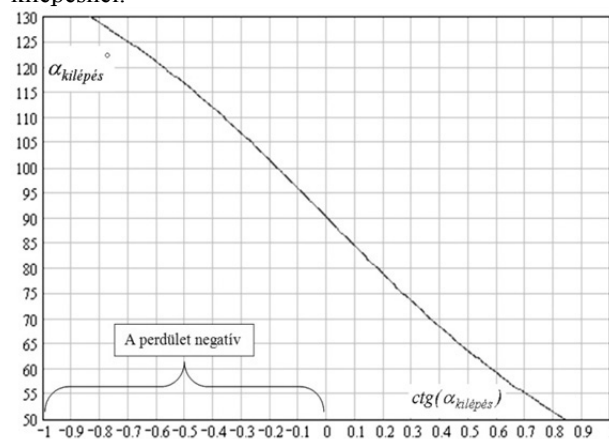
$$w_{bu} = 0, \quad (11)$$

$$c_{bu} = u_b \quad (12)$$

A turbina üzemállapotának a jellemzésére a belépő ωR_I kerületi és a c_{Im} meridián sebességek $\psi = \omega R_I / c_{Im}$ viszonyát bevezetve adódik az abszolút sebesség α irányszöge és a β lapátszög közötti (13) összefüggés a járókerék lapátzott terének tetszőleges $P(x,y)$ pontjában, és ez már alkalmas a járókerék lapátzott terében az abszolút áramlás iránymezejének a meghatározására [4]

$$\cot \alpha = \sqrt{\left\{ \psi^2 \sin^2 \beta \left[(x^2 + y^2) / R_I^2 \right] + \psi \sin 2\beta (x^2 + y^2) / R_I^2 + 1 \right\} (1 + \cot^2 \beta)} - 1 \quad (13)$$

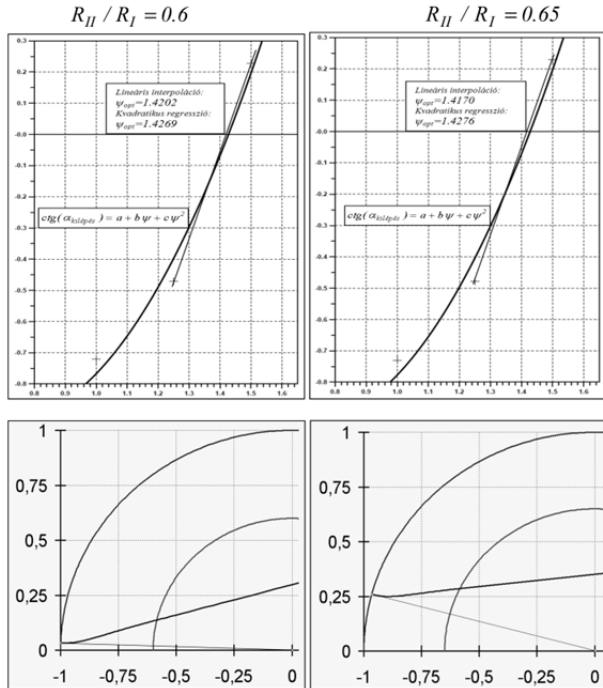
A centripetális és a centrifugális átömlés megkülönböztetésére a p ill. az f indexeket alkalmazva áll, hogy amíg a centripetális szakaszon az abszolút sebesség α_p irányszöge $\pi/2$ -nél mindenütt kisebb, addig a centrifugális szakaszon az α_f irányszög – a ψ tényezőtől függő mértékben – a $\pi/2$ -nél nagyobb is lehet, amikor is a $\cot \alpha_f$ értéke egy bizonyos helyen előjelet válthat. Ez a hely a 3. ábrán az R_0 sugáron elhelyezkedő e pont, ahol az áramlás sugárirányú. A 4. ábra az α_f szögfokokban megadott értéke és a $\cot(\alpha_f)$ értéke közötti kapcsolatot mutatja a kilépésnél.



4. ábra. A kilépés szöge negatív perdület esetén nagyobb, mint 90°

Az R_0 értéke a középső áramvonal számítása során nyerhető [4]. A lapátzott tér centrifugális átömlésű szakaszán tehát az R_0 sugarú körön $\alpha_f = \pi/2$. Ha $R_0 \leq R_I$, akkor a középpontból húzott sugár ezen a helyen érinti az abszolút áramvonalat és a kilépés helyén (a D pontban) az abszolút sebesség irányszöge $\pi/2$ -nél

nagyobb, vagyis a folyadéksugár negatív perdülettel lép ki a járókerékből. $R_0 = R_I$ esetén az abszolút sebesség irányszöge egyenlő $\pi/2$ -vel, ez a perdületmentes kilépés esete. Miután a számítás nem kezeli a járókeréken kívüli áramlást, a pozitív perdület esetében R_0 értéke nem határozható meg (ekkor $R_0 > R_I$), de az abszolút sebesség irányszöge természetesen továbbra is meghatározható a kilépésnél.



5. ábra. A perdületmentes kilépéshez tartozó üzemiállapot (ψ_{opt}) becslése

$ctg(\alpha_{kilépés}) = a + b\psi + c\psi^2$	
$R_{II} / R_I = 0.6$	$R_{II} / R_I = 0.65$
$a = 3.05953436807E-003$	$a = 3.11859866962E-003$
$b = 2.56888447894E+000$	$b = 2.59943995565E+000$
$c = 1.79883192905E+000$	$c = 1.81936237694E+000$
Korrelációs együttható: 0.992447	Korrelációs együttható: 0.9923322

6. ábra. A perdületmentes kilépéshez tartozó üzemiállapotot (ψ_{opt}) becslő kvadratikus regresszió állandói és korrelációs együtthatója

A [4] -en bemutatott eljárás alkalmazására készített FORTRAN-programmal meghatároztuk a belépő ωR_I kerületi és a c_{Im} meridián sebességek $\psi = \omega R_I / c_{Im}$ viszonyának néhány számértéke ($\psi = 1; 1,25; 1,5$) mellett az abszolút sebesség irányszögét a kilépésnél (az R_I sugáron). Az optimalizálás eredményét az 5. ábra mutatja kétféle sugárviszony esetén. Az 5. ábra szerint az optimális üzemiállapotra jó közelítés adódik egyszerű lineáris interpolációval is. A kvadratikus regresszió alkalmazásakor adódó állandókat a 6. ábra foglalja

össze. Az 5. ábrán feltüntetettük az optimális sebességviszonynál adódó középső áramvonalat is, amely a kilépésnél sugárirányú.

4. Összefoglalás

A közlemény eljárást közöl a Bánki-turbinából kilépő közeg még meglévő mozgási energiája miatti veszteségforrások minimalizálására a perdületmentes kilépést eredményező optimális üzemiállapot meghatározásával. Ehhez a korábbi közleményünkben összefoglalt, a középső áramvonal számítására kidolgozott számítási eljárást alkalmazza. A perdületmentes kilépés esetében is jelentkezik a kilépő tömegáram impulzusa miatti veszteség. Az optimalizálást ekkor a járókerékre rááramló közeg irányszögének megválasztásával lehet elvégezni.

5. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A kutató munka a Miskolci Egyetem stratégiai kutatási területén működő Innovációs Gépészeti Tervezés és Technológiák Kiválósági Központban a TÁMOP-4.2.2.B-10/1-2010-0008 jelű projekt részeként – az Új Magyarország Fejlesztési Terv keretében – az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósult meg.

6. IRODALOM

- [1] BÁNKI, D.: Energie-Umwandlungen in Flüssigkeiten, Springer Verlag Berlin, 1921
- [2] CZIBERE, T.: Az el nem évülő Bánki-turbina létrehozója 150 éve született, GÉP 60. évf. 3. sz. / 2009
- [3] HAJDÚ S. - CZIBERE T. - KALMÁR L.: Investigation of shockless entry flows in Banki turbine runners XXVII. microCAD International Scientific Conference, University of Miskolc, 21-22 March, 2013., ISBN: 978-963-358-018-9
- [4] HAJDÚ S. - CZIBERE T. - KALMÁR L.: Bánki-turbina járókerékében tör-ténő áramlás vizsgálata GÉP, LIV. évfolyam, 2013. 2. szám pp. 27-30. ISSN 0016-8572

NAGYKITERJEDÉSŰ SZOLGÁLTATÓ HÁLÓZATOK OPTIMÁLÁSA

OPTIMIZATION OF LARGE SCALE SERVICE NETWORKS

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

ABSTRACT

This paper describes a comparison between a single phase evolutionary programming algorithm for the fixed destination multi-depot multiple travelling salesman problem with multiple tours (mmTSP) and the generalized tabu search algorithm. This optimization problem widely appears in the field of logistics mostly in connection with maintenance networks. Therefore applying this research in the field of logistics it can result high savings in these systems. This article shows the advantages of the developed evolutionary programming algorithm through numerous tests.

1. BEVEZETÉS

Napjainkban a szolgáltatások területén kiemelt jelentőségűek a műszaki felügyeleti és karbantartási rendszerek, mivel ezek a termelési, vagy szolgáltatási terület - ezek közül kiemelt fontosságúak a lakosságot közvetlen érintőek – biztonságát, megbízhatóságát biztosítják, ilyen területek például, kommunális szolgáltatások, víz, szennyvíz, gáz, villamos energia, távfűtés, üzemanyag ellátás, telekommunikációs szolgáltatások, vagy akár a felvonók és kötelpályák. Ezek megbízható, balesetmentes és gazdaságos üzemeltetése megköveteli az időszakos műszaki ellenőrzéseket, karbantartásokat. Felülvizsgálatuk, karbantartásuk pedig az esetek túlnyomó többségében speciális, vizsgálóhoz kötött szaktudást, szakértőket igényel. Ilyenek lehetnek például az emelőgépek egy sajátos változatai a felvonók, amelyek vizsgálata, karbantartása életvédelmi szempontból is igen fontos, így ezt a területet kormányrendelet szabályozza [1].

2. A PROBLÉMA ISMERTETÉSE

A fő probléma a fix végpontú több állomáshelyű többkörös több utazóügynökös probléma optimális megoldása a műszaki felügyeleti és karbantartó rendszerekben felmerülő speciális feltételek figyelembevételével.

A tiszta utazó ügynök probléma megoldásának kis rendszerekre igen kiterjedt irodalma van, míg a nagy rendszerek optimálásához főleg sok bemenő paraméter

és peremfeltétel mellett kevés irodalom található. A szakirodalomban főleg többfázisú optimáló módszereket találunk [2], amelyek általában először klaszteringet, majd különféle több utazóügynök probléma (MTSP) megoldó algoritmust használnak [3,4]. A klasztering [5] és a particionálás [6,7] széleskörűen elterjedt köszönhetően ezen algoritmusok sebességének, habár ezek az algoritmusok, mint a többfázisú algoritmusok általában nem a globális optimumot adják eredményül, de gyorsan jó közelítést adnak.

A módszer, amelyet bemutatunk képes a nagyméretű rendszerek optimálására egy egyfázisú algoritmussal, globális optimumot adva eredményül. Mindenekfelett kezeli a műszaki felügyeleti és karbantartó rendszerek speciális feltételeit, amelyeket ipari projektjeink folyamán ismertünk meg.

A feltételek a következők:

- Az objektumok lokációja fix.
- A szakértőknek minden ciklus végén vissza kell térniük kiindulási helyükre.
- Az MTSP-vel ellentétben itt egy objektumot többször is fel kell keresni, így több körút alakul ki.
- A szakértőknek limitált a kapacitása, minimum és maximum korlátot kell definiálnunk a megvizsgálható objektumok számára.

3. SZAKIRODALOM

Az evolúciós programozás [8] egy általános problémamegoldó algoritmus a genetikus algoritmushoz hasonlóan az evolúciós algoritmusok családjának a tagja. A legismertebb evolúciós algoritmusok [9]: genetikus algoritmus, evolúciós programozás, evolúciós stratégia, genetikus programozás. Ezen algoritmusoknak közös pontja hogy egy populáción hajtanak végre műveleteket. A populáció egyedekből áll. Egy egyed pedig a probléma egy lehetséges megoldása. A cél az adott problémára a legjobb megoldás, tehát a legjobb egyed megkeresése. Habár sok esetben az algoritmusnak esélye sincs az optimális megoldás megtalálására a számítási kapacitás korlátai miatt, így megkell elégednünk kvázi optimális eredménnyel, eredményekkel amelyek már „elég jó” megoldások.

Az evolúciós programozást főleg erősen feltételes problémák megoldására használják, mint a tárgyal

^{*} tudományos segédmunkatárs, Miskolci Egyetem Logisztikai Intézet

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

probléma. Ez a módszer szintén egy populációt kezel, de az egyedek leírására nincsenek megkötések [10] ellentétben például a genetikus algoritmussal ahol az egyedeket bitvektorok írják le [11]. Itt az egyedek leírása a problémának vagy a számítógépes implementációnak legmegfelelőbb módon történhet. Mindezek tetejébe még az evolúciós programozási algoritmus hatékonyságban összemérhető a legújabb algoritmusokkal, mint például a részecske-raj algoritmus [12].

A kifejlesztett algoritmus megoldja a fix végpontú több állomáshelyű többkörös több utazóügynökös problémát, valamint optimalja az ügynökök számát a megadott peremfeltételek mellett egy egyfázisú algoritmussal. Az algoritmus használható nagyméretű problémák megoldására is. A definíció magyarázata a következő: több utazóügynökös: több szakértő körjáratát kell optimalni; több állomáshely: minden szakértőnek saját állomáshelye van; fix végpontú: minden szakértő adott nap végén az állomáshelyére visszatér; többkörös: minden szakértő több körutat tesz meg, gyakorlatilag naponta egy körutat jár be.

Az algoritmus multi kromoszómás [13] technikát alkalmaz. A multi kromoszómás modell nem túl elterjedt genetikus algoritmusoknál, de az evolúciós programozásban egyszerűen implementálható. A [14]-ben négy kromoszóma reprezentálja a kimenő és a bemenő fuzzy halmazokat egy arányos deriváló fuzzy szabályozónál. A [15] bemutat egy multi kromoszómás megoldást, amely a rácsos tartók sérüléseinek lokalizálására és mennyiségi meghatározására alkalmas. A multi kromoszómás technika előnye a keresendő állapottér redukálása, valamint a probléma modelljének reprezentációja a problémához igen hasonló marad így könnyen érthető problémaspecifikus algoritmusok készíthetők [16].

3. MATEMATIKAI MODELL

Az optimalás fő bemeneti paramétere az útmátrix $L = [l_{ij}]$, a fő kimeneti paraméter pedig a hozzárendelési mátrix: $Y = [y_{ij}]$, ahol $y = \begin{cases} 1 \\ 0 \end{cases}$, (1) ha az elemek egymáshoz vannak rendelve, (0) ha nem.

Az objektumok paraméterei: p : az objektumok száma; ebben a modellben konstans, L mátrix definiálja az objektumok lokációját, távolságukat más rendszerlemelektől, $\kappa_i (i=1..p)$ az objektumonkénti kötelező vizsgálatok száma.

Az i -edik szakértő által bejárt út a t ciklusban definiálható:

$$l_i^t = l_{0,o_i^t(1)} + \sum_{c=1}^{|o_i^t|-1} (l_{o_i^t(c),o_i^t(c+1)} + l_{o_i^t(|o_i^t|),0}) \quad (1)$$

az i -edik szakértő által összes megtett út:

$$l_i^T = \sum_{t=1}^T \left[l_{0,o_i^t(1)} + \sum_{c=1}^{|o_i^t|-1} (l_{o_i^t(c),o_i^t(c+1)} + l_{o_i^t(|o_i^t|),0}) \right] = \sum_{t=1}^T l_p^t \quad (2)$$

A szakértők (S) által az adott időszakban (T) general költségek (C) leírhatók:

$$C^S = \left[\sum_{j=1}^s (\sum_{t=1}^T l_j^t) \right] * c_u + \left[\sum_{j=1}^s P_j \right] * c_v \quad (3)$$

ahol:

- c_u : egy kilométerre eső fajlagos költség,
- c_v : egy objektumra eső fajlagos költség.

A cikkben a fajlagos költséget 1-es szorzóval vesszük figyelembe, tehát csak a megtett út számít, más fajlagos érték esetén további költségparaméterek is figyelembe vehetők.

Az optimalás célfüggvénye tehát:

$$C^S \rightarrow \min, \quad (4)$$

vagyis a költségek minimumát keressük.

3.1. Korlátozó feltételek

A vizsgálatok számát általában a karbantartási terv írja elő, de sok esetben, ilyenek például a felvonók, ahol a karbantartás hiánya emberi életeket veszélyeztet a karbantartások számát törvény írja elő [17]. A karbantartások nem végezhetőek el tetszőleges időablakon belül, hanem egy minimális időt szükséges várni egyes felülvizsgálatok között, ez minden objektumra megadható: $\tau^m = [\tau_i^m]_{i=1..p}$. A vizsgálatok intervallumára igaznak kell lenni, hogy nem lépheti át a vizsgálati periódust: $\tau_i^m * (\varepsilon_i - 1) \leq \vartheta$, ahol: ε_i : az i -edik objektum vizsgálatának száma, ϑ : a vizsgálati periódus, általában 1 év.

A szakértők terhelése, kapacitása egy minimum és egy maximum határérték közé kell hogy essen:

$$P_i \min < P_i < P_i \max, \quad (5)$$

A ciklusidő (τ_{max}) – ez általában egy nap vagy egy műszak – szintén egy erős feltétel, ez alatt az idő alatt a szakértő egy körutat tesz meg felkeresve a vizsgálandó objektumokat, majd visszatér állomáshelyére:

$$\tau^t = \tau_{0,1}^f + \tau_1^k + \sum_{i=2}^{c^t} (\tau_i^k + \tau_{i-1,i}) + \tau_{q,0}^f < \tau_{max}, \quad (6)$$

A ciklusok összege teljesíti a:

$$\sum_{i=1}^T \tau_i^t \leq \vartheta, \quad (7)$$

feltételt, ahol:

- T : a ciklusok száma a ϑ intervallumban,
- τ_{max} : ciklusidő,
- c^t : a t -edik ciklusban felkeresett objektumok száma,
- $\tau_{q,1}^f$: az első objektum felkeresésének ideje,
- $\tau_{q,0}^f$: visszatérés ideje az állomáshelyre az utolsó (q) objektumtól,
- τ_i^k : az i -edik objektum átlagos vizsgálati ideje.

Definiálható a c -edik szakértő által felkeresendő objektumok halmaza:

$$O_c := \{o_i \mid y_{s,i} = 1; i = 1..p\}, \quad (8)$$

tehát a szakértő leterheltsége:

$$|O_c| = P_c, \quad (9)$$

az O_c részhalmaza az egy ciklus (t) alatt felkeresendő objektumok halmaza:

$$O_c^t \subseteq O_s, \quad (10)$$

ahol:

- O_s : a szakértőhöz rendelt objektumok rendezett halmaza, a rendezési függvény:

$$o_p \in O_i; o_q \in O_i; o_p < o_q \text{ where } t_{op} < t_{oq}, \quad (11)$$

ahol:

- t_{op} az o_p objektum vizsgálatának időpontja,
- t_{oq} az o_q objektum vizsgálatának időpontja,

tehát a halmaz a felkeresés ideje alapján rendezett.

$$|O_c^t| = c^t \leq P_c, \quad (12)$$

$$\bigcup_{t=1}^p O_c^t = O_s, \quad (13)$$

$$\bigcup_{s=1} O_s^t = O. \quad (14)$$

Ha a szakértő egy objektumot többször keres fel akkor az objektum a (8) halmazban többször is szerepel. A vizsgálatok távolságának meghatározására a következő távolságfüggvényt alkalmazzuk:

$$d(o_i; o_j \mid o_i \in O_p^t; o_j \in O_q^t) = p - q, \quad (15)$$

a vizsgálatok közelségi feltételén alapulva:

$$\min\{d(o_i; o_j \mid o_i \in O_p^t; o_j \in O_q^t)\} \geq \tau_i^m. \quad (16)$$

4. AZ ALGORITMUS

A kifejlesztett algoritmus büntetőfüggvényeket használ az egyedek jószágának meghatározására [18]. A büntetőfüggvények alkalmazása az egyik leggyorsabb

módszer az egyedek osztályozására, valamint előnye még hogy a feltételeknek nem megfelelő egyedeket is rangsorolja, így ha a feltételek szerint nincs megoldás a büntetőfüggvények módszerével a legkevésbé rossz megoldást kapjuk eredményül. Az algoritmus kétszintű büntetőfüggvény rendszert használ:

- lokális: a büntetőfüggvényt a szakértőre alkalmazzuk,
- globális: a büntetőfüggvényt az egyedre alkalmazzuk.

4.1. Büntetőfüggvények

Három különféle lokális büntetőfüggvényt alkalmazunk:

- ciklusidő túllépés: a szakértő a megengedettnél több vizsgálatot teljesít

$$B_{CC} = P_{CC} \cdot (T_i - T_{max}) \mid \text{if } T_i > T_{max}, \quad (17)$$

ahol:

- P_{CC} : a megengedettnél több vizsgálat büntetőértéke, konstans,
- T_i : a szakértő által igényelt ciklusok száma,
- T_{max} : maximális ciklusszám.
- kevesebb vizsgálat: a szakértőknek teljesíteni kell egy minimális számú vizsgálatot, hogy alkalmazásuk gazdaságos legyen,

$$B_F = P_F \cdot (P_{i min} - P_i) \mid \text{if } P_{i min} > P_i \quad (18)$$

ahol:

- P_{FP} : a megengedettnél kevesebb vizsgálat büntetőértéke, konstans,
- P_i : a szakértő vizsgálatainak száma, $P_{i min}$: szakértő minimális vizsgálatainak száma.
- Megengedettnél több vizsgálat: a szakértő a megengedettnél több vizsgálatot teljesít,

$$B_M = P_M \cdot (P_i - P_{i max}) \mid \text{if } P_i > P_{i max}, \quad (19)$$

ahol:

- P_{MP} : a megengedettnél több vizsgálat büntetőértéke, konstans,
- P_i : szakértő vizsgálatainak száma,
- $P_{i max}$: szakértő maximális vizsgálatainak száma.

Háromféle globális büntetőfüggvényt alkalmazunk, ezek a lokális büntetőfüggvények után kerülnek kiértékelésre:

- közel lévő vizsgálatok: a műszaki felügyeleti rendszerek bizonyos típusainál amennyiben egy objektumot többször kell vizsgálni, mint például felvonóvizsgáló rendszer esetén, előírható egy minimális időbeli távolság a két vizsgálat között.

$$B_N = P_N \cdot [\text{count}(d(o_i; o_j) < \tau_i^m)] \quad (20)$$

ahol:

- P_N : a megengedettnél közelebb lévő vizsgálat büntetőértéke, konstans,
- $d(o_i; o_j)$: egy objektum i -edik és j -edik vizsgálatának távolsága j ,
- τ_i^m : a vizsgálatok minimális távolsága,
- $count()$: függvény a feltétel teljesülésének számlálása.

A kevesebb és több vizsgálat büntetőfüggvények egyes esetekben összevonható, azonban a gyakorlatban szakértő alkalmazása a minimális kapacitás alatt általában nem gazdaságos így itt akár a halálbüntetés (végtelen nagy érték hozzáadása) alkalmazása is indokolt lehet, míg a több vizsgálat büntetése lehet akár exponenciális.

- szétszórtság: Mikor egy objektum vizsgálati különböző szakértőkhöz vannak rendelve.

$$B_{SC} = \sum_{k=1}^p [P_{SC} \cdot count(o_k \in O_x \wedge o_i \in O_y)], \quad (21)$$

Ha a szétszórtsági büntetést nem alkalmazzuk akkor az algoritmus egy objektum karbantartásait szétoszthatja különböző szakértők között.

- szakértők száma: a szakértők számának büntetőértéke az alkalmazott szakértők számával arányos, ahol a vizsgálatok száma nem nulla. Értéke azt mutatja, hogy egy új szakértő alkalmazása mekkora költséggel jár. Alkalmazása esetén az algoritmus minimalizálja a szakértők számát,

$$B_S = count(P_i \neq 0 |_{i=1..s}) \cdot P_{EC} \quad (22)$$

ahol:

- P_{EC} : szakértő alkalmazásának költsége, konstans.

4.2. Szelekció

Az algoritmus a szelekció menetét, a legjobb egyedek kiválasztását bajnoksággal valósítja meg. Az evolúción alapuló algoritmusok szelekciós módszerekből igen széles skálát használnak. Ezek közül az evolúciós programozásban széles körben használt bajnoksággal történő kiválasztás az egyik leggyorsabb, valamint a bajnokságban résztvevő egyedek véletlenszerű kiválasztásával biztosítja a lokális optimumok elkerülésének lehetőségét is. A bajnokság végrehajtása előtt a legjobb, úgynevezett elitista egyed változatlanul átkerül a leszármazott populációba [19]. A gyors végrehajtási sebesség érdekében az algoritmus kétszereplős bajnokságot használ - (1+1) stratégia. A bajnokság első lépéseként véletlenszerűen kiválasztunk egy-egy egyedet az eredeti, valamint a mutáción átesett populációból. A jobb fitnessértékű egyedet, ami ebben az esetben a kisebb célfüggvényértékű egyedet jelenti, a

leszármazott populációba helyezzük. A folyamatot addig ismétljük, amíg a leszármazott populáció meg nem telik. A szelekció egy a bementi paraméterek között meghatározott számig tölti fel a leszármaztatott populációt. A teljes populáció méret eléréséig a populáció véletlenszerűen generált egyedekkel töltődik fel [21].

5. TABU KERESÉS

A tabu keresés egy új, széles körben - főleg kombinatorikus optimalizálásra használt - probléma független metaheurisztikus kereső eljárás [22].

A tabu keresés egyelemű populációt használ, a kereső operátor a genetikus algoritmushoz hasonlóan a mutáció, azonban itt nincs sem öröklődés, sem keresztezés. A tabu keresés során egy tabu listát tartunk fenn, amely a legutóbb megvizsgált néhány megoldásból áll. A tabu keresés egyes változatai ebből a tabulistából többet is alkalmaznak [23].

A tabu lista mérete az algoritmus paramétere. Az új populáció, azaz az új aktuális megoldás kiválasztásához először megnézzük, hogy a mutációval létrehozott új elem szerepel-e a tabu listában. Ha igen, akkor nem fogadjuk el egyébként, pedig ha nem rosszabb, mint a régi megoldás, akkor elfogadjuk. A régi megoldás a tabu listára kerül, és a tabu lista legrégebbi eleme törlődik [24].

6. ÖSSZEHASONLÍTÁS

A tabu keresést számos példán teszteltük. A tabu lista méretét 500-ra állítottuk be a genetikus programozási algoritmus 500-as populációméretéhez hasonlóan, a véletlen generált egyedek száma 50, kivéve az utolsó esetben ahol a populáció mérete 10, 1 darab véletlen generált egyed mellett.

Az első teszt feladat egy kisméretű probléma, 2 szakértő 50 objektum és 1 vizsgálat objektumonként.

1. táblázat A tabu keresés és az evolúciós programozás összehasonlítása, 1 példa

Algoritmus	Célfüggvény	Relatív eltérés	Megoldási idő	Büntetések	Iterációs szám
EP	4008,85	100 %	0:13:06	0	9100
T	5491,27	73 %	0:13:22	0	15000

A második teszt feladat szintén egy kisméretű probléma 50 objektummal és 1 vizsgálat objektumonként.

2. táblázat A tabu keresés és az evolúciós programozás összehasonlítása, 2 példa

Algoritmus	Célfüggvény	Relatív eltérés	Megoldási idő	Büntetések	Iterációs szám
EP	4483,96	100,00%	0:24:35	0	16434
T	159581,79	2,81%	0:28:57	3	30000

Az eredmények (1-2 táblázat) azt mutatják, hogy a tabu keresés rosszabb eredményt ad az evolúciós programozással összehasonlítva, még a második esetben is mikor a tabu keresés a kerek iteráció szám megadása miatt több mint 4 perccel tehát mintegy 16 százalékkal tovább futott.

A következő példa egy komplex tesztfeladat 3 szakértővel, viszont ebben a példában már egy objektumnak több vizsgálata is lehetséges, jelen esetben 2-4 véletlenszerűen generálva. Az evolúciós programozási algoritmus 200000 iterációt futott, míg a tabu keresés 650000 ugyanannyi idő alatt.

3. táblázat A tabu keresés és az evolúciós programozás összehasonlítása, 3 példa

Algoritmus	Célfüggvény	Relatív eltérés	Megoldási idő	Büntetések	Iterációszám
EP	217534,75	100,00%	9:01:12	11	200000
T	495470,75	43,90%	9:02:10	14	650000

Az eredmények (3. táblázat) azt mutatják, hogy a tabu keresés ebben az esetben is rosszabb eredményt ad, mint az evolúciós programozási algoritmus ugyanannyi futási idő alatt. Ebben az esetben a tabu keresés csak 43.9 százalékra közelítette meg az optimumot.

A következő példa egy komplex nagyméretű tesztfeladat 1000 objektummal 3 szakértővel és az előzőekhez hasonlóan véletlenszerűen generált 2-4 vizsgálattal. Itt az evolúciós programozási algoritmus 5500 iterációt futott, míg a tabu keresés 29000 iterációt, de futási idejük azonos.

4. táblázat A tabu keresés és az evolúciós programozás összehasonlítása, 4 példa

Algoritmus	Célfüggvény	Relatív eltérés	Megoldási idő	Büntetések	Iterációszám
EP	138245712,9	100,00%	0:57:05	631	5500
T	138781405,3	99,61%	0:57:46	645	29000

Az eredmények (4. táblázat) azt mutatják, hogy a tabu keresés ebben az esetben is rosszabb eredményt adott, habár itt az evolúciós programozási algoritmus előnye nem olyan nagy, mint az előző esetekben.

6. KÖVETKEZTETÉSEK

A tabukeresés nem adott jobb eredményt a kidolgozott genetikus programozási algoritmusnál egyik esetben sem, habár az utolsó esetben nagymértékben megközelítette a genetikus programozási megoldás eredményét, a 2. példában pedig csak a megoldás töredékét szolgáltatva azonos időn belül. Ebben az esetben felmerült a véletlen lokális optimumba futás lehetősége. Azonban a további lefutott tesztek (3. táblázat) azt mutatták, hogy ez nem csak a véletlen szórás eredménye.

A tabu keresés egyik előnye, hogy nem számítja ki főlegesen egyes már megvizsgált elemek eredményét – amelyeket a tabulistán megtalál -, ez ebben az esetben azonban ez sokszor hátrányává válik, hiszen az operátorok által előállított elemek szétszórtsága igen magas. Míg általános függvényyszerű megoldás keresésekor könnyen megvalósítható a szomszédság fogalma, ami az egy lépéssel elérhető újabb megoldás, itt ezen elemek halmaza nagyobb problémáknál, gyakorlatilag olyan magas hogy a meghatározásuk nem megvalósítható. Hiszen itt az egy lépésben elérhető elemek halmaza a hat operátor összes paraméter kombinációjával előállítható megoldások halmaza, amely a problémamérettel emelkedik. Így a tabulista elemein kevés találat születik, gyakorlatban egy közepes méretű problémát megvizsgálva a tabulistán nem volt egyetlen találat sem. Viszont a tabulistán való keresés, az egyedek összehasonlítása, főleg nagyméretű egyedeknél, valamint az egyedek elhelyezése a tabulistára (memóriafooglalás, egyed átmásolása) olyan sok időt vehet igénybe, amely összemérhető az elem fitnessfüggvényének kiszámításával.

Jelenleg a firefly algoritmus [25] alkalmazását vizsgáljuk a feladat megoldására.

5. 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.

6. IRODALOM

- [1] LEVITT J., (2009), The handbook of maintenance management, p. 477, Industrial Press Inc, New York, ISBN 978-0-8311-3389-4
- [2] LAM, M., MITTENTHAL, J., (2013), “Capacitated hierarchical clustering heuristic for multi depot location routing problems”, International Journal of Logistics Research and Applications: A Leading Journal of Supply Chain Management, doi: 10.1080/13675567.2013.820272
- [3] CHAO, D., YE, C., MIAO, H., (2007), “Two-Level Genetic Algorithm for Clustered Traveling Salesman Problem with Application in Large-Scale TSPs”, Tsinghua Science and Technology, Vol. 12,

- No. 4, (2007), pp.: 459-465, ISSN 1007-0214 15/20, doi: 10.1016/S1007-0214(07)70068-8
- [4] POP P.C., KARA I., MARC A.H., (2012): "New mathematical models of the generalized vehicle routing problem and extensions", *Applied Mathematical Modelling*, Vol. 36, (1), 97–107, doi: 10.1016/j.apm.2011.05.037
- [5] NALLUSAMY, R., DURAISWAMY, K., DHANALAKSMI, R., PARTHIBAN, P., (2010), "Optimization of Non-Linear Multiple Traveling Salesman Problem Using K-Means Clustering, Shrink Wrap Algorithm and Meta-Heuristics", *International Journal of Nonlinear Science*, Vol.9 No.2, pp.171-177, ISSN 1749-3889 (print), 1749-3897
- [6] MOSHEIOV, G., (1998): "Vehicle routing with pick up and delivery: Tour Partitioning heuristics", *Computers and Industrial Engineering*, Vol. 34, No. 3, pp. 669-684, doi:10.1016/S0360-8352(97)00275-1
- [7] SIMCHI-LEVI D., CHEN X., BRAMEL J., (2004), *Logic Of Logistics: Theory, Algorithms, And Applications For Logistics and Supply Chain Management*, p. 355, Springer Science+Business Media Inc, New York, ISBN: 0387221999
- [8] EIBEN, AE., SMITH, J.E., (2003), *Introduction to Evolutionary Computing*, Springer, Heidelberg , 300 p., ISBN: 978-3540401841
- [9] BÄCK T.,(1996), *Evolutionary algorithms in theory and practice: evolution strategies, evolutionary programming, genetic algorithms*, Oxford University Press Oxford, p. 314, ISBN:0-19-509971-0
- [10] MICHALEWICZ, Z., (1996), *Genetic Algorithms + Data Structures = Evolution Programs*, 3rd, rev. and extended ed., p. 387, Springer, Heidelberg, ISBN 978-3-540-60676-5
- [11] GOLDBERG, D. E., (1989), *Genetic Algorithms in Search Optimization and Machine Learning*, Addison-Wesley Professional, ISBN: 978-0201157673
- [12] PETER, J. A., (1998), "Evolutionary Optimization Versus Particle Swarm Optimization: Philosophy and Performance Differences, *Lecture Notes in Computer Science*", *Lecture Notes in Computer Science*, Vol. 1447/1998, 601-610, doi: 10.1007/BFb0040811
- [13] HINTERDING, R., (1997): "Self-adaptation using multi-chromosomes", *Proceedings of the IEEE international conference on evolutionary computation*, Indianapolis, United States; pp. 87–91., doi: 10.1109/ICEC.1997.592274
- [14] BAINE, N., (2008), "A simple multi-chromosome genetic algorithm optimization of a proportional-plus-derivative fuzzy logic controller.", In: *Proceedings of the annual meeting of the North American fuzzy information processing society*, IEEE Press, New York City, United States; pp. 1–5., doi: 10.1109/NAFIPS.2008.4531273
- [15] VILLALBA J.D., LAIER J.E., (2012), "Localising and quantifying damage by means of a multi-chromosome genetic algorithm", *Advances in Engineering Software*, Vol. 50, pp. 150-157, ISSN 0965-9978, doi: 10.1016/j.advengsoft.2012.02.002
- [16] KIRÁLY, A., ABONYI, J., (2010): "Optimization of Multiple Traveling Salesmen Problem by a Novel Representation based Genetic Algorithm", *Studies in Computational Intelligence*, Vol. 313, pp. 141-151, doi: 10.1007/978-3-642-15220-7_12
- [17] STRAKOSCH G. R., (1996): *Elevator & Escalator Maintenance for Building Managers*, Elevator World Incorporated, ISBN: 978-1886536227
- [18] SMITH, AE. COIT D. W., (1996), *Penalty functions*, *Handbook of Evolutionary Computation*, Section C 5.2., ed. by Baeck T., Fogel D., Michalewicz Z., Oxford University Press and Institute of Physics Publishing, ISBN: 978-0750303927
- [19] MASHOHOR, S., EVANS, J.R., ARSLAN, T., (2005), *Elitist selection schemes for genetic algorithm based printed circuit board inspection system*, *The 2005 IEEE Congress on Evolutionary Computation*, Vol 5., doi: 10.1109/CEC.2005.1554796
- [20] MCCORKLE, D., ASHLOCK, D., CORNS, S. AND BRYDEN, K.M., (2011), "Planned tournament selection", *Optimization and Engineering*, Vol 12., pp.: 303-331, doi: 10.1007/s11081-011-9155-1
- [21] 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
- [22] GLOVER, F. W., (1998), "Tabu Search - Part I", *ORSA Journal of Computing*, Vol. 1, No. 3, pp. 190-206, doi: 10.1287/ijoc.1.3.190
- [23] COSTAMAGNA, E., FANNI, A., GIACINTO, G., (1998), *A Tabu Search algorithm for the optimisation of telecommunication networks*, *European Journal of Operational Research*, Vol. 106, (2–3), pp.: 357–372, doi: 10.1016/S0377-2217(97)00279-8
- [24] GLOVER, F. W., LAGUNA, M., (1997), *Tabu Search*, Kluwer Academic Publishers, 382 p., ISBN 978-0-7923-9965-0
- [25] YANG, X. S., (2008), *Nature-Inspired Metaheuristic Algorithms*, p. 75, Luniver Press, Frome, ISBN 1-905986-10-6.

MAGAS FORDULATÚ BELSŐÉGÉSŰ MOTOR SZELEPVEZÉRLÉSI RENDSZERÉNEK ELEMZŐ VIZSGÁLATA

EXAMINATION OF THE VALVE TRAIN OF A HIGH SPEED INTERNAL COMBUSTION ENGINE

Kovács László*

ABSTRACT

The valve train of internal combustion engines are under continuous development. In order to further improve the efficiency and fuel consumption of the current constructions the limiting factors need to be evaluated. Whether the valve train of the examined engine permits to achieve better parameters can be defined using parameters derived from the valve lift profile. The examination of the results revealed that in the intake tract already is in need for an improved alternative valve system.

1. BEVEZETÉS

Minden belsőégésű, négyütemű motor gázcsere folyamatát szelepek vezérlik. Ezek a szelepek mára kizárólag ülékes, tányéros kivitelűek. Nyitásukat a vezérműtengely bütykei végzik. A szelepek bezárására, illetve zárva tartásának általánosan elterjedt módja, hogy egy, vagy több rugót a szelep szár köré rendeznek. Ezek a szeleptányért az ülésre húzzák, így biztosítva a gáztömör zárást. A rendszer egyszerű és a rugó által kifejtett tömítő erőt fokozza a tömítendő közeg nyomása. Ugyanakkor sajnálatos, hogy a szeleptányér, amely szükség esetén oly praktikus zárja el a motor gázcsere nyílásait, magát a gázcseret jelentősen korlátozza. Az áramlástan problémák mellett egy-egy konstrukció további korlátokkal is rendelkezik. Ezekre egy DOHC vezérlésű, emelőtökés erőforrás elemzésén keresztül világitunk rá.

2. AZ ERŐFORRÁS BEMUTATÁSA

Az elemzéshez választott erőforrás egy 2003-ban gyártott Suzuki SV650 motorkerékpár motorja, amelynek műszaki paramétereit az 1. táblázat tartalmazza.

Mivel későbbi célunk a gázcsere vezérlési rendszer átalakítása, ezért választást elsősorban az indokolja, hogy egy elterjedt, népszerű típusról van szó, amelyhez bármely alkatrész könnyen beszerezhető.

1. táblázat. 2003 Suzuki SV650 erőforrás
műszaki paramétereit

Motor konfiguráció:	90 fokos, 2 hengeres V, 4 ütemű, nedves karteres olajozással
Szeleplevezérlés típusa:	DOHC, emelőtökével
Szelepek száma hengerenként:	4
Szívó/ Kipuf. szelepek száma:	2/2
Kompresszió viszony:	11.5:1
Hűtési rendszer:	folydék
Égéstér típusa:	TSCC (Twin Swirl Combustion Chamber: Iker Örvényes Égéstér)
Gyújtás rendszer:	Digitális
Tüzelőanyag ellátó rendszer:	Mikuni közvetett befecskendezés
Torok legszűkebb átmérője:	39 mm

Lényeges, hogy 2 hengeres, illetve egy autó erőforrásához viszonyítva jól hozzáférhető, ezen felül viszonylag könnyen szerelhető, amely elég fontos szempont, amikor átalakításban gondolkodunk. Hengerenként egy gyertyával rendelkezik, amely az eredmények általánosabb használhatóságát teszi lehetővé. Bár nem csúcsmoделl sportmotorról van szó, a 2. táblázat tartalmaz néhány érdekes adatot. Ebben a 2013. év műszaki előírásainak megfelelő Cosworth CA F1 versenyautó motor paramétereit is szerepelnek. A sárgával kiemelt rész adataiból kiderül, hogy elemzésünk tárgyául választott motor legnagyobb dugattyú sebessége mindössze 3,82%-al marad el a motorsport technikai csúcstól képviselő erőforrásától. Ebből kiderül, hogy a motorkerékpár motor alkatrészei kibírják a jelenlegi csúcsteljesítményénél jóval nagyobb

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

terheléseket is. Tehát az SV650 elég mechanikai tartalékkal rendelkezik ahhoz, hogy a vezérlési rendszerének jelentős átalakítását és az ebből fakadó nagyobb terheléseket károsodás nélkül elviselje.

2. táblázat. A vizsgált jármű motorikus paramétereit egy Formula 1 versenyautó motorral összehasonlítva

Jellemző	2013 Cosworth CA F1 motor		2003 Suzuki SV650	
Furat	98	mm	81	mm
Löket	39,77	mm	62,6	mm
Lökettérfogat	2,4	l	0,645	l
Hajtókar hossza	102	mm	120	mm
Literteljesítmény	314,6	LE/l	108,50	LE/l
Legnagyobb nyomaték fordulatszám	16 000	1/p	7500	1/min
Nyomaték	320	Nm	62	Nm
Effektív középnyomás	16,76	bar	12,08	bar
Dugattyú középsebesség	21,21	m/s	15,65	m/s
Legnagyobb teljesítmény fordulatszám	17 250	1/min	9000	1/min
Teljesítmény	564,50	kW	51,46	kW
Effektív középnyomás	16,36	bar	10,64	bar
Dugattyú középsebesség	22,87	m/s	18,78	m/s
Dugattyú csúcsebesség	38,42	m/s	31,55	m/s
Engedélyezett maximális fordulat	18 000	1/min	11000	1/min
Dugattyú középsebesség	23,86	m/s	22,95	m/s
Dugattyú csúcsebesség	40,08	m/s	38,55	m/s
Eltérés a sebességekben	3,965 %			

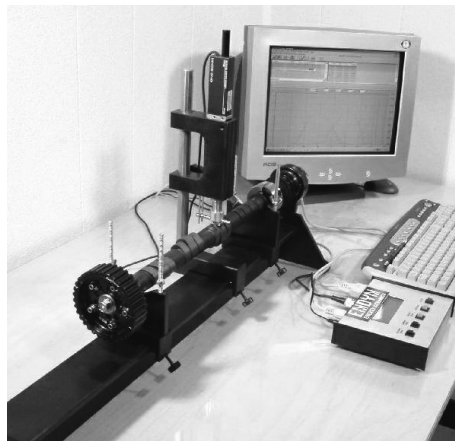
3. SZELEPEMELÉSI PROFIL MEGHATÁROZÁSA, SZÖGKERESZTMETSZET SZÁMÍTÁSA

A szelepvezérlési rendszer alapvető fontosságú eleme a vezérmű bütyök és annak emelési profilja. Ennek meghatározása történhet hagyományos módon fokolótárcsával fix csúcsok/prizmák között, indikátor órával, illetve ugyanezen az elven, de számítógépesítve (1. ábra). A pontosság fokozása érdekében a bütyökprofil regisztrálása végül egy DEA Mistral - Slant Bridge Technology koordináta mérőgéppel történt (2. ábra).

Az alkalmazott berendezés adatait a 3. táblázat tartalmazza. A szelepemelési profil kialakításakor bizonyos határokon belül az a cél, hogy a szelep átömlési keresztmetszete a lehető legrövidebb idő alatt váljon teljesen szabaddá, maradjon nyitva, majd ugyanilyen gyorsan záródjon be (3. ábra). Az ideális szelepemelési „görbét” eddig kétütemű motorokon sikerült leginkább megközelíteni, forgótárcsás vezérléssel.

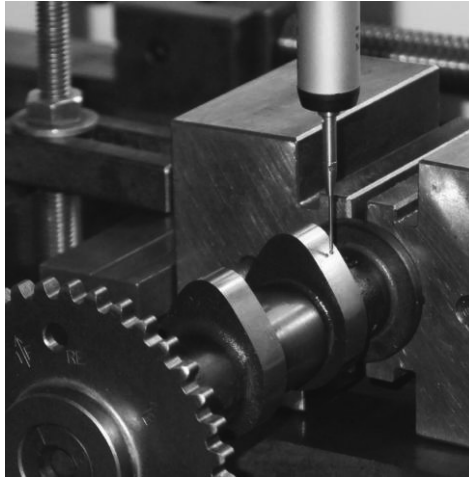
3. táblázat. Vezérmű bütyök méréséhez használt berendezés jellemzői

Eszköz megnevezése:	DEA Mistral - Slant Bridge Technology
Gyári száma:	707057
Mérőfej típusa:	Renishaw PH10 M
Mérőfej átmérője	1 mm
Mérőléc (790 mm):	RSF Elektronik
Típus:	MSA6707
Felbontás:	0,1 µm.
Gyári száma	3204227601009



1. ábra. Vezérmű bütyök mérése mechanikus és elektronikus mérőrendszerrel

Négyütemű motoron ez a szelep-emelési jelleg csak alternatív gázcsere vezérlési rendszer alkalmazásával valósítható meg, ülékes szelepekkel nem. A bütyökkel mozgatott szelepek esetén, a maximális nyílaskihasználtság eléréséhez, végtelenül könnyű alkatrészekre lenne szükség, illetve olyanokra, amelyeket tetszőlegesen terhelhetünk, mégsem deformálódnak, nem jönnek lengésbe az erőváltozások során, valamint az igénybevételek hatására sem károsodik felületük. A bütyökprofil ugyan látszólag fokozatosan emeli meg a szelepet, de a vizsgált erőforrás megengedett legnagyobb fordulatszáma 11000 1/min, amelyet a motorvezérlő elektronika korlátoz.

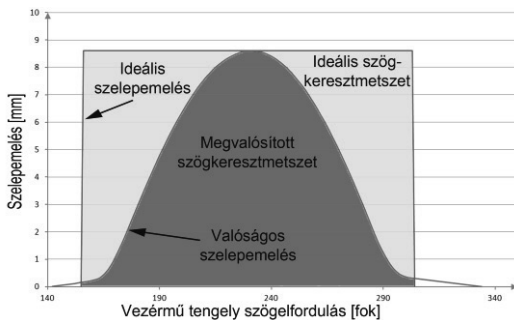


2. ábra. Suzuki SV650 motorkerékpár vezérműtengelyének mérése DEA Mistral koordináta mérőgépen

Normál esetben csak nagyon rövid ideig működik ezen a fordulaton a motor, de mint lehetséges legnagyobb terhelést, ezt a fordulatszámot kell a számítások során figyelembe venni.

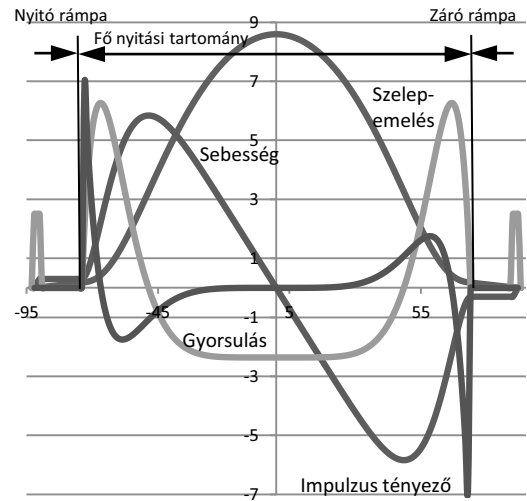
A felvett emelési profil több szakaszra osztható: az nyitó rámpa feladata a szelephézag megszüntetése, záró rámpáé pedig annak biztosítása, hogy a szelep záródás egy bizonyos meghatározott sebességgel történjen. Ha túl nagy a szelephézag, a szelep túlságosan hirtelen emelkedik el az ülékéről, ami a teljes mechanizmusban erőteljes lengéseket gerjeszt.

Ugyanez a záródáskor a szelep beverődését okozza, hiszen a szelep a tervezettnél nagyobb sebességgel csapódik ülékére. Nem kevésbé veszélyes a kis szelephézag: lassabb nyitási-zárási folyamat során a kipufogó szelep nagyobb hőterhelést szenved el és eléghet, a szívó szelep esetén viszont a friss keverék kipufogó gázzal szennyeződhet, illetve „visszaszökhet” a hengerből a szívócsőbe. Természetesen a gyárilag előírt szelephézag alkalmazása esetén ezek a káros jelenségek nem érvényesülnek. A rámpákat a fő nyitási tartomány követi, amelynek során a gázcsere ténylegesen végbemegy (4. ábra).



3. ábra. Az elérendő és a megvalósítható nyitási szögkeresztmetszet viszonya a fő nyitási tartományban

A szelepvezérlő rendszer fentebb említett mechanikai korlátai miatt, az ideális állapothoz képest kisebb keresztmetszet áll a gázcsere rendelkezésére. Mivel az $f(\varphi)$ emelési-profil méréssel történő



4. ábra. A szívószelep emelési profilja és az abból számított jellemzők. Annak érdekében, hogy egy grafikonban legyenek ábrázolhatók, a sebesség értékeket 30-al, a gyorsulás értékeket 500-al, az impulzus tényező értékeket 2000-el szoroztuk

meghatározása diszkrét pontok halmazát eredményezi, ezért a görbe alatti terület numerikus integrálással határozható meg. A mérőrendszer, illetve a mérés elve miatt a legkisebb lépésköz (h) 1 vezérműtengely elfordulási fok lehet, ezen az intervallumon belül nem ismertek a szelepemelési profil további pontjai. Ebből következik, hogy az integrál értéke legmegfelelőbb módon a trapéz formulával közelíthető (5. ábra):

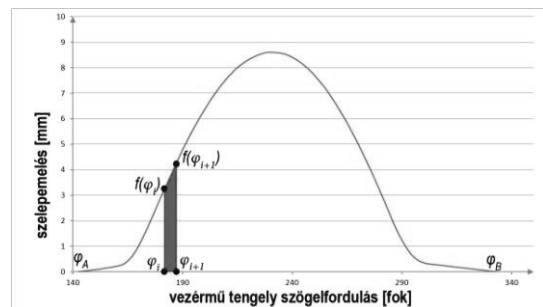
$$\int_{\varphi_A}^{\varphi_B} f(\varphi) d\varphi = \sum_{\varphi_A}^{\varphi_B} h_i \frac{f(\varphi_i) + f(\varphi_{i+1})}{2} \quad (1)$$

$$h_i = \varphi_{i+1} - \varphi_i$$

$$i=1 \dots N-1,$$

ahol:

- φ_A, φ_B : teljes szelepemelési tartomány [fok],
- N : mérési pontok száma,
- φ_i : vezérmű tengely szögelfordulás az i -edik mérési pontban ($\varphi_1 = \varphi_A, \varphi_N = \varphi_B$) [fok],
- h_i : vezérmű elfordulás lépésköze két mérési pont között, értéke nem állandó [fok].



5. ábra: Szelepemelési görbe által meghatározott szögkeresztmetszet számításának vázlatja

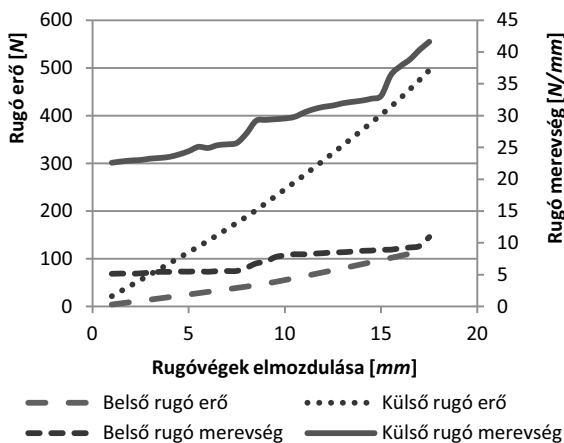
A szükséges közelítő számításokat a fő nyitási tartományban elvégezve a szívószelep által szabaddá tett szögkeresztmetszet 721,69 fok mm, míg a kipufogó

szelep esetén 565,72 fok mm. Így a szívószelep 57,1%-ra, míg a kipufogó 55,58%-ra használja ki az elméletileg elérhető szögkeresztmetszetet (Blair, 1999). Ez a szívószelep esetében csak kissé marad el a sportmotorok esetén alkalmazott 58-60%-os átlag értéktől, viszont a kipufogó oldalon elég nagy az eltérés. Ezen a részen tehát van min javítani, a kérdés az, hogy lehet-e?

4. táblázat. Szeleprugók karakterisztikájának felvételéhez használt berendezés adatai

Eszköz megnevezése:	INSTRON 3367 anyagvizsgáló
Gyári száma:	3367K5426
Mérőcella:	INSTRON 500N
Gyári száma:	61638

Ennek eldöntéséhez meg kell vizsgálni, hogy a szelepemelést lehetséges-e a jelenleginél nagyobb értékre növelni. Ezt elsősorban a szeleprugók korlátozhatják, amelyek vizsgálata egy INSTRON 3367 anyagvizsgáló géppel történt, 500 N-os mérőfejjel. A berendezés technikai adatait a 4. táblázat tartalmazza, míg a mérés eredményeként meghatározott jellemzők a 6. ábrán láthatók.



6. ábra. A vizsgált erőforrás szeleprugóinak jellemzői

A szelepszárak körül két rugó helyezkedik el, tekercselésük iránya ellentétes. Az adatok, valamint a rugók fizikai méreteinek összehasonlítása során megállapítást nyert, hogy a szívó és a kipufogó szelepek rugói azonosnak tekinthetők, progresszív karakterisztikájúak, a belső rugó két merevségi tartománnyal rendelkezik, míg a külső hárommal. A beszerelt hossz, a legnagyobb szelepemeléshez tartozó méret és a menetzárt rugómagasság összevetéséből kiderült, hogy a szívó oldalon nagyobb szelepemelést a jármű eredeti rugóival már nem lehet megvalósítani. Legnagyobb szelepnitátnál a belső rugó 1 mm-re közelíti meg a teljesen összenyomott állapotot. Kipufogó oldalon az alacsonyabb maximális szelepemelés miatt a menetzárt helyzetet 2,4 mm-re közelíti meg ugyancsak a belső szeleprugó. A külső rugók mindkét esetben távolabb vannak a menetzárt állapottól: szívó oldalon 1,3 mm-re, míg kipufogó szelepnél 2,7 mm-re. A fentiekből következik, hogy a

szívó oldalon az emelési magasság nem növelhető tovább, viszont a kipufogó oldalon még kb. 1,4 mm-el növelhető a szelepemelés. Feltételként szabva, hogy a szelepnitátnál a szögkeresztmetszet növelés egyetlen módja, hogy az adott szelep gyorsabban mozog az emelési tartományban. Így hamarabb éri el a teljesen nyitott, illetve zárt állapotot. Ezáltal a valóságos görbét a szögletes, ideálshoz lehet közelíteni és az szögkeresztmetszetet növelni.

4. SZELEPEMELÉSI SEBESSÉG MEGHATÁROZÁSA

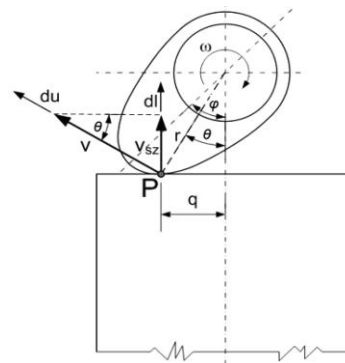
Az előző szakaszban megfogalmazott szögkeresztmetszet növelési mód kizárólag akkor valósítható meg, ha a magasabb szelepebességet a többi szerkezeti elem lehetővé teszi. Mivel a vizsgált motor emelőtőkes konstrukció, meg kell határozni, hogy a rendelkezésre álló szelepemelő töke átmérője lehetővé teszi-e a jelenleginél gyorsabb szelepemelést. Ugyanis, ha az emelőtőke átmérőjéhez viszonyított szelepmozgás túl gyors, akkor a töke széle belemar a bütyök oldalába.

Csakúgy, mint a szögkeresztmetszet meghatározása esetében, a szelepebesség (v_{sz}) kiszámításához továbbra is csak az elmozdulás profil diszkrét pontjainak halmaza áll rendelkezésre. Tehát a folytonos függvények esetén alkalmazott differenciálással a sebességfüggvény nem számítható ki, csupán közelítő megoldás állítható elő, másodrendű hibátaggal rendelkező, centrális differencia hányados alkalmazásával (Kalmár-Baranyi, 2006):

$$v_{sz_i} = \frac{l_{i+1} - l_{i-1}}{\varphi_{i+1} - \varphi_{i-1}}, \quad (2)$$

ahol:

- v_{sz_i} : szelepebesség az i -edik mérési pontban [mm/fok],
- l_i : adott vezérműtengely álláshoz tartozó szelepemelés [mm],
- φ_i : a vezérműtengely állás szöge [fok].



7. ábra. Pillanatnyi excentricitás értelmezése

Az összetartozó szög és szelepemelési pontpárok behelyettesítése után a szívószelep legnagyobb sebessége $\pm 0,1975$ mm/fok-ra adódik. 52 vezérműtengely fokkal a legmagasabb szelepemelés előtt, illetve után. A kipufogó szelep $\pm 0,18625$ mm/fok maximális sebességet ér el, 48 vezérműtengely fokkal a legmagasabb szelepemelés előtt és után. Mint látható a

szelepsebesség nem valódi sebesség, hanem fokban mért szögelforduláshoz viszonyított elmozdulás.

5. EXCENTRICITÁS MEGHATÁROZÁSA

A szelep sebessége minden pillanatban megegyezik P érintkezési pont szeleptengely-irányú sebességével. A szelepemelő tőke méretének ellenőrzéséhez számításba kell venni, a vezérmű bütyök kerületén elhelyezkedő P érintkezési pont mindenkor q távolságát a szelep tengelyétől mérve (7. ábra). Ezt excentricitásnak nevezzük, meghatározása a következőképpen történik. Legyen a bütyök P pontjának kerületi irányú elmozdulása du , amely a bütyök P pontjának forgástengelytől mért r távolságából következőképpen számítható:

$$du = r d\theta. \quad (3)$$

Ennek a szelep tengelyvonala eső komponense:

$$dl = du \sin(\theta). \quad (4)$$

Helyettesítsük (3) kifejezést (4) összefüggésbe:

$$dl = r \sin(\theta) d\theta. \quad (5)$$

Az excentricitás az r távolságból az alábbiak szerint határozható meg:

$$q = r \sin(\theta). \quad (6)$$

(6) összefüggést (5) kifejezésbe helyettesítve, a következő megoldást kapjuk:

$$dl = q d\theta. \quad (7)$$

A szelep v_{sz} sebessége a vezérműtengely φ szögelfordulásához viszonyított elmozdulás, így a q excentricitás és a szelepsebesség közötti kapcsolatot, a mértékegységek egymáshoz illesztése után, az alábbi összefüggés írja le, felhasználva a θ és a φ szögek együtt való megváltozását ($d\theta=d\varphi$):

$$\begin{aligned} v_{sz} \left[\frac{mm}{fok} \right] &= \frac{dl[mm]}{d\varphi[fok]} = \frac{q[mm]d\theta[rad]}{d\varphi[fok]} \\ &= \frac{q[mm]d\theta[rad]}{\frac{360}{2\pi} d\varphi[rad]} = \frac{2\pi}{360} q[mm] = \frac{\pi}{180} q[mm]. \end{aligned} \quad (8)$$

Rendezés és a legnagyobb szelepsebesség érték behelyettesítése után a bütyök profil körülfordulásakor kialakuló pillanatnyi excentricitás maximális értéke a szívó vezérmű bütyöknél $11,315 \text{ mm}$, míg a kipufogó vezérmű bütyök esetén $10,67 \text{ mm}$.

6. SZELEPEMELŐ TŐKE ÁTMÉRŐJÉNEK ELLENŐRZŐ SZÁMÍTÁSA

A vizsgált erőforrás esetén a szelepemelő tőke átmérője 26 mm , a szívó oldali vezérmű bütyökök középvonalai 1 mm -el közelebb, míg a kipufogó oldaliak 1 mm -el távolabb helyezkednek el az emelő tőkék középvonalaitól. A bütyök szélesség mindkét vezérműtengelyen 9 mm . Ezekből az adatokból a (9) összefüggés szerint lehetséges annak a biztonsági távolságnak (C_{mg}) a meghatározása, amely a bütyök oldala és a tőke széle között marad a leggyorsabb szelepmozgás pillanatában (8. ábra):

$$C_{mg} = \frac{D_{tk}}{2} - \sqrt{\left(O_{fs} + \frac{w}{2}\right)^2 + q_{max}^2}, \quad (9)$$

ahol:

- C_{mg} : vezérmű bütyök - szelepemelő tőke széle közötti biztonsági távolság [mm],
- D_{tk} : szelepemelő tőke átmérője [mm],
- O_{fs} : vezérmű bütyök - szelepemelő tőke középpontjainak távolság-eltérése [mm],
- w : vezérmű bütyök szélessége [mm].

Az adatok behelyettesítése után megállapítható, hogy a szívóbütyök $0,62 \text{ mm}$ távolságra közelíti meg a tőke szélét, míg a kipufogó bütyök $1,21 \text{ mm}$ -re. Mivel a megengedett legkisebb távolság $0,6 \text{ mm}$, látható, hogy a jelenlegi konstrukció a szívó oldalon máris teljesen kihasználja a rendelkezésre álló emelőtőke átmérőt, viszont a kipufogó oldalon vannak még lehetőségek.

7. SZELEPGYORSULÁS MEGHATÁROZÁSA

A szelepsebesség-emelőtőke átmérő ellenőrző számítását a statikus szelepgyorsulás meghatározása követi. Ehhez a szelep sebességét kell a (2) összefüggésnél már ismertetett módon differenciálni, centrális differenciahányados alkalmazásával:

$$a_{fszi} = \frac{v_{szi+1} - v_{szi-1}}{\varphi_{i+1} - \varphi_{i-1}}, \quad (10)$$

ahol:

- a_{fszi} : pillanatnyi szelepgyorsulás [mm/fok^2].

Látható, hogy a differencia hányadosok előállításánál a gyorsulás értékek szögelfordulás függvényében szerepelnek, mm/fok^2 mértékegységgel. Annak érdekében, hogy a szelepre ható erők számíthatóvá váljanak a szögelforduláshoz való viszonyítást (fok^2) az alábbi összefüggések segítségével át kell alakítani időegységre vonatkoztatott változássá (s^2) (Rothbart, 2004):

A vezérmű tengely szögsebessége:

$$\omega \left[\frac{fok}{s} \right] = \frac{d\varphi}{dt}. \quad (11)$$

A szelepemelkedés időegységre eső sebessége:

$$v_{sz,t} \left[\frac{m}{s} \right] = \frac{dl}{dt} = \frac{dl}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = v_{sz} \cdot \omega. \quad (12)$$

$$v_{sz} \left[\frac{m}{fok} \right] \omega \left[\frac{fok}{s} \right]$$

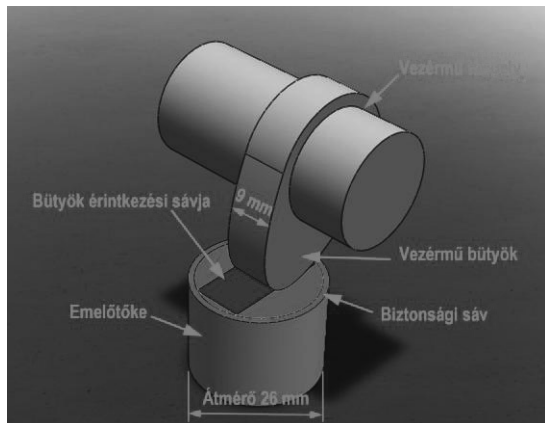
A szelepemelkedés gyorsulása időegységben, felhasználva az ω szögsebesség konstans voltát:

$$\begin{aligned} a_{sz} \left[\frac{m}{s^2} \right] &= \frac{d^2l}{dt^2} = \frac{d}{dt} \frac{dl}{dt} = \frac{d}{dt} v_{sz} = \frac{d}{dt} \left(\frac{dl}{d\varphi} \omega \right) \\ &= \frac{\omega}{d\varphi} \left(\frac{dl}{d\varphi} \omega \right) = \omega^2 \frac{d^2l}{d\varphi^2} \\ &= \omega^2 a_{fsz} \left[\frac{m}{fok^2} \right]. \end{aligned} \quad (13)$$

Áttérve $a_{f.sz}$ eredeti mm/fok egységére:

$$a_{sz} \left[\frac{m}{s^2} \right] = \frac{1}{1000} \omega^2 \cdot a_{f.sz} \left[\frac{mm}{fok^2} \right]. \quad (14)$$

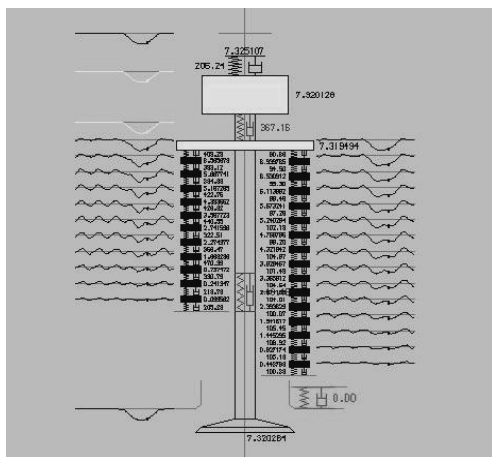
Így a fent említett 11000-es percenkénti fordulaton, a szívószelep gyorsulása 13643 m/s^2 , a kipufogó szelep gyorsulása 16790 m/s^2 .



8. ábra. Biztonsági sáv elhelyezkedése és értelmezése

8. DINAMIKUS MODELL

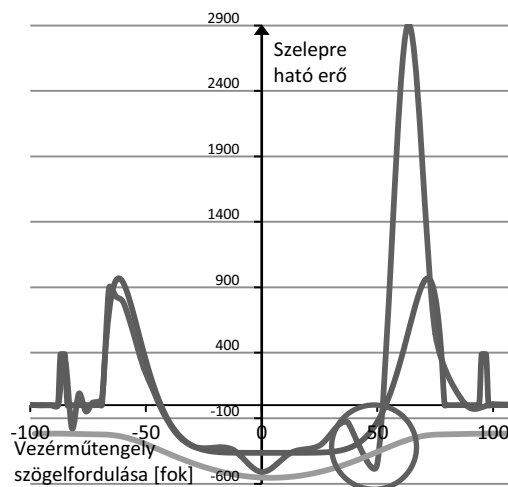
A rugó sajátfrekvenciája jelentősen befolyásolja a szelepre ható erőket. Mivel a rugómozgások lengései időben egymásra szuperponálódnak ezért az erők meghatározása csak időlépéses számítógépes szimulációval lehetséges. Erre a célra a Lotus Concept Valve Train modellező szoftvert alkalmaztuk (9. ábra). A szoftver segítségével megállapítottuk a dinamikus gyorsulás karakterisztikát, majd az így nyert adatokból a tömegek is kiszámításra kerültek. A statikus és dinamikus erőhatások összevetését a 10. ábra mutatja. Jól látszik a piros körrel jelölt részen, hogy a rugóban létrejövő dinamikus lengések hatására a legnagyobb szelepnnyitást követően, a szelepeket a rugók nem képesek a vezérmű bütykökkel érintkezésben tartani. Így a szelepek kalapácsütés szerűen kerülnek újra érintkezésbe a vezérmű bütykök felületével, amelyek felületi kopása, kifáradása fokozódik. Tehát a vizsgált erőforrás a gyárilag alkalmazott szeleprugókkal magasabb fordulaton nem használható



9. ábra. A dinamikus modellel a rugók viselkedése is vizsgálható

9. AZ ELEMZÉS EREDMÉNYE

Mint az a fentiekből nyilvánvalóvá vált, az üléses szelepű konstrukció általános érvényű hátránya: egy bizonyos szelepgyorsulás karakterisztika, illetve rugó önfrekvencia mellett a szelep már nem képes követni a vezérmű bütyök által meghatározott pályáját. Az ellenőrző számításokból és elemzésből látható, hogy a Suzuki SV650 esetében a gyártó már gyakorlatilag teljesen kiaknázta a hagyományos DOHC szelepvezérlés szerkezeti elemeiben rejlő lehetőségeket. Mindössze a kipufogó oldalon lenne lehetséges a szelepmelési profil megváltoztatása, ám ez viszonylag csekély előnyökkel járna. Továbblépést az alternatív gázcsere rendszerek alkalmazása jelenthetne. Ezekkel sokkal jobban megközelíthető a 3. szakaszban ismertetett, kívánatos, ideális szelepnnyitási profil.



10. ábra. A 11000 1/min-on kialakuló dinamikus szelepgyorsulás által keltett tömegező (kék), a tervezett szelepgyorsulás által keltett tömegező (lila), valamint a rendelkezésre álló rugóerő (zöld)

10. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

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

Köszönet a bütyökprofil mérés lebonyolításában és szeleprugó karakterisztika felvételben nyújtott segítségéért a szentesi Balogh Sándornak, Bodnár Attilának, Hérány Istvánnak és Németh Mihálynak.

11. IRODALOM

- [1] Blair, G. P. (1999) *Design and simulation of four stroke engines*, SAE International, ISBN 0-7680-0440-3
- [2] Dr. Kalmár L., Dr. Baranyi L., (2006) *Hő- és áramlástan feladatok modellezése*, Miskolci Egyetem, Szakmérnöki jegyzet
- [3] Rothbart, H.A. (2004) *Cam Design Handbook*, McGraw-Hill, ISBN 0-07-137757-3
- [4] Wang, Y. (2007) *Introduction to Engine Valve Trains*, SAE international, ISBN 10 0 7680 1079 9

KÉTRÉTEGŰ NEM TÖKÉLETESEN KAPCSOLT KOMPOZIT RUDAK REZGÉSEINEK VIZSGÁLATA

ANALYSIS OF VIBRATIONS OF DOUBLE-LAYERED COMPOSITE RODS WITH NO PERFECT CONNECTIONS

Lengyel Ákos József¹, Ecsedi István²

ABSTRACT

This paper deals with the analysis of free coupled longitudinal-bending vibrations of two-layer composite beams with imperfect shear connections. The effect of applied approach of inertia forces to the eigenfrequencies of free longitudinal-bending vibrations is studied. The results of examination are illustrated by a numerical example.

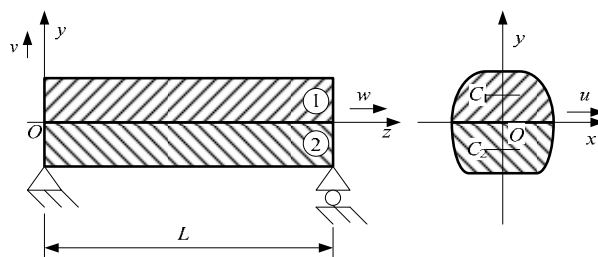
1. Bevezetés

Sok mérnöki szerkezet tartalmaz rétegezett kompozit rudakat, amelyek használatával kedvező viszony alakítható ki a szilárdsági teherbírás és súly viszonylatában. A rétegezett kompozit rúd különböző elemeit egymáshoz csapokkal, csavarokkal, szegecsekkel kapcsoljuk. Sok esetben a kapcsolat nem tökéletesen merev, lehetővé teszi az összekapcsolt rúdelemek relatív elcsúszását, noha a kapcsolat normál irányban tökéletes. Ilyen rétegezett, részlegesen kapcsolt kompozit rudak statikai és dinamikai vizsgálatával számos tanulmány foglalkozott [1-9]. Dinamikai és rezgéstani problémák analízise elsősorban a [2, 3, 6, 7, 8] tanulmányokban található. A [2, 3, 6] tanulmányok olyan modellel dolgoznak, amely elhanyagolja az axiális mozgásból és forgásból származó tehetetlenségi erőrendszert. Jelen tanulmány a tehetetlenségi erőrendszer különböző komponenseinek hatását vizsgálja a kapcsolt axiális-hajlító rezgések saját körfrekvenciáira. A numerikus példa szabadon felfekvő (simply supported) kétrétegű, nem tökéletesen kapcsolódó kompozit rúdra vonatkozik.

2. Mozgásegyenlet és peremfeltételek levezetése

Az 1. ábra szemlélteti a vizsgált kétrétegű nem tökéletes nyírési kapcsolattal rendelkező kompozit rudat. Az yz sík a rúd szimmetriásíkja, továbbá a két rúdkomponens csatlakozását az $y=0, 0 \leq z \leq L$ előírással definiált sík határozza meg (1. ábra). Jelölje az 1. rúdkomponens keresztmetszeti területét A_1 . Az 1. rúdkomponens a

$B_1 = A_1 \times [0, L]$ térbeli tartományt foglalja el, a 2. rúdkomponens pedig a $B_2 = A_2 \times [0, L]$ térbeli tartományt, ahol A_2 a B_2 rúdkomponens keresztmetszeti területét jelöli. A B_1 tartományban levő anyag csúsztató rugalmassági modulusa E_1 , a B_2 -ben levő anyag rugalmassági modulusa E_2 , továbbá L a rúd hosszát jelöli.



1. ábra. Kétrétegű kompozit rúd.

Alapvető feltevés, hogy mind B_1 és mind B_2 követi az Euler-Bernoulli rúdelméletet. Ennek megfelelően az elmozdulás komponensek, amelyek biztosítják normál irányban (y irányban) a tökéletes kapcsolatot, a következő alakban adhatók meg:

$$u(x, y, z) = 0, \quad v = v(z, t), \quad (x, y, z) \in B_1 \cup B_2, \quad (1)$$

$$w(x, y, z, t) = w_i(z, t) - y \frac{\partial v}{\partial z}, \quad (x, y, z) \in B_i, \quad (i=1, 2). \quad (2)$$

A fenti egyenletben u, v, w az elmozdulás vektor koordinátáit, t pedig az időt jelöli (1. ábra). Az $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{xz}, \gamma_{yz}$ alakváltozásokra a lineáris rugalmasságtan geometriai egyenletének és az (1), (2) egyenletek felhasználásával az alábbi eredmény vezethető le [9, 10]:

$$\varepsilon_x = \varepsilon_y = \gamma_{xy} = \gamma_{xz} = \gamma_{yz} = 0, \quad (3)$$

¹ PhD hallgató; ² egyetemi tanár, Miskolci Egyetem, Műszaki Mechanikai Intézet

$$\varepsilon_z = \frac{\partial w_i}{\partial z} - y \frac{\partial^2 v}{\partial z^2}, \quad (x, y, z) \in B_i, \quad (i=1,2). \quad (4)$$

A B_i rúdkomponens A_i keresztmetszetét terhelő axiális erő N_i

$$N_i(z,t) = \int_{A_i} \sigma_z dA = E_i A_i \left(\frac{\partial w_i}{\partial z} - c_i \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right), \quad (i=1,2). \quad (5)$$

Itt alkalmaztuk a Hooke-törvényt, továbbá bevezettük a

$$c_i = \frac{1}{A_i} \int_{A_i} y dA, \quad (i=1,2) \quad (6)$$

jelölést, és σ_z jelöli a normál feszültséget. A teljes $A_1 \cup A_2$ keresztmetszetet terhelő hajlítónyomaték a következő módon számítható:

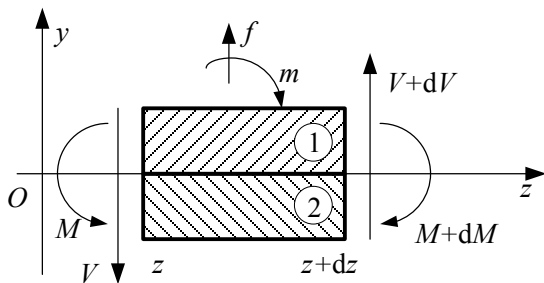
$$M = \int_{A_1} y \sigma_z dA + \int_{A_2} y \sigma_z dA = c_1 E_1 A_1 \frac{\partial w_1}{\partial z} + c_2 E_2 A_2 \frac{\partial w_2}{\partial z} - I \frac{\partial^2 v}{\partial z^2}, \quad (7)$$

ahol

$$I = E_1 \int_{A_1} y^2 dA + E_2 \int_{A_2} y^2 dA. \quad (8)$$

A 2. ábra egy $B_1 \cup B_2$ rúdelemet szemléltet, amelyen az axiális irányú terhelés nincs feltüntetve. A keresztmetszeti nyíróerőt $V = V(z,t)$, az alkalmazott y irányú megoszló terhet $f = f(z,t)$, és az alkalmazott x irányú megoszló nyomatékot $m = m(z,t)$ jelöli. E rúdelemre érvényesek az alábbi egyensúlyi egyenletek [9,10]

$$\frac{\partial V}{\partial z} + f = 0, \quad \frac{\partial M}{\partial z} - V + m = 0. \quad (9)$$



2. ábra. Keresztirányú külső és belső erők szemléltetése elemi hosszúságú rúdelemen.

A (9) egyenletekből V eliminálható, az elimináció eredménye a következő egyensúlyi egyenlet:

$$\frac{\partial^2 M}{\partial z^2} + \frac{\partial m}{\partial z} + f = 0. \quad (10)$$

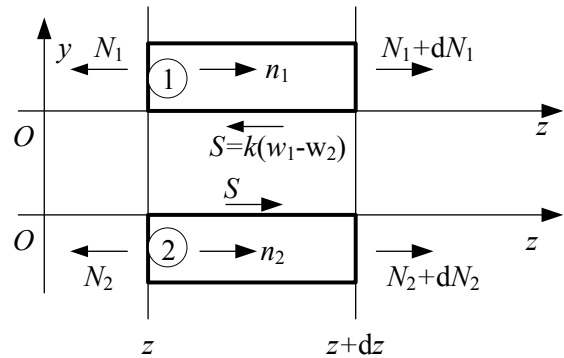
A z és $z+dz$ koordináták által kijelölt B_1 és B_2 rúdelemeket a 3. ábra szemlélteti. A rúdelemekre csak az axiális irányú terheléseket rajzoltuk rá. A kapcsolati nyíróerőt S jelöli,

$$S = K(w_1 - w_2), \quad (11)$$

ahol K a kapcsolat nyírési merevsége, n_1 és n_2 az egyes elemekre működő külső terhelésből származó axiális erőt jelöli. Az 1. és 2. jelű rúdelemre vonatkozó egyensúlyi egyenletek az alábbi alakba írhatók [9,10]:

$$\frac{\partial N_1}{\partial z} + n_1 - K(w_1 - w_2) = 0, \quad (12)$$

$$\frac{\partial N_2}{\partial z} + n_2 + K(w_1 - w_2) = 0. \quad (13)$$



3. ábra. Az axiális erők szemléltetése.

Tekintettel arra, hogy szabad rezgéseket vizsgálunk, $f = f(z,t)$, $n_1 = n_1(z,t)$, $n_2 = n_2(z,t)$ és $m = m(z,t)$, a d'Alembert féle inercia erőkből származhatóak. Rövid számolással azt kapjuk, hogy

$$f(z,t) = -(\rho_1 A_1 + \rho_2 A_2) \frac{\partial^2 v}{\partial t^2}, \quad (14)$$

$$n_1(z,t) = -\rho_1 A_1 \frac{\partial^2 w_1}{\partial t^2} + c_1 \rho_1 A_1 \frac{\partial^3 v}{\partial z \partial t^2}, \quad (15)$$

$$n_2(z,t) = -\rho_2 A_2 \frac{\partial^2 w_2}{\partial t^2} + c_2 \rho_2 A_2 \frac{\partial^3 v}{\partial z \partial t^2}, \quad (16)$$

$$m(z,t) = -c_1 \rho_1 A_1 \frac{\partial^2 w_1}{\partial t^2} - c_2 \rho_2 A_2 \frac{\partial^2 w_2}{\partial t^2} + Q \frac{\partial^3 v}{\partial z \partial t^2}. \quad (17)$$

Itt ρ_1 és ρ_2 az 1. jelű és 2. jelű rúdkomponensek tömegsűrűségét jelöli, továbbá

$$Q = \rho_1 \int_{A_1} y^2 dA + \rho_2 \int_{A_2} y^2 dA. \quad (18)$$

A (10), (12), (13) és (14-17) egyenletek kombinálásával jutunk a részlegesen kapcsolt kétrétegű kompozit rúd mozgásegyenlet-rendszerére:

$$E_1 A_1 \frac{\partial^2 w_1}{\partial z^2} - c_1 E_1 A_1 \frac{\partial^3 v}{\partial z^3} - K(w_1 - w_2) - \rho_1 A_1 \frac{\partial^2 w_1}{\partial t^2} + c_1 \rho_1 A_1 \frac{\partial^3 v}{\partial z \partial t^2} = 0, \quad (19)$$

$$E_2 A_2 \frac{\partial^2 w_2}{\partial z^2} - c_2 E_2 A_2 \frac{\partial^3 v}{\partial z^3} + K(w_1 - w_2) - \rho_2 A_2 \frac{\partial^2 w_2}{\partial t^2} + c_2 \rho_2 A_2 \frac{\partial^3 v}{\partial z \partial t^2} = 0, \quad (20)$$

$$c_1 E_1 A_1 \frac{\partial^3 w_1}{\partial z^3} + c_2 E_2 A_2 \frac{\partial^3 w_2}{\partial z^3} - I \frac{\partial^4 v}{\partial z^4} - c_1 \rho_1 A_1 \frac{\partial^3 w_1}{\partial z \partial t^2} - c_2 \rho_2 A_2 \frac{\partial^3 w_2}{\partial z \partial t^2} + Q \frac{\partial^4 v}{\partial z^2 \partial t^2} - (\rho_1 A_1 + \rho_2 A_2) \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = 0. \quad (21)$$

A mozgásegyenlet megoldását szabadon felfekvő rúdra (simply supported beam) fogjuk meghatározni. Erre az esetre (1. ábra) az alábbi peremfeltételek vonatkoznak:

$$N_1(0, t) = N_1(L, t) = 0 \quad t > 0, \quad (22)$$

$$N_2(0, t) = N_2(L, t) = 0 \quad t > 0, \quad (23)$$

$$M(0, t) = M(L, t) = 0 \quad t > 0, \quad (24)$$

$$v(0, t) = v(L, t) = 0 \quad t > 0, \quad (25)$$

3. Szabad kapcsolt axiális és hajlító rezgések

A (19-25) egyenletek által kijelölt peremérték feladat megoldását szabad rezgések esetén a

$$w_1 = W_{1k} \cos \frac{k\pi}{L} z \cos \omega_k t, \quad (26)$$

$$w_2 = W_{2k} \cos \frac{k\pi}{L} z \cos \omega_k t, \quad (27)$$

$$v = V_k \sin \frac{k\pi}{L} z \cos \omega_k t, \quad (k = 1, 2, \dots) \quad (28)$$

alakban keressük. Igazolható, hogy a fenti függvények minden W_{1k} , W_{2k} , V_k értékre kielégítik a (22-25) peremfeltételeket. A (19-21) mozgásegyenletbe helyettesítve az

$$\mathbf{X}_k = [W_{1k} \quad W_{2k} \quad V_k]^T \quad (29)$$

ismeretlenre az alábbi homogén lineáris egyenletrendszert tudjuk levezetni

$$\mathbf{C}_k \mathbf{X}_k = \omega_k^2 \mathbf{M}_k \mathbf{X}_k, \quad (30)$$

ahol

$$\mathbf{C}_k = \{c_{ijk}\}, \quad \mathbf{M}_k = \{m_{ijk}\}, \quad (i, j = 1, 2, 3) \quad (31)$$

$$c_{11k} = E_1 A_1 \left(\frac{k\pi}{L}\right)^2 + K, \quad c_{12k} = -K, \quad (32)$$

$$c_{13k} = c_1 E_1 A_1 \left(\frac{k\pi}{L}\right)^3, \quad c_{21k} = c_{12k}, \quad (33)$$

$$c_{22k} = E_2 A_2 \left(\frac{k\pi}{L}\right)^2 + K, \quad c_{23k} = c_2 E_2 A_2 \left(\frac{k\pi}{L}\right)^3, \quad (34)$$

$$c_{31k} = c_{13k}, \quad c_{32k} = c_{23k}, \quad c_{33k} = I \left(\frac{k\pi}{L}\right)^4, \quad (35)$$

$$m_{11k} = \rho_1 A_1, \quad m_{12k} = 0, \quad m_{13k} = -c_1 \rho_1 A_1 \frac{k\pi}{L}, \quad (36)$$

$$m_{21k} = m_{12k}, \quad m_{22k} = \rho_2 A_2, \quad m_{23k} = -c_2 \rho_2 A_2 \frac{k\pi}{L}, \quad (37)$$

$$m_{31k} = m_{13k}, \quad m_{32k} = m_{23k}, \quad m_{33k} = \rho_1 A_1 + \rho_2 A_2 + Q \left(\frac{k\pi}{L}\right)^2. \quad (38)$$

A (30) homogén lineáris egyenletrendszer nem triviális megoldásának a létezési feltételéből kapjuk az ω_k sajátkörfrekvenciák számítására szolgáló frekvencia egyenletet [11]:

$$\det(\mathbf{C}_k - \omega_k^2 \mathbf{M}_k) = 0, \quad (k = 1, 2, \dots). \quad (39)$$

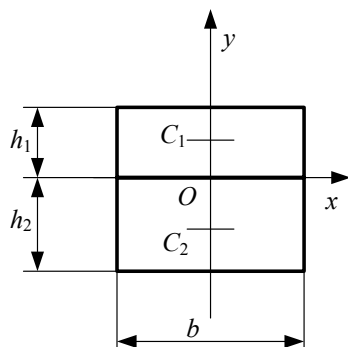
4. Példa a sajátkörfrekvenciák számítására

A példában használt keresztmetszetet a 4. ábra szemlélteti. A számításokhoz az alábbi numerikus adatokat használtuk:

$$h_1 = 0.02 \text{ m}, \quad h_2 = 0.04 \text{ m}, \quad b = 0.03 \text{ m}, \quad L = 2 \text{ m}, \quad E_1 = 10^{10} \text{ Pa}, \\ E_2 = 2 \times 10^{11} \text{ Pa}, \quad K = 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}, \quad \rho_1 = 4000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}, \quad \rho_2 = 7000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}.$$

Jelen keresztmetszethez tartozó keresztmetszeti-anyagi jellemzők a következő képletek alapján számolhatók:

$$A_1 = h_1 b, \quad A_2 = h_2 b, \quad c_1 = \frac{h_1}{2}, \quad c_2 = -\frac{h_2}{2}, \quad I = \frac{1}{3}(E_1 h_1^3 + E_2 h_2^3) b, \quad Q = \frac{1}{3}(\rho_1 h_1^3 + \rho_2 h_2^3) b. \quad (40)$$



4. ábra. Kompozit téglalap keresztmetszet.

1. táblázat. Sajátkörfrekvenciák értékei az axiális és a forgási inerciák figyelembevételével.

k	ω_{k1} (1/s)	ω_{k2} (1/s)	ω_{k3} (1/s)
1	18338,7	$6,584 \times 10^6$	$7,062 \times 10^7$
2	$2,909 \times 10^5$	$2,509 \times 10^7$	$2,821 \times 10^8$
3	$1,468 \times 10^6$	$5,593 \times 10^7$	$6,346 \times 10^8$
4	$4,63 \times 10^6$	$9,911 \times 10^7$	$1,128 \times 10^9$
5	$1,127 \times 10^7$	$1,546 \times 10^8$	$1,763 \times 10^9$
6	$2,33 \times 10^7$	$2,225 \times 10^8$	$2,538 \times 10^9$
7	$4,301 \times 10^7$	$3,027 \times 10^8$	$3,454 \times 10^9$
8	$7,308 \times 10^7$	$3,952 \times 10^8$	$4,512 \times 10^9$
9	$1,165 \times 10^8$	$5,001 \times 10^8$	$5,71 \times 10^9$
10	$1,767 \times 10^8$	$6,173 \times 10^8$	$7,05 \times 10^9$
15	$8,656 \times 10^8$	$1,388 \times 10^9$	$1,586 \times 10^{10}$
20	$2,617 \times 10^9$	$2,468 \times 10^9$	$2,82 \times 10^{10}$
25	$6,053 \times 10^9$	$4,406 \times 10^{10}$	$3,856 \times 10^9$
30	$6,345 \times 10^{10}$	$1,179 \times 10^{10}$	$5,552 \times 10^9$
35	$8,636 \times 10^{10}$	$2,039 \times 10^{10}$	$7,557 \times 10^9$
40	$1,128 \times 10^{11}$	$3,23 \times 10^{10}$	$9,87 \times 10^9$
45	$1,428 \times 10^{11}$	$4,786 \times 10^{10}$	$1,249 \times 10^{10}$
50	$1,762 \times 10^{11}$	$6,731 \times 10^{10}$	$1,542 \times 10^{10}$
100	$7,05 \times 10^{11}$	$4,851 \times 10^{11}$	$6,169 \times 10^{10}$

Az 1. táblázatban a teljes tehetetlenségi erőrendszer figyelembevételével lettek meghatározva a szabadon felfekvő rétegzett kompozit rúd sajátkörfrekvenciái. A 2. táblázat β jelű oszlopa tartalmazza az axiális inercia elhanyagolásával nyert sajátkörfrekvenciákat, azaz a számítás során alkalmaztuk az alábbi közelítéseket:

$$m_{11k} = m_{13k} = m_{22k} = m_{23k} = 0, \quad (41)$$

de

$$m_{31k} = -c_1 \rho_1 A_1 \frac{k\pi}{L}, \quad m_{32k} = -c_2 \rho_2 A_2 \frac{k\pi}{L}, \quad (k=1,2,\dots). \quad (42)$$

A 2. táblázat γ jelű oszlopához tartozó értékek az

$$m_{11k} = m_{13k} = m_{31k} = m_{22k} = m_{23k} = m_{33k} = Q = 0 \quad (43)$$

2. táblázat. Sajátkörfrekvenciák értékei csak forgási inerciával és annak elhanyagolásával.

k	β	γ
	ω_k (1/s)	ω_k (1/s)
1	18338,74	18343,77
2	$2,909 \times 10^5$	$2,912 \times 10^5$
3	$1,468 \times 10^6$	$1,472 \times 10^6$
4	$4,63 \times 10^6$	$4,65 \times 10^6$
5	$1,127 \times 10^7$	$1,135 \times 10^7$
6	$2,33 \times 10^7$	$2,35 \times 10^7$
7	$4,301 \times 10^7$	$4,359 \times 10^7$
8	$7,308 \times 10^7$	$7,436 \times 10^7$
9	$1,165 \times 10^8$	$1,191 \times 10^8$
10	$1,767 \times 10^8$	$1,815 \times 10^8$
15	$8,656 \times 10^8$	$9,19 \times 10^8$
20	$2,617 \times 10^9$	$2,904 \times 10^9$
25	$6,053 \times 10^9$	$7,091 \times 10^9$
30	$1,179 \times 10^{10}$	$1,47 \times 10^{10}$
35	$2,039 \times 10^{10}$	$2,724 \times 10^{10}$
40	$3,23 \times 10^{10}$	$4,647 \times 10^{10}$
45	$4,786 \times 10^{10}$	$7,443 \times 10^{10}$
50	$6,731 \times 10^{10}$	$1,134 \times 10^{11}$
100	$4,851 \times 10^{11}$	$1,815 \times 10^{12}$

feltételek mellett lettek meghatározva, ez azt jelenti, hogy axiális inerciához és forgási inerciához tartozó tagokat elhanyagoltuk. Egy adott k -hoz abban az esetben, ha figyelembe vesszük az axiális és a forgási inerciát is (1. táblázat), három különböző sajátkörfrekvencia tartozik, hiszen a lengéskép kialakításában döntő szerepe van az axiális mozgásnak is. A 2. táblázatban, β és γ esetekben a lengéskép döntően a keresztirányú mozgástól függ és minden k -hoz egyetlen sajátkörfrekvencia tartozik.

5. Összefoglalás

A tanulmány nem tökéletesen kapcsolódó kétrétegű kompozit rudak kapcsolt axiális-hajlító rezgéseinek vizsgálatával foglalkozik. Megvizsgálja az axiális inercia és a forgási inercia hatását egy numerikus példa keretében a sajátkörfrekvenciák értékére. Megállapítható, hogy a magasabb körfrekvenciák esetében jelentős eltéréseket okoz az axiális inercia és a forgási inercia elhanyagolása.

6. Köszönetnyilvánítás

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

6. IRODALOM

- [1] Newmark, N. M., Seist, C. P., Veist, I. M.: Test and analysis of composite beams with incomplete interaction, Proceedings of the Society of Experimental Stress Analysis 9(1), 1951. pp. 75-92.
- [2] Girhammar, U. A., Pan, D.: Dynamic analysis of composite members with interlayer slip. International Journal of Solids and Structures, 30(6), 1993. pp. 797-823.
- [3] Adam, C., Heuer, R., Jeschko, A.: Flexural vibrations of elastic composite beams with interlayer slip, Acta Mechanica, 125, 1997., pp. 17-30.
- [4] Murakami, H.: A laminated beam theory with interlayer slip, Journal of Applied Mechanics, 51, 1984. pp. 551-559.
- [5] Girhammar, U. A., Gupu, V. K. A.: Composite beam-columns with interlayer slip – exact analysis. Journal of Structural Engineering, 119, 1993. pp. 1265-1282.
- [6] Heuer, R., Adam, C.: Piezoelectric vibrations of composite beams with interlayer slip. Acta Mechanica, 140, 2000. pp. 247-263.
- [7] Girhammar, U., Pan, D., Gustafsson, A.: Exact dynamic analysis of composite beams with partial interaction, International Journal of Mechanical Sciences 51(8), 2009. pp. 565-582.
- [8] Wu, Y. F., Xu, R., Chen W.: Free vibrations of the partial interaction composite members with axial force, Journal of Sound and Vibration, 299(4-5), 2006. pp. 1074-1093.
- [9] Solecki, R., Conant, R. I.: Advanced Mechanics of Materials, Oxford University Press, Oxford, 2003.
- [10] Gere, I. M., Timoshenko, S. P.: Mechanics of Materials (2nd ed.), PWS Publishers, Boston MA, 1984.
- [11] Meirovitch, L.: Principles and Techniques of Vibrations, Prentice Hall, Upper Saddle River, NJ, 1997.

FUTÓDARU FŐTARTÓ SZERKEZETOPTIMÁLÁSA HEURISZTIKUS ALGORITMUSOK SEGÍTSÉGÉVEL

STRUCTURAL OPTIMIZATION OF MAIN BEAM FOR BRIDGE CRANE USING HEURISTIC ALGORITHMS

Marcsák Gábor Zoltán*, Prof. Dr. Jármai Károly**

ABSTRACT

The bridge crane is one of the most frequently used lifting machinery in the modern industry. Determining the main beam's dimensions is a crucial part of the planning process. In order to keep the production and operating costs as low as possible, we have to minimize the dead weight of the beam. However, the structure must remain sturdy enough, so that the bridge crane can operate reliably through its lifetime. The optimization of the bridge crane main beam is a non-linear, constrained optimization problem. We used several heuristic algorithms to solve this structural optimization task. The enormous advantage of heuristic algorithms is that they can provide a reasonable solution in a relatively short period of time, even in case of very complex problems. At the same time, finding the optimal solution can't be guaranteed. With the utilization of heuristic algorithms, on one hand, we obtain computing speed, on the other hand, we may have to pay with accuracy.

1. BEVEZETÉS

A futódaru a modern ipar egyik leggyakrabban használt emelő szerkezete. Tervezése során az egyik legfontosabb kérdés a főtartók méretezése. Az üzemeltetési és gyártási költségek annál alacsonyabbak lesznek, minél inkább minimalizáljuk a főtartók önsúlyát. Ugyanakkor elég erősnek kell maradnia a szerkezetnek ahhoz, hogy a daru a különböző terhelések mellett is egész élettartama során megbízhatóan üzemeljen. A futódaru főtartó optimalása egy nemlineáris, feltételes optimalási feladat, aminek megoldására különböző heurisztikus algoritmusokat használtunk. A heurisztikus algoritmusok hatalmas előnye, hogy nagyon bonyolult problémák esetén is képesek viszonylag rövid idő alatt, kevés számítás árán eredményt szolgáltatni. Hátrányuk azonban, hogy nem

garantálható teljes bizonyossággal az optimális megoldás megtalálása.

2. HEURISZTIKUS ALGORITMUSOK ELMÉLETI HÁTTERE

A számítógépek rohamos fejlődése ellenére még mindig sok olyan feladat ismert, mely nem oldható meg pusztán a számítási teljesítményre alapozva. A megoldást az informált kereső, úgynevezett heurisztikus algoritmusok jelentik. A hagyományos algoritmusok előre definiált instrukciók alapján, lépésről lépésre hajtanak végre egy adott feladatot, eredményük pedig egzakt, determinisztikus. A heurisztikus algoritmusok próbálgatással, a korábban megszerzett tapasztalatok felhasználásával jutnak eredményre. A heurisztika kifejezés a görög heureszisz szóból származik, melynek jelentése rátalálás. Az egyik legegyszerűbb példa a sakk játék. Elméletileg konstruálható lenne olyan egzakt megoldást biztosító eljárás, mely a sakkbábuk aktuális helyzete alapján, az összes további lehetséges lépés elemzésével kiszámítaná, hogyan nyerhetünk. A problémát az jelenti, hogy adott lépésszám fölött a probléma túl bonyolult lesz, még a legmodernebb számítástechnikai eszközökkel sem oldható meg belátható időn belül. A heurisztikus algoritmus azonban nem vizsgálja az összes lehetséges lépést, csupán a problémátér egy adott részlete alapján, valamilyen logika szerint határozza meg a következő lépését.

2.1. A heurisztikus algoritmusok hatékonysága

A heurisztikus algoritmusok lokális kereső eljárások, nem vizsgálják a teljes problémateret, minden lehetséges kimenetelt (sok esetben ez egyébként is fizikai képtelenség), és a korábban bejárt teljes utat sem tárolják. Akkor érdemes heurisztikus algoritmust használni, ha az adott probléma megoldása hagyományos, egzakt megoldást adó eljárással belátható időn belül nem hajtható végre.

Jó példa az Utazó ügynök probléma (TSP- Travelling Salesman Problem), ami egy gráfelméleti feladat, elnevezését azonban onnan kapta, hogy egy mindennapi

* logisztikai mérnök MSc hallgató, Miskolci Egyetem

** egyetemi tanár, rektorhelyettes, Miskolci Egyetem

életből vett példával szokták szemléltetni. Adott bizonyos számú város, továbbá ismerjük a távolságot minden város között. Egy ügynök körutat szeretne tenni a városokban úgy, hogy mindegyiket pontosan egyszer érinti, és az útiköltség a lehető legkisebb legyen. Az útiköltség egyenesen arányos a városok közötti távolsággal. A feladat tehát olyan útvonal meghatározása, melynek költsége minimális. A probléma gráfelméleti megfogalmazása szerint adott egy teljes súlyozott gráf, és e gráfon keressük a legkisebb összsúlyú Hamilton-kört. A gráf csúcspontjai a városok, élei pedig a városokat összekötő utak. Az élek súlyozása az útiköltségnek felel meg. A gráf teljes, mivel feltételezzük, hogy tetszőleges városból közvetlenül eljuthatunk bármelyik másikba. Az Utazó ügynök probléma azért bír különösen nagy jelentőséggel, mert számos gyakorlati alkalmazás vezethető vissza rá. A logisztikában a gyűjtő és elosztó járatok útvonalának megtervezése (futárszolgálat, kommunális hulladékszállítás) tipikusan ilyen alkalmazás. Az elektronikai gyártásban is gyakran előfordul, hogy egy nyákon bizonyos pontokat szeretnénk összekötni úgy, hogy a kötés hossza a lehető legrövidebb legyen.

Az Utazó ügynök problémát úgy lehetne teljes bizonyossággal megoldani, ha az összes lehetséges körútnak kiszámolnánk a költségét. Az összes csúcs lehetséges permutációinak száma $(n-1)!/2$, ahol n a csúcsok száma. Minden permutáció meghatároz egy Hamilton kört a teljes gráfban. Viszonylag kevés csúcspont esetén is rengeteg lehetséges megoldás létezik, 49 csúcspont esetén például $6,21 \times 10^{60}$ nagyságrendű a megoldások száma. Az Utazó ügynök probléma n méretű bemenet esetén $O(n!)$ bonyolultságú, ezért nem oldható meg polinomiális időben. A TSP az NP-nehéz problémák osztályába tartozik, hatékony megoldás nem ismert nagyszámú csúcspont esetében. Nyilvánvaló, hogy bizonyos számú város felett az összes lehetséges megoldás vizsgálata fizikai képtelenség. A megoldást a heurisztikus algoritmusok jelentik, mivel bonyolult problémák esetén is képesek optimális, vagy ahhoz közelítő megoldást adni.

2.2. Vizsgált heurisztikus algoritmusok

A szerkezetoptimaláshoz heurisztikus algoritmusokat használtunk, segítségükkel akár nagyon bonyolult, sok bemenő paraméterrel, döntési változóval és feltétellel leírható, többcélfüggvényes optimalizációs feladatok is eredményesen megoldhatók. A heurisztikus algoritmusok működése általában valamilyen természeti jelenségen alapul. Vizsgáltunk többek között evolúciós (Differential Evolution, Cultural Algorithm, Memetic Algorithm), fizikai (Simulated Annealing, Harmony Search), biológiai (Artificial Immune Network) és

rajintelligencia (Bacterial Foraging, Bees Algorithm, Krill Herd, Particle Swarm) elvű eljárásokat.

Az Artificial Immune Network (AiNet) algoritmust de Castro és Von Zuben dolgozta ki egy klaszterezési feladat megoldására 2000-ben [1]. Működési elve szerint az Artificial Immune System (AIS), azaz Mesterséges immunrendszer algoritmusok osztályába tartozik, mely az élőlények immunrendszerének struktúráját, működését másolja.

A Bacterial Foraging (BFOA) algoritmust először Liu és Passino írta le 2002-ben [2]. Egy Swarm Intelligence (Rajintelligencia) elven működő eljárás. A rajintelligencia (kollektív intelligencia) módszerek közös tulajdonsága, hogy nagyszámú homogén egyed viselkedésmintáit másolják. Az alapelv szerint lehetséges hogy egy individuális egyed nem képes megoldani adott feladatot, azonban ha nagyszámú egyed csoportot alkot, akkor a csoport kollektív intelligenciája már elég lehet a feladat sikeres megoldásához. Viszonylag újnak számít a természeti jelenségeken alapuló rajintelligencia stratégiák családjában. Az *E. coli* baktériumkolóniák táplálékkereső és reprodukciós viselkedésmintáit másolja működése.

A Bees Algorithm (BA) eljárást Pham publikálta 2005-ben [3], elsősorban folytonos matematikai függvények szélsőérték keresésére dolgozta ki. Az algoritmus a rajintelligencia eljárások osztályába tartozik, működését tekintve nagyon hasonló a Bacterial Foraging és Particle Swarm algoritmusokhoz. A Bees Algorithm kifejlesztését, mint az neve is mutatja, a méhek táplálékkereső viselkedése inspirálta.

A Cultural Algorithm (CA) heurisztikát először Reynolds publikálta 1994-ben [4]. Az algoritmus az evolúciós eljárások osztályába tartozik, működését tekintve hasonló a Memetic Algorithm eljáráshoz, a társadalom kulturális evolúcióján alapul.

A Differential Evolution (DE) eljárást Storn és Price dolgozta ki 1995-ben [5]. Az algoritmus az evolúciós algoritmusok osztályába tartozik, mely eljárások közös tulajdonsága, hogy Darwin evolúciós elméletén alapul működésük. Ennek megfelelően központi eleme a természetes kiválasztódás, tehát a problémára jobb megoldást adó egyedek hozhatnak létre új generációt. Az evolúció során számos faj esetében megfigyelhető, hogy a generációváltásokkal az adott környezet kihívásainak egyre inkább megfelelő egyedek jöttek létre. A leszármazott egyed új tulajdonságait a szülők tulajdonságainak keresztezéséből kapta.

A Harmony Search (HS) algoritmus leírását Geem, Kim és Loganathan publikálta 2001-ben [6]. Működését a Jazz zenészek azon viselkedésmintája inspirálta, amikor közösen kezdenek el játszani valamilyen darabot, és saját játékukat fokozatosan a zenekarhoz igazítják, zenei harmóniát létrehozva. Fals hang esetén kisebb módosításokkal, improvizációval javítanak az előadáson.

A Krill Herd (KH) algoritmust Gandomi és Alavi dolgozta ki 2012-ben [7]. A Bacterial Foraging, Bees Algorithm és Particle Swarm eljárásokhoz hasonlóan a rajintelligencia módszerek osztályába tartozik. Működését a déli-sarki világítórák (Antarctic krill), latin nevén *Euphausia superba* állatfaj táplálékkereső viselkedése inspirálta. Ez a rákféle sűrű rajokba verődik, a köbméterenkénti egyedszám akár 10-30 ezer is lehet. A raj egyrészt védelmet jelent a ragadozókkal szemben, másrészt könnyebben találnak élelmet az egyedek. A két legfontosabb cél tehát a raj sűrűségének növelése, és a minél bőségesebb táplálék lelőhelyek felkutatása.

A Memetic Algorithm (MA) leírását Moscato [8] dolgozta ki 1989-ben. A Memetics a kulturális információk cserélődését, átadását leíró teória, mely Richard Dawkins 1976-ban megjelent „The Selfish Gene” című művében jelent meg. Lényege, hogy a kulturális információ áramlását az univerzális darwinizmus jegyében írja le. Az univerzális darwinizmus elmélete szerint minden komplex rendszer leírható a biológiai darwini evolúció analógiájára, ahol diszkrét információ egységek terjednek és öröklődnek az individuumok között. A meme (mém) a kulturális információ alapegysége (pl. egy ötlet, felfedezés, észrevétel, stb.), aminek az elnevezése a biológiában jól ismert génből ered.

A Nelder-Mead (NM) algoritmus nevét kitalálói után kapta, a módszert Nelder és Mead dolgozta ki 1965-ben [9]. A szakirodalomban Amoeba Method (Amőba módszer) néven is szokták emlegetni, az algoritmus egy szimplex kereső eljárás [10].

A Particle Swarm (PSO) algoritmust 1995-ben Eberhart és Kennedy dolgozta ki [11.]. A Bacterial Foraging, Bees Algorithm és Krill Herd eljárásokhoz hasonlóan rajintelligencia módszer. Napjaink egyik legígéretesebb metaheurisztikus optimalizáló algoritmus. Működését a madár és halrajok táplálékkereső mozgása inspirálta.

A Random Search (RS) algoritmus egyszerű véletlen kereső eljárás, a problématerén belül azonos valószínűséggel veheti fel bármelyik pozíciót. Az iterációk során szintén véletlenszerűen új megoldást hoz létre, melyek függetlenek a korábbi megoldásoktól.

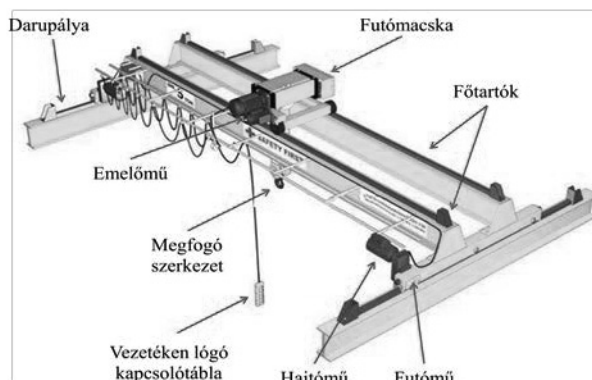
A Simulated Annealing (SA) módszert Kirkpatrick, Gelatt és Vecchi dolgozta ki 1983-ban [12], az algoritmus egy fizikai jelenségen alapuló heurisztika. A rajintelligencia és evolúciós eljárásokhoz hasonlóan a természet inspirálta kidolgozását. A metallurgiában bizonyos anyagok kedvező tulajdonságokra tesznek szert, ha felhevítik, majd szabályozott körülmények között lehűtik őket. A folyamat során átalakul kristályszerkezetük, mivel a felhevített anyagban az atomok képesek elmozdulni, a hűtési folyamat során pedig új, számukra kedvezőbb pozíciót vesznek fel.

Összesen egy tucat modern algoritmust vizsgáltunk, mindegyiket C# nyelven implementáltuk, folytonos

változójú optimalizációs feladatok megoldásához. Az algoritmusok forráskódja online elérhető. A forráskódokban az algoritmusok a Rastrigin's tesztfüggvény globális minimum pontját keresik [13].

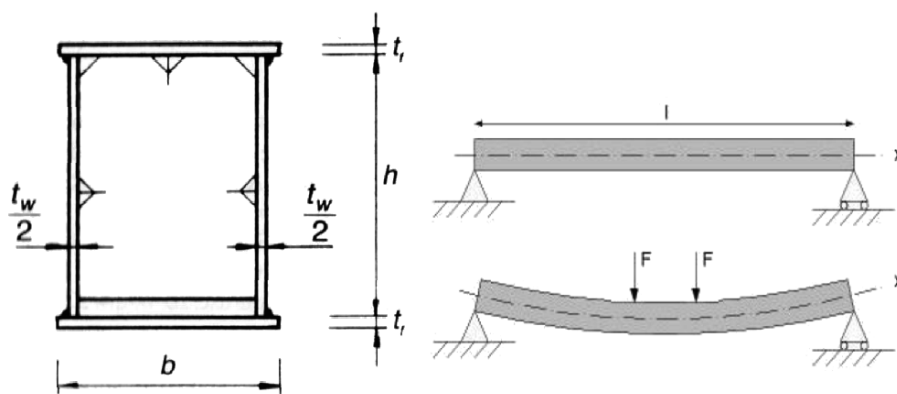
3.FUTÓDARU FŐTARTÓ SZERKEZETOPTIMÁLÁSA

A futódaru nemcsak emelésre szolgál, hanem a teher kis távolságú horizontális szállítására is alkalmas. Üzemcsarnokon belül általában nagy tömegű alapanyagok, félkész és késztermékek munkahelyek közötti szállítására használják. Kültéri változatát elsősorban logisztikai központokban (például kikötőkben, vasútállomásokon), és nagyobb telephelyeken alkalmazzák. A daru hídszerkezete vasbeton oszlopokra, vagy az üzemcsarnok megerősített falaira épített, magasan elhelyezett darupályán, síneken mozog. A futódaru egyik legnagyobb előnye, hogy szerkezetének nagy része a magasban van. Viszonylag keveset foglal el a hasznos térből, lehetővé téve a maximális térkihasználást.



1. ábra: Futódaru szerkezeti felépítése

A daru hídszerkezetének legfontosabb elemei a főtartók, a futómacska, valamint a darupályán való mozgást lehetővé tevő futómű és hajtómű. A főtartók számát tekintve az egy főtartós és két főtartós konstrukciók a leggyakoribbak. A főtartók felépítése lehet zárt szekrényszelvényes, vagy rácsos szerkezetű. A rácsos szerkezetnek többek között kültéri használatnál vannak előnyei, ahol jelentős mértékű szélterhelés léphet fel. A főtartók anyaga elsősorban acél, de speciális esetben akár alumíniumból is készíthetik. A főtartón (vagy főtartókon) elhelyezett sínen, a darupályára merőlegesen mozog a futómacska. A futómacska lényegében egy kerekekkel ellátott, sínen mozgó kocsis, aminek saját mozgatóműve és fékberendezése van. A teher emelését a futómacskára szerelt emelőmű végzi. Az emelőmű lényeges elemei a megfogó szerkezet, meghajtás, fék és kötélidő.



2. ábra: : Két oldalt alátámasztott, hegesztett, négyzet keresztmetszetű zárt szelvény

A futódaru áramellátását legtöbbször görgős vagy csúszós áramszedő, vagy flexibilis gumitömlő kábel biztosítja. A daru irányítása lehet automatizált, vagy emberi erőforrást igénylő. Utóbbi esetben a kezelés történhet vezetéken lógó, vagy vezetékek nélküli kapcsolótáblával a talajon kísérve, vagy a hídszerkezetre szerelt kezelőfülkéből (1. ábra). A szerkezetoptimalást során acélból készült, hegesztett négyzet keresztmetszetű, szelvényes, két főtartós futódarut vizsgáltunk. Az optimalási feladat megoldásához mindenképpen szükséges annak matematikai leírása. Meg kell határozni a változókat, a különböző feltételeket, valamint a célfüggvényt.

3.1. Döntési változók

A futódaru főtartói két oldalt alátámasztott, hegesztett, négyzet keresztmetszetű zárt szelvényesek. A főtartó méreteit négy változó írja le, melyek sorrendben h , $t_w/2$, b , t_f (2. ábra), [14].

3.2. Méretezési feltételek

A négy döntési változónak célszerű minimum és maximum méretkorlátot (F_1 , F_2 , F_3 , F_4 feltételek) definiálni:

$$300 \text{ mm} \leq h \leq 2000 \text{ mm} \quad (1)$$

$$4 \text{ mm} \leq t_w/2 \leq 50 \text{ mm} \quad (2)$$

$$300 \text{ mm} \leq b \leq 1200 \text{ mm} \quad (3)$$

$$4 \text{ mm} \leq t_f \leq 50 \text{ mm} \quad (4)$$

A fáradási (fatigue) feltétel (F_5):

$$\Delta\sigma = \frac{M_q}{4W_x} \leq \frac{\Delta\sigma_n}{\gamma_{Mf}} \quad (5)$$

$$M_q = \psi_d \frac{F}{2L} \left(L - \frac{k}{2}\right)^2 \quad (6)$$

$$W_x = \frac{2I_x}{(h + t_f)} \quad (7)$$

$$I_x = \frac{h^3 \frac{t_w}{2}}{12} + 2b \frac{t_f^3}{12} + 2bt_f \left(\frac{h}{2} + \frac{t_f}{2}\right)^2 \quad (8)$$

Ahol M_q a változó terhelés, ψ_d a dinamikus tényező, F a teher súlya, L a futódaru főtartójának fesztávolsága, k a futómacska hossza, W_x a szelvény rugalmassági tényezője, I_x a tehetetlenségi nyomaték, $\Delta\sigma_n$ a fáradási stressz N számú ciklus után ($N = 3 \times 10^6$), γ_{Mf} a biztonsági tényező.

A statikus terhelés (static stress) feltétel (F_6):

$$\sigma_{max} = \frac{M_s}{W_x} \leq \frac{f_y}{\gamma_{M1}} \quad (9)$$

$$M_s = \frac{\gamma_G L^2}{8} (A\rho g + g_j + g_s) + \gamma_G \frac{G_1 L}{4} \quad (10)$$

Ahol M_s a statikus terhelés, f_y a folyáshatár, γ_{M1} , γ_G a biztonsági tényezők, A a keresztmetszet ($A = ht_w + 2bt_f$), ρ az anyag sűrűsége, g a gravitációs gyorsulás, g_j a hídszerkezeten lévő járda terhelése, g_s a hídszerkezeten lévő sín terhelése, G_1 a hídszerkezetet mozgató gépezet (futómű, hajtómű) súlya.

A gerinc horpadás (flange buckling) feltétel (F_7):

$$\frac{(b - 40)}{t_f} \leq \frac{1}{\delta} \quad (11)$$

$$\delta = \frac{1}{42\varepsilon} \quad (12)$$

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{235}{f_y}} \quad (13)$$

Az öv horpadás (web buckling) feltétel (F_8):

$$\frac{2h}{t_w} \leq \frac{1}{\beta} \quad (14)$$

$$\beta = \frac{1}{124\varepsilon} \quad (15)$$

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{235}{f_y}} \quad (16)$$

A lehajlás (deflection) feltétel (F_9):

$$\frac{F(L - k)}{48E_s I_x} (3L^2 - (L - k)^2) \leq \frac{L}{600} \quad (17)$$

Ahol E_s az acél rugalmassági tényezője.

3.3. Célfüggvény

Az optimalálás során a cél a főtartó tömegminimumának meghatározása. Egycélfüggvényes optimalásról van szó, ahol a célfüggvény:

$$m = AL\rho \quad (18)$$

4. AZ OPTIMÁLÁSI FELADAT MEGOLDÁSA

A szerkezetoptimalási feladatban 4 döntési változó van, az algoritmusok a szakirodalomban ajánlott bemenő paraméterekkel dolgoztak, 1000 iteráción át kerestek. A keresések eredményéről táblázatot készítettünk, ami algoritmusonként 100 Monte Carlo futás legjobb fitness értékű megoldásának adatait tartalmazza. A feltételek betartásáról büntetőfüggvény gondoskodott. A futódaru főtartó optimalási feladat célfüggvényét és büntetőfüggvényét C# nyelven készítettük el, a forráskód az algoritmusoknál található linken elérhető. Az alábbi paraméterek adottak: $\psi_d=2$, $F=240000$ N, $L=20000$ mm, $k=1900$ mm, $\Delta\sigma_n=69.8$ MPa, $\gamma_{Mf}=1.35$, $f_y=Fe$ 360 acél, 235 N/mm², $\gamma_{M1}=1.1$, $\gamma_G=1.35$, $\rho=7.85$ kg/dm³, $g=9.81$ m/s², $g_j=1$

$$N/mm^2, g_s=0.2 \text{ N/mm}^2, G_1=30 \text{ kN}, E_s=2.1 \times 10^5 \text{ N/mm}^2.$$

5. AZ EREDMÉNYEK VIZSGÁLATA

Az összes általunk vizsgált heurisztikus algoritmusra igaz, hogy működésüket sztochasztikus események befolyásolják. Kis túlzással ez azt jelenti, hogy gyakorlatilag nincs két egyforma futás. A heurisztikus algoritmusokkal végzett optimalálás egy igen nehéz és összetett folyamat, a bemenő paraméterek és nagyszámú változó gyakorlatilag végtelen variációs lehetőséget jelent. Az eredmények vizsgálatakor a sztochasztikus tényező miatt érdemes statisztikai módszereket használni. Az algoritmusok hatékonyságvizsgálata során ezért minden tesztfüggvény esetében 100 darab Monte Carlo módszerrel végzett futtatás adatait dokumentáltuk.

Az optimalási feladatra a legjobb megoldást a Bacterial Foraging (BFOA) algoritmus és a Particle Swarm Optimization (PSO) adta (1. táblázat). Nincs nagy eltérés az eredmények között, ami azt valószínűsíti, hogy minden algoritmus megfelelően működött.

1. táblázat: Az optimalási feladat megoldása

	h	$t_w/2$	b	t_f	Keresztmet-szet (A)	Tömeg (m)
AI-Net	1194.13	19.26	663.87	18.80	47958.91	7529.55
BFOA	1216.08	19.62	709.15	16.97	47930.24	7525.05
BA	1241.23	20.16	568.29	20.33	48140.00	7557.98
CA	1227.34	19.81	509.50	23.28	48033.16	7541.21
DE	1197.68	19.32	680.18	18.27	48001.78	7536.28
HS	1268.93	20.47	376.68	29.48	48182.79	7564.70
KH	1211.62	19.58	468.66	26.41	48480.25	7611.40
MA	1232.37	19.88	622.08	18.86	47960.73	7529.84
NM	1214.97	19.60	674.83	17.88	47936.23	7525.99
PSO	1209.95	19.52	700.03	17.37	47930.25	7525.05
RS	1260.02	20.44	516.44	21.73	48202.47	7567.79
SA	1202.95	19.40	708.92	17.35	47933.08	7525.49

A statikus terhelés, gerinc horpadás és fáradás feltételek maximális kihasználása szintén az optimum közeli megoldást valószínűsíti (2. táblázat). A feltételek megengedett maximális értéke a következőképpen alakult: fáradás \leq 66.48, statikus terhelés \leq 213.64, gerinc-horpadás \leq 42.00, övhorpadás \leq 124.00, lehajlás \leq 66.67.

A heurisztikus algoritmusok által szolgáltatott eredmények ellenőrzésére a szerkezetoptimalási feladatot Nyers erő (Brute force) módszerrel is megoldottuk, ami az összes lehetséges megoldás vizsgálatát jelenti. Hogy belátható időn belül megoldást kapjunk, a folytonos változók helyett csak diszkrét értékeket használtunk. A 3.237.480.000 lehetséges

méretezés vizsgálata majdnem 70 percig (4149129.594 msec) tartott, az optimális megoldás pedig $h = 1240 \text{ mm}$, $t_w/2 = 20 \text{ mm}$, $b = 681 \text{ mm}$, $t_f = 17 \text{ mm}$, $A = 47954 \text{ mm}^2$, $m = 7528.778 \text{ kg}$. Az eredményekből látható, hogy a heurisztikus algoritmusok optimális, vagy ahhoz nagyon közeli megoldást adtak.

2. táblázat: A méretezésekhez tartozó feltételek értékei

	Fáradás	Statikus terhelés	Gerinc horpadás	Öv horpadás	Lehajlás
AiNet	56.28	213.64	35.31	124.00	31.56
BFOA	56.28	213.63	41.78	123.97	31.09
BA	56.23	213.50	27.95	123.11	30.30
CA	56.24	213.53	21.88	123.94	30.49
DE	56.20	213.34	37.22	123.96	31.45
HS	56.26	213.63	12.78	124.00	29.26
KH	55.56	211.04	17.75	123.74	30.35
MA	56.28	213.64	32.98	124.00	30.60
NM	56.28	213.64	37.75	124.00	31.08
PSO	56.28	213.64	40.30	124.00	31.23
RS	56.19	213.36	23.76	123.29	29.77
SA	56.28	213.64	40.87	124.00	31.41

6. ÖSSZEFOGLALÁS

A bonyolult, hagyományos eszközökkel gyakran megoldhatatlan optimálási feladatok megoldására alkalmas heurisztikus optimáló algoritmusok működését, és a használatukban rejlő sokszínű lehetőségeket vizsgáltuk. Összesen 12 algoritmust használtunk, forráskódjukat C# programnyelven online elérhetővé tettük. Matematikailag megfogalmaztunk, és megoldottunk egy szerkezetoptimálási problémát, ahol a cél egy futódaru főtartójának tömeg-minimalizálása volt. Célunk későbbiekben további heurisztikus algoritmusok közzététele és teljesítményvizsgálata, lehetőleg minél több, saját készítésű tesztfüggvény segítségével. A tesztadatok alapján vizsgálni fogjuk hibrid heurisztikus algoritmusok létrehozásának lehetőségeit.

7. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A kutatás 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 keretében zajlott. A projekt az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg.

8. IRODALOM

- [1] DE CASTRO L. N. AND VON ZUBEN F. J.: An evolutionary immune network for data clustering. In Proceedings Sixth Brazilian Symposium on Neural Networks, IEEE Computer Society, 2000. pp. 84–89
- [2] LIU Y. és PASSINO K. M.: Biomimicry of social foraging bacteria for distributed optimization: Models, principles, and emergent behaviors, Journal of Optimization Theory and Applications, 2002. pp. 603–628
- [3] PHAM D. T., GHANBARZADEH A., KOC E., OTRI S., RAHIM S., AND ZAIDI M.: The bees algorithm. Technical report, Manufacturing Engineering Centre, Cardiff University, 2005.
- [4] REYNOLDS R. G.: An introduction to cultural algorithms. In Proceedings of the 3rd Annual Conference on Evolutionary Programming, World Scientific Publishing, 1994. pp. 131–139
- [5] STORN R. és PRICE K.: Differential evolution: A simple and efficient adaptive scheme for global optimization over continuous spaces, Technical Report TR-95-012, International Computer Science Institute, Berkeley, CA, 1995.
- [6] GEEM Z. W., KIM J. H., AND LOGANATHAN G. V.: A new heuristic optimization algorithm: Harmony search. Simulation, 76:60–68, 2001.
- [7] GANDOMI A. H. AND ALAVI A. H.: “Krill herd: a new bio-inspired optimization algorithm”, Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation, vol. 17, no. 12, 2012. pp. 4831–4845
- [8] MOSCATO P.: On evolution, search, optimization, genetic algorithms and martial arts: Towards memetic algorithms. Technical report, California Institute of Technology, 1989.
- [9] NELDER J. A.; MEAD R.: "A simplex method for function minimization". Computer Journal 7, 1965. pp. 308–313.
- [10] MCCAFFREY J.: Amoeba Method Optimization using C#, MSDN Magazine 2013 June. <http://msdn.microsoft.com/en-us/magazine/dn201752.aspx>
- [11] KENNEDY J. és EBERHART R. C.: Particle swarm optimization, In Proceedings IEEE int'l conf. on neural networks Vol. IV, 1995. pp 1942–1948
- [12] KIRKPATRICK S.: Optimization by simulated annealing: Quantitative studies. Journal of Statistical Physics, 1983. pp 975–986
- [13] Az algoritmusok és a szerkezetoptimálási példa C# forráskódja: <https://drive.google.com/folderview?id=0BxE6yHbGFZBAOHBpN2VIV08yS0k&usp=sharing>
- [14] FARKAS J., JÁRMAI K.: Analysis and Optimum Design of Metal Structures, Taylor & Francis, ISBN: 978-9-0541-0669-2, 1997. pp. 236-239

CONTENTS

1. *István Ecsedi, Attila Baksa*

TORSION OF HOMOGENEOUS ISOTROPIC ELASTIC BEAM WITH SLIT CIRCULAR RING CROSS-SECTION..... 5

The objective of the present paper is the Saint-Venant torsion of homogeneous isotropic elastic beam with slit circular ring cross-section. Solutions in closed form are given for Prandtl's stress function, shearing stresses and torsional function. Presented analytical solutions are used to derive the expressions of torsional and warping rigidities, and the positions of kinematic and energetic centre of shears. A comparison of Saint-Venant solution with the theory of uniform torsion of thin-walled beam with open cross-section is also given.

2. *József Farkas*

MINIMUM COST DESIGN OF A RING-STIFFENED CONICAL SHELL LOADED BY EXTERNAL PRESSURE 10

The optimum design problem is solved for a slightly conical shell loaded in external pressure with equidistant as well as non-equidistant ring-stiffeners of welded square box section. The shell thickness as well as the length of each shell segment is calculated from the shell buckling constraint according to the Det Norske Veritas design rules. The dimensions of ring-stiffeners are determined on the basis of the ring buckling constraint. The cost function includes the cost of material, forming of plate elements into shell shape, assembly, welding and painting.

3. *David Gönczi, Dr. István Ecsedi*

DETERMINATION OF STRESSES AND DEFLECTIONS CAUSED BY TIME DEPENDENT TEMPERATURE AT SPHERICAL ELASTIC BODY 14

The objective of this paper is the investigation of elastic sphere subjected to periodic surface temperature field. The theoretical framework of the problem studied is the governing equations of quasistatic uncoupled thermoelasticity. The "large time solution" of the heat conduction equation is used to obtain the thermal stresses and displacements. The inertia forces are neglected.

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

OPTIMIZATION OF THE OUTLET LOSSES OF BANKI TURBINE RUNNER..... 18

The small power water turbine equipped with double-flow runner by Donat Banki is still being developed and manufactured worldwide which implies that the design problems of the cross-flow turbine still have topicality. The present paper concentrates to the optimization of the flow geometry at the outlet of the runner in order to reach the best efficiency operation of the turbine. The first part of paper gives a brief summary about outlet losses. Then a simple method is described for optimizing the loss which occurs when the flow is not angular momentum free at the outlet

5. *Dr. László Kota, Dr. Károly Jármai*

OPTIMIZATION OF LARGE SCALE SERVICE NETWORKS..... 22

This paper describes a comparison between a single phase evolutionary programming algorithm for the fixed destination multi-depot multiple travelling salesman problem with multiple tours (mmTSP) and the generalized tabu search algorithm. This optimization problem widely appears in the field of logistics mostly in connection with maintenance networks. Therefore applying this research in the field of logistics it can result high savings in these systems. This article shows the advantages of the developed evolutionary programming algorithm through numerous tests.

6. *László Kovács*

EXAMINATION OF THE VALVE TRAIN OF A HIGH SPEED INTERNAL COMBUSTION ENGINE..... 28

The valve train of internal combustion engines are under continuous development. In order to further improve the efficiency and fuel consumption of the current constructions the limiting factors need to be evaluated. Whether the valve train of the examined engine permits to achieve better parameters can be defined using parameters derived from the valve lift profile. The examination of the results revealed that in the intake tract already is in need for an improved alternative valve system.

7. *Ákos József Lengyel, István Ecsedi*

ANALYSIS OF VIBRATIONS OF DOUBLE-LAYERED COMPOSITE RODS WITH NO PERFECT CONNECTIONS..... 34

This paper deals with the analysis of free coupled longitudinal-bending vibrations of two-layer composite beams with imperfect shear connections. The effect of applied approach of inertia forces to the eigenfrequencies of free longitudinal-bending vibrations is studied. The results of examination are illustrated by a numerical example.

8. *Gábor Zoltán Marcsák, Dr. Károly Jármai*

STRUCTURAL OPTIMIZATION OF MAIN BEAM FOR BRIDGE CRANE USING HEURISTIC ALGORITHMS..... 39

The bridge crane is one of the most frequently used lifting machinery in the modern industry. The optimization of the bridge crane main beam is a non-linear, constrained optimization problem. We used several heuristic algorithms to solve this structural optimization task. The enormous advantage of heuristic algorithms is that they can provide a reasonable solution in a relatively short period of time, even in case of very complex problems. At the same time, finding the optimal solution can't be guaranteed. With the utilization of heuristic algorithms, on one hand, we obtain computing speed, on the other hand, we may have to pay with accuracy.

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. 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. Pálincás István

Dr. Patkó Gyula

Dr. Péter László

Dr. Penninger Antal

Dr. Szabó István

Dr. Szántó Jenő

Dr. Szűcs Edit

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 TÁMOP-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. 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 Publisher: 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

All articles are peer reviewed.

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.

1. Határozott és határozatlan élű szuperkemény szerszámokkal végzett precíziós forgácsoló megmunkálások vizsgálata.
2. Különböző anyagminőségek forgácsolhatóságának elméleti és kísérleti vizsgálata.
3. Különböző élyanyagú forgácsolószerszámok 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, szerszámkopás, rezgés és szerszáméltartam), a felületminőségre, a hőmérsékleti tényezőkre.



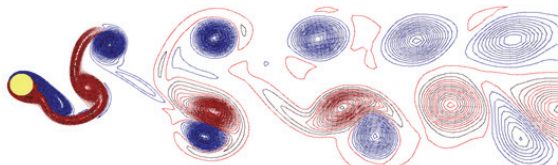
EMAG megmunkáló központ



Talyron 365 típusú alak- és helyzethiba vizsgáló berendezés

3. sz. Tudományos Műhely: Gépészeti és alternatív üzemanyag kutatások energetikai mérőcella, szélcsatorna és numerikus szimuláció együttes alkalmazásával. A tudományos műhelyben öt kutatás-fejlesztési téma szerepel, ezek:

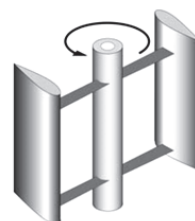
1. *K+F.*: Fűtött vagy gyorsuló mozgást végző henger vizsgálata szélcsatornában és numerikus szimulációval. Alapkutatási téma, amelynek gyakorlati haszna áramlásba helyezett körszelvényű gépészeti berendezések rezgésanalízisének, illetve hőátadási tulajdonságainál van szerepe.



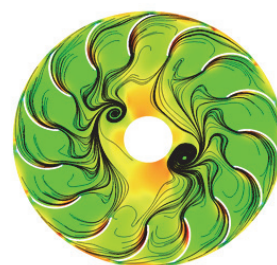
2. *K+F.*: Belső- és külsőégésű motorokkal kapcsolatos mérések és numerikus vizsgálatok. Stirling motorokkal és hagyományos belső égésű motorokkal kapcsolatos gépészeti, hőtani és üzemanyag-vizsgálatok.



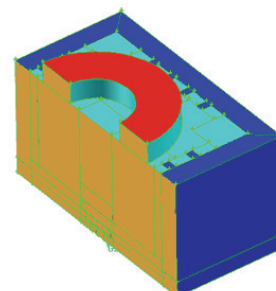
3. *K+F.*: Energetikai gépek és rendszerek vizsgálata. Áramlás- és hőtechnikai gépek és azokból álló rendszerekkel, pl. szél- és vízturbinákkal kapcsolatos elméleti és laboratóriumi elemzések.



4. *K+F.*: Forgó áramlástechnikai gépekben kialakuló áramlás vizsgálata. Forgó áramlástechnikai gépekben kialakuló áramlás finomstruktúrájának és globális jellemzőinek meghatározása laboratóriumi mérés és numerikus szimuláció együttes alkalmazásával.



5. *K+F.*: Műszaki hőátviteli és energetikai folyamatok vizsgálata. Hőjelenséggel kíséret energetikai folyamatokra vonatkozó elemzések, mint például LED-ek által termelt hő, vagy hűtőszekrény technikai körfolyamatában szereplő szerkezeti elemek hőtani számítási módszereinek kidolgozása.



THE BIG
GREEN
BOOK

MINDENT EGY KÉZBŐL

A normáliák és gépelemek nagy választéka
egy katalógusban.
THE BIG GREEN BOOK: A terjedelmes mű a
készülék- és egyedi gépépítéshez.



norelem Normelemente KG.
Volmarstraße 2.
D-71706 Markgröningen
Tel.: +36 30 96 70 340
E-Mail: i.hajnis@norelem.hu
Web: www.norelem.hu

Örömmel küldjük el
Önöknek az ingyenes, új
norelem katalógust. Ren-
delje meg telefonon, faxon,
e-mailban vagy online.

norelem