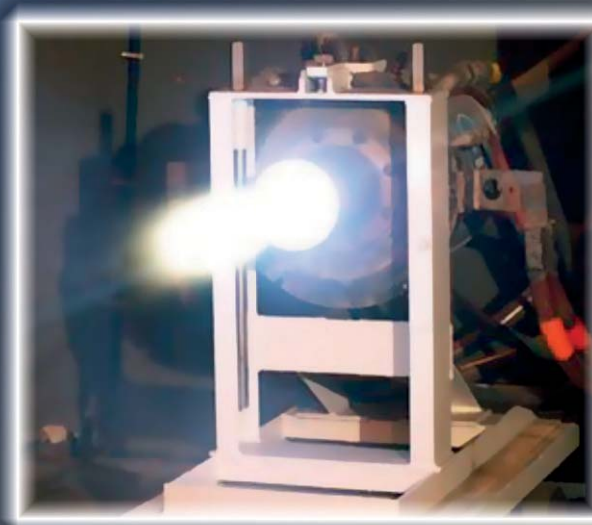


GÉP

A GÉPIPARI TUDOMÁNYOS EGYESÜLET MŰSZAKI FOLYÓIRATA



Terplán Zénó: Ifjan – Éretten – Öregén, 2014.

Terplán Zénó 1981-1990 periódusban volt a GTE elnöke, majd az 1998-as XXIX. Közgyűlésen az egyesület „Örökös tiszteletbeli elnök”-nek választotta. Életéről azonos címmel a 80. születésnapjára megjelent kiváló könyvből a 80 kérdésre adott 80 válaszból mélyebb betekintést kaphattunk életének főbb mozzanataiba, eseményeibe. Az akkori „beszélgetőtárs” Tóth László – aki most is felvállalta e szerepet – a könyv második, jelenlegi kiadásában a Prológus-ban így fogalmazott:

„Az általam is nagyra becsült, tisztelt és szeretett Terplán Zénó sem lehetett örökéletű e földi világban és életéhez méltó módon viselt hosszabb betegsége 2002. január 16.-án felül-kerekedett rajta. A földi lét ezzel lezárult, de Terplán Zénó emléke tovább él a környezetben, az emberekben, a tanítványokban. Így voltam és vagyok ezzel én is. Hosszabb ideje furdalt a lelkiismeret azért, hogy legalább dióhéjban adjak áttekintést arról, ami az első kiadásban nem szerepelt. Így a 80. születésnap eseményeiről, az első kiadás fogadtatásáról, majd a szomorú eseményhez, a halálhírhoz kötődő megemlékezésekről, a Miskolci Egyetemen felállított szobor felavatásáról, a „Terplán Zénó Műszaki és Közgazdasági Szakképző Iskola” felavatásáról Jászberényben, a „Terplán Zénó Díj” alapításáról (GTE), kitüntetettjeiről. A belső kényszer addig dolgozott bennem, amíg a volt tanítvány elérkezett az egyetemi tanulmányok befejezésének 45. évfordulójához. A most, 2014-ben szervezett évfolyam találkozók részvevői...”

A jelenlegi kiadás Epilógusában Terplán Zénó fia, Terplán Kornél a következőket írta:

„Először is szeretnék Tóth László professzor úrnak – a beszélgetőpartnernek – köszönetet mondani. Fáradhatatlanul kutatta a lehetőségeket, miképpen lehet a könyv második kiadását változatlan szöveggel gazdagabbá, érdekesebbé és olvashatóbbá tenni. Ez a család teljes megelégedettségére tökéletesen sikerült neki. Szeretnék továbbá köszönetet mondani mindazoknak, akik közvetlenül és közvetve, ismerve és ismeretlenül a képanyagokkal, korrektúrákkal és a nyomtatással segítettek.

A könyv tartalma nem változott és mégsem vesztett aktualitásából 10+ év távlatából sem. Gazdag ez a tartalom, mely bemutatja az embert, az egyetemi tanárt, az akadémikust, a tudományos szervezőt, sportolót, apát, nagyapát és dédnagyapát.

Pontosan 14 év telt az első kiadás óta. Az élet rendje szerint azóta újabb dedunokák születtek, szám szerint négy. Ezt a négy fiút ő már sajnos nem ismerhette. A teljesség kedvéért néhány kiegészítést tettünk, melyek az első kiadás megjelenése, illetve apám halála utáni szakaszra esnek. Gondolok itt elsősorban a szoboravatásra és a jászberényi szakközépiskola névadására.

Miben segítenek a kérdések és válaszok a mai rohanó világban? Csak néhány példát szeretnék említeni. Az érettebb, tapasztaltabb szakembereknek türelmességet javasol, hiszen egy pályafutás alatt az elismerés későn is jöhet, de biztosan jön, továbbá hogy a sportszerűséget a sportból át lehet menteni a szakmai területekre is. Pályafutásuk kezdetén állóknak bátorságot és kalkulál-

ható kockázatvállalást sugall. Ő is elhagyhatta volna az országot háromszor, mégsem tette. Egyetemistáknak - a válaszok között olvasva - a szorgalmat és példaképek keresését javasolja. A példakép lehet a szakterületről, de lehet író, zenész, festő, akár politikus is. Mindig hasznos a tapasztalatcsere, főleg nemzetközi szinten. Iskolásoknak azt tanítja, hogy rendkívülien fontosak az alapok: írás, olvasás, számolás, beszéd; ez talán furcsán hangzik, de mérnököknek is kell tudnia

kommunikálni. Ehhez járul, hogy igen fiatal korban jöjjenek a nyelvek - főleg közeli országok és kontinensek nyelvei.

Mindig is a hagyományos családstruktúra fontosságát hangoztatta, melynek a keresztény értékek adják az alapokat. Saját életében is bizonyította a többgenerációs kapcsolatok és együttélés életképességét, beleértve anyóást, apóást, menyét és unokát. A nagy általánosságnak magas erkölcsi elvárások egész életen át való betartását hirdeti. Ehhez járul, hogy nem szabad függni politikai áramlatoktól. Sohasem volt lelkes, amikor a politika háttározta meg munkatársi függőségeit. Az emberi butaságot nehezen viselte el, mégis kevés kivételtől eltekintve, kereste az emberekben a jót és az értéket.

Mit tanultam és hasznosítottam én a saját életemben? Hallgattam a tapasztaltabbakra és meghallgattam véleményeket. Volt bőven, hiszen kb. 3000 személlyel dolgoztam tanácsadói pályám során. Ha valami nem sikerült, kerestem azonnal az okokat és saját magamnál kezdtem mindig. Tanultam a hibákból, korrigáltam, ha kellett és eljutottam az önmenedzselés egy elég magas fokára. Megkísérlettem a tapasztaltakat és tanultakat a következő generációknak továbbadni. Ahogy a kedves olvasó sejtí, nem mindig osztatlan sikerrel.

Egy gazdag élet és életmű, mely egy viharos történelmi korszakot ölel át, van a Tisztelt Olvasó kezében. Remélem örömük telt az olvasással.

Én is büszkén lapozgatom.

New York - München 2014 tavasza”

Rendkívül nagy örömmre szolgált az, hogy örökös tiszteletbeli elnökünk nevével fémjelzett díjat alapított szervezetünk, igazán kiváló szakembereknek adhatunk át. Álljon itt a díjazottak eddigi névsora:

- Döbröczöni Ádám (2010)
- Matolcsy Mátyás (2011)
- Rittinger János (2013)
- Ginsztler János (2014)
- Bánky Tamás (2014)

Az igazán olvasható és egyben informatív könyvet nagyon jó szívvel ajánlom mindazoknak, akik egy tartalmas élet egy-egy pillanatába szeretnének bepillantani.

Takács János
a GTE elnöke

GÉP

A GÉPIPARI TUDOMÁNYOS EGYESÜLET

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

SZERKESZTŐBIZOTTSÁG

Dr. Döbröczeni Ádám

elnök

Vesza József

főszerkesztő

Dr. Jármái Károly

Dr. Péter József

Dr. Szabó Szilárd

főszerkesztő-helyettesek

Dr. Barkóczi István

Bányai Zoltán

Dr. Beke János

Dr. Bercesy 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. Tímár Imre

Dr. Tóth László

Dr. Zobory István

TISZTELT OLVASÓ!

Csaknem negyedszázada, hogy Magyarországon a történelmi változásokat követve megindult a hazai ipar szerkezetének változása is. A korábbi meghatározó iparágak csaknem teljesen eltűntek, helyüket újak vették át, magukkal hozva az ipar embereivel szemben támasztott igények változását. A szakképzéstől a mérnökképzésig megváltoztak a követelmények. A kétlépcsős egyetemi képzés feladta a leckét: a gazdaság már a BSc-szinttől is azt várja, hogy a végzés után azonnal hadrafogható embereket kapjon, ugyanakkor mind az egyén, mind a szakma szempontjából fontos, hogy a későbbi – a jelenben még ismeretlen – követelményeknek is meg tudjon felelni a mérnök, aminek alapja a természettudományos ismeretek kellő mélységű elsajátítása. Az MSc képzés hivatott ez ismeretek kiterjesztésére. A tapasztalat szerint a frissen végzett mérnökök nagy többsége azonnal munkát vállal, nem túl sokan mennek tovább mesterképzésre.

A Műegyetem Budapesten több mint száz évvel ezelőtt magáévá tette a humboldti egyetemi eszmét, amely szerint egyetemen csak az taníthat, aki maga is aktív tudományos kutatómunkát végez, ugyanakkor az elméleti képzést kiegészítette a mesterségbeli tudás átadásával. Vagyis az elmélet és gyakorlat olyan egységét adta, amelyben benne volt a „hadrafoghatóság” mellett a mindenkori fejlődésre való alkalmasság is. Az elmélet és a gyakorlat alá-fölrendeltsége, egyensúlya mind a mai napig napirenden lévő kérdés, különösen a kétlépcsős képzés fényében.

Számos közhely közül erre vonatkozóan az egyik így szól: „nincs gyakorlatibb, mint egy jó elmélet”... Mind a Gépipari Tudományos Egyesület – több mint félszázados – múltjában, mind a GÉP folyóirat sok évtizedes szakmai tevékenységében föllelhető a törekvés az elmélet és gyakorlat egységének szolgálatára, így volt ez az ipar – utóbbi években bekövetkezett – átalakulása során is.

A lap e száma is számos tudományos ismeretet tartalmaz, remélhetőleg mind a ma tapasztaltabb szakemberei, mind a pályájuk elején járó fiatal mérnökök épülését szolgálva.

Dr. Döbröczeni Ádám

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

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

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

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

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

Kereskedelmi és Hitelbank: 10200830-32310236-00000000

Felelős kiadó: Dr. Igaz Jenő ügyvezető igazgató.

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

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

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

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

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

Előfizethető még közvetlenül a szerkesztőségben is.

INDEX: 25 343 ISSN 0016-8572

A megjelent cikkek lektoráltak.

A kiadvány a Nemzeti Kulturális Alap támogatásával jelenik meg.

TARTALOM

1. *Bodnár I.; Siménfalvi Z.:*
Plazmareaktor geometriai méreteinek a meghatározása egy t/nap kapacitás estén..... 5
A plazmatechnológia az egyik leghatékonyabb és leginkább környezetbarát szilárd hulladékfeldolgozási és energiahasznosítási módszer. A cikk egy napi egy tonna kapacitású plazmareaktor tervezési folyamatát mutatja be. A plazmareaktor geometriai jellemzőit egy sor körülmény befolyásolja.
2. *Hajdú S.; Czibere T.; Kalmár L.:*
A Betz – Lanchester - Zsukovszkij határról 11
A Betz – Lanchester - Zsukovszkij (röviden Betz) határ annak az energiamennyiségnek a felső határát definiálja, amely egy nyitott áramlásban hasznosítható teljesítménnyé konvertálható. Szerzők diagramokkal illusztráltnan összefoglalják a Betz-határhoz tartozó fogalmakat és leírják meghatározásának gondolatmenetét.
3. *Ecsedi I.; Baksa A.:*
Koncentrált nyomattékkal terhelt, rugalmasan ágyazott görbe rúd vizsgálata 15
E tanulmány rugalmas ágyazatra helyezett állandó görbületű rúd egy egyensúlyi feladatának megoldását ismerteti. Egy egyszerű, egydimenziós modell radiális elmozdulásának, a keresztmetszet elfordulásának és belső erőinek számítására alkalmas összefüggéseket vezetnek le. Az analitikus módszer alkalmazását egy numerikus példa szemlélteti.
4. *Farkas J.; Jármái K.:*
Hegesztett kivágó prés optimális méretezése..... 19
A kivágó présgép asztal egy speciális hegesztett szerkezet, amely egy szekrény-szelvényű gerendából és ortogonális merevített felső övlemezéből áll. Szerzők a szerkezet optimalizálását végzik el számos tervezési korlátozó feltétel alkalmazásával. Az optimalizált szerkezettel az eredetihez képest jelentős tömegcsökkenés és költségmegtakarítás érhető el.
5. *Marcsák G. Z.; Jármái K.:*
Feltételes szerkezetoptimalizációs problémák megoldása heurisztikus módszerekkel 25
Szerzők a feltételes szerkezetoptimalizációhoz egy általuk fejlesztett heurisztikus algoritmus gyűjteményt használnak. A heurisztikus algoritmus gyűjtemény folyamatos fejlesztés alatt áll. A cikk a gyűjteményben rejlő sokszínű felhasználási lehetőségeket mutatja be.
6. *Mikáczó V.; Szepesi L. G.:*
A nyomásidő függvény elméleti vizsgálata gázrobbanás esetén 33
Gázrobbanás során a gyújtóforrás közelében egy ún. lángfront alakul ki. A lángfront az idő függvényében egy meghatározott sebességgel terjed. A cikk egy olyan számítási módszert mutat be, amellyel egy gömbtartályban bekövetkező gázrobbanás esetén a nyomásidő függvény az égéssébségre alapozottan számítható.
7. *Farkas B.:*
Hőszivattyúkhöz tervezett új típusú forgódugattyús kompresszor numerikus áramlástani szimulációja 37
Szerző röviden összefoglalja forgódugattyús kompresszorok mérésével és modellezésével kapcsolatos, a szakirodalomban fellelhető eredményeket. Bemutatja, hogy egy numerikus áramlástani szoftverrel és az ehhez kapcsolt dinamikus hálózati módszerek alkalmazásával hogyan modellezhető egy ilyen kompresszor működése.

PLAZMAREAKTOR GEOMETRIAI MÉRETEINEK A MEGHATÁROZÁSA EGY T/NAP KAPACITÁS ESETÉN

DESIGNING A TON PER DAY CAPACITY PLASMA REACTOR

Bodnár István, Dr. Siménfalvi Zoltán***

ABSTRACT

This paper presents the geometrical planning of the plasma reactor in case of one ton per day capacity. Plasma technology has been demonstrated in recent studies as one of the most effective and environmentally friendly methods for solid waste treatment and energy utilization. In connection with plasma technology, the elimination of hazardous waste is done by oxidation, and in this reduction method the goal is to extract raw material. Plasma technology is the least-known process.

1. BEVEZETÉS

A hulladékgazdálkodásban jellemzően hagyományos égetéses technológiákat alkalmaznak. A napjainkban működő mintegy 2400 égetőmű 95 %-a üzemel ezzel a megoldással. A plazmatechnológia részaránya még a 0,5 %-ot sem éri el. A hagyományos, gyakran már elavult és korszerűtlen technológiák jelentős környezetkockázati tényezővel rendelkeznek, ezért egyre sürgetőbbé vált az alternatív megoldások kutatása és fejlesztése. A folyamatos fejlesztéseknek köszönhetően az 1973-ban megalkotott, és évtizedekig csak elméletben létező plazmatechnológia, mostanra bebizonyította, hogy valós megoldást jelent korunk hulladékkezelési problémáinak enyhítésére. E technológia első sorban veszélyes hulladékok energiatermeléssel egybekötött ártalmatlanítására szolgál, de alkalmazható nem veszélyes hulladékok esetén is. A következőkben egy ipari hulladékot feldolgozó plazmareaktor geometriai méreteinek a meghatározása kerül bemutatásra.

2. PLAZMATECHNOLÓGIA SZEREPE A HULLADÉKOK ENERGETIKAI CÉLÚ HASZNOSÍTÁSÁBAN

A hulladékok energetikai célú hasznosítására szolgáló eljárások közül, az előnyös környezetvédelmi tulajdon-

** PhD hallgató, Miskolci Egyetem, Energetikai és Vegyipari Gépészeti Intézet, Vegyipari Gépészeti Intézet Tanszék*

*** intézetigazgató, egyetemi docens, Miskolci Egyetem, Energetikai és Vegyipari Gépészeti Intézet, Vegyipari Gépészeti Intézet Tanszék*

ságai miatt kiemelkedik a plazmatechnológia. A plazmatechnológia egy erre a célra megfelelően kialakított plazmareaktorban valósítható meg. A technológia és a reaktorok fejlesztése jelenleg az USA-ban, Oroszországban és Japánban a legintenzívebb. Egy amerikai fejlesztésű, harmadik generációs reaktor elvi felépítését és működtetését az 1. ábra szemlélteti.



1. ábra: Harmadik generációs plazmareaktor elvi felépítése és működése [Westinghouse Plasma Co.]

Megfigyelhető, hogy a reaktor három jól elhatárolható térrészre osztható, és lefelé szűkülő kialakítású. A felső

térrész a szintézisgáz-gyűjtő rész, amely térfogata a reaktor térfogatának mintegy kétharmadát teszi ki. A középső rész a hulladéktér, amely fogadja a feladott hulladékot és a felszálló szintézisgáz felhasználásával azt előmelegíti. A segédgáz bevezető csökjai is itt helyezkednek el. A segédgáz előmelegítéséről a szintézisgáz hűtéséből származó hő gondoskodik. A harmadik térrész az olvadt salak gyűjtésére szolgál. A plazmafáklya a salakgyűjtő rész felső részén helyezkedik el. A reaktor belső felületei hőálló kerámiaszigeteléssel vannak ellátva. A plazmaív hatására az ívtérben elhelyezkedő hulladék kémiai alkotórészeire bomlik és a megmaradási törvényeknek megfelelően olyan kémiai vegyületekké állnak össze, amelyek egy része gáz fázisban távozik, maradék része pedig olvadt állapotban hagyja el a reaktort. A keletkező szintézisgáz hidrogénben és szén-monoxidban gazdag gázelegy, amely így energia-hordozóként hasznosítható. Az alkalmazott segédgáz összetétele és mennyisége az ártalmatlanítani kívánt hulladék kémiai összetételétől, első sorban annak hidrogén- és szénvegyület tartalmától, másrészt az alkalmazott segédgáz összetételétől és mennyiségétől függ. A segédáramok megválasztásánál az energiamaximumra kell törekedni, ez akkor következik be, ha a keletkező szintézisgáznak maximális a H₂ és a CO tartalma [1].

3. PLAZMAREAKTOR MÉRETEZÉSE

3.1. Plazmareaktor szükséges térfogatának meghatározása

A vizsgálathoz feltételezzük, hogy az ipari üzem naponta átlagosan egy tonna hulladékot termel. A hulladék elszállíttatása és kezelése jelentős kiadást jelent a vállalat számára, ezért a vezetőség úgy döntött, hogy a hulladékot helyben fogják ártalmatlanítani. Ezt a lehetőségekhez mérten energiatermeléssel egybekötve szeretnék megvalósítani. A vizsgált termikus ártalmatlanítási eljárások közül környezetvédelmi, energia-hatékonysági és gazdaságossági szempontok alapján a plazmatechnológia bizonyult optimális megoldásnak, ezért egy plazmareaktor kerül megtervezésre. A napi hulladékkapacitásból kiszámolható a tömegáram, ami alapján az ismert geometriai hasonlósági feltételek felhasználásával meghatározhatók a plazmareaktor geometriai méretei. Mivel a plazmatechnológiát napi 20 órán (t') keresztül szeretnék üzemeltetni, ezért a tömegáram számítása során ez az érték lesz a mérvadó. Ennek megfelelően a tömegáram:

$$\dot{m}_h = \frac{\dot{Q}}{t'} = 50 \frac{kg}{h} \quad (1)$$

Az előzetes vizsgálatok alapján a felaprított hulladék átlagos sűrűsége $\bar{\rho}_{ah} = 500 \frac{kg}{m^3}$ ($\pm 10\%$).

Ezek alapján a feladásra került hulladék térfogatára közvetlenül számítható:

$$\dot{V}_h = \frac{\dot{m}_h}{\bar{\rho}_{ah}} = 0,1 \frac{m^3}{h} \quad (2)$$

A reaktor hulladéktere az óránként feladott hulladék és a segédgáz térfogatával fog megegyezni, mert a technológiai paraméterek miatt, egy órára elegendő működést biztosító hulladéknak kell egyszerre a reaktorban tartózkodni, az hulladék adagolása pedig folyamatos. A hulladék térfogatából adódó elméleti térfogatrész:

$$V_{\text{hulladéktér}'} = V_h = 0,1 m^3 \quad (3)$$

A 3000 °C hőmérsékleten végzett plazmatechnológiánál az adott hulladék tömegcsökkenésének mértéke $\Delta m_h = 0,8$; (a hulladék hamutartalmának és a hamuolvadás alapján) ez azt jelenti, hogy a hulladék 80 százaléka átlép gáz fázisba. Ennek megfelelően a keletkező szintézisgáz tömegárama:

$$\dot{m}_{szg} = \Delta m_h \cdot \dot{m}_h = 40 \frac{kg}{h} \quad (4)$$

A szintézisgáz átlagos sűrűsége szobahőmérsékleten (20 °C) $\bar{\rho}_{szg} = 0,66 \frac{kg}{m^3}$, de a gáztérben uralkodó hőmérséklet 950 °C – a szintézisgáz reaktort ezen a hőmérsékleten hagyja el – ezért ezt a térfogatszámítás során figyelembe kell venni. A szintézisgáz térfogatára szobahőmérsékleten:

$$V_{szg20^\circ C} = \frac{\dot{m}_{szg}}{\bar{\rho}_{szg}} = 1,68 \cdot 10^{-2} \frac{m^3}{s} \quad (5)$$

A reaktorban állandó értéken kell tartani a nyomást, így a szintézisgáz térfogatára a kilépési hőmérsékleten a gáztörvény felhasználásával adódik:

$$V_{szg950^\circ C} = \frac{T_2}{T_1} \cdot V_{szg20^\circ C} = 0,798 \frac{m^3}{s} \quad (6)$$

A szintézisgáznak 2 másodpercet kell eltöltenie a reaktorban (kémiai kötések kialakulása miatt), ezért a gáztér térfogata a másodpercenként keletkező szintézisgáz térfogatának a kétszeresével lesz egyenlő [2].

$$V_{\text{gáztér}} = 2 \cdot V_{szg950^\circ C} = 1,596 m^3 \quad (7)$$

A technológiát elhagyó üvegesedett salak tömegárama két féle módon számítható ki, egyrészt a tömegmérlegből, másrészt pedig a hulladék tömegcsökkenésének mértékéből adódó konstans felhasználásával.

$$\dot{m}_s = \dot{m}_h - \dot{m}_{szg} = (1 - \Delta m_h) \cdot \dot{m}_h = 10 \frac{kg}{h} \quad (8)$$

Az üvegesedett salak átlagos sűrűsége $\bar{\rho}_{üs} = 3000 \frac{kg}{m^3}$ (megszilárdult állapot). Mivel a salak olvadt állapotban

távozik a reaktorból, ezért a két halmazállapot közötti térfogatkülönbséget a viszkozitások hányadosával veszem figyelembe. Az olvadt salak hőmérséklete kilépéskor megegyezik a salaktérben uralkodó átlagos hőmérséklettel (1650°C), így az olvadt salak térfogatára:

$$V_{os} = \frac{\dot{m}_s}{\bar{q}_{üs}} \cdot \left(\frac{\eta_{sz}}{\eta_f} \right)^{0,14} = 4,732 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{h} \quad (9)$$

A reaktor salakterének a térfogata az egy óra alatt keletkező olvadt salak térfogatával egyezik meg:

$$V_{salaktér} = V_{os} = 4,732 \cdot 10^{-3} m^3 \quad (10)$$

A plazmatechnológia segédgázt igényel, ami a hulladék összetételének függvényében tiszta oxigén és levegő megfelelő arányú keveréke. Alkalmazható például vízgőz, vagy szén-dioxid és tiszta oxigén keveréke is, azonban ezek üzemeltetési költség-növelő hatása jelentősebb, mint amilyen mértékben növelhető velük a szintézisgáz energiataralma. A segédgáz tömegárama $\dot{m}_{sg} = 5,5 \frac{kg}{h}$ a technológia sajátjaiból adódóan. A segédgáz sűrűsége 20 °C-on $\rho_{sg} = 1,274 \frac{kg}{m^3}$. A hatékonyság érdekében a segédgázt 120 °C hőmérsékletre elő kell melegíteni. A térfogatáram az előzőekhez hasonlóan pedig a következő értékre adódik:

$$V_{sz20°C} = \frac{\dot{m}_{sg}}{\rho_{sg}} = 1,2 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{s} \quad (11)$$

$$V_{sg120°C} = \frac{T_2}{T_1} \cdot V_{sz20°C} = 7,2 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{s} \quad (12)$$

A segédgáz a hulladéktérbe történő bevezetése a hulladéktér térfogatát növeli:

$$V_{hulladéktér}'' = V_{sg120°C} = 7,2 \cdot 10^{-3} m^3 \quad (13)$$

Végül a reaktor hulladékterének a térfogata:

$$V_{hulladéktér} = V'_{hulladéktér} + V''_{hulladéktér} = 0,1072 m^3 \quad (14)$$

Mivel a segédgáz térfogata két nagyságrenddel kisebb, mint a hulladéké, ezért az elhanyagolható, de a számítási módszer bemutatása érdekében nem hanyagoltuk el.

A reaktor elméleti térfogata az elmondottak alapján a három térrész térfogatának összegéből adódik:

$$V_{reaktor\ elméleti} = V_{hulladéktér} + V_{salaktér} + V_{gáztér} = 1,707932 m^3 \quad (15)$$

Megfigyelhető, hogy a gáztér térfogata a legnagyobb, a teljes elméleti térfog 93,45 %-át teszi ki. A másik két térrész térfogata akár el is hanyagolható mellette. A

reaktor tényleges térfogata egy konstanssal szorzóval nagyobb, mint az elméleti. A szorzótényező a feladásra kerülő hulladék sűrűségváltozásából adódik. Mivel a hulladék sűrűségének változása ± 10 %-os tartományban található, ezért a konstans tényező értéke $C_\rho = 1,1$. Ennek megfelelően a reaktor tényleges térfogata:

$$V_{reaktor\ tényleges} = C_\rho \cdot V_{reaktor\ elméleti} = 1,878252 m^3 \quad (16)$$

A térfogatok kiszámítására azért van szükség, mert ez alapján lehet meghatározni a reaktor geometriai méreteit. A térfogatok azonosságának elve alapján először a reaktor három részének elméleti térfogatát tudtuk kiszámolni, azok felhasználásával pedig a reaktor teljes térfogatát. A reaktor geometriai méreteinek az arányából most már meghatározhatók a főbb méretek.

3.2. Geometriai hasonlósági feltételek

A reaktor jellemző geometriai méreteit és az azok között fennálló hasonlóságokat a 2. ábra, és a 17-22 jelű képletek szemléltetik.

$$h_k = h_a = d_a \quad (17)$$

$$h_f = 3 \cdot h_k = 3 \cdot h_a = 3 \cdot d_a \quad (18)$$

$$d_k = 2 \cdot d_a \quad (19)$$

$$d_f = 1,5 \cdot d_k = 3 \cdot d_a \quad (20)$$

$$h_{ab} = \frac{h_f}{2} = \frac{3 \cdot h_k}{2} = \frac{3 \cdot h_a}{2} = \frac{3 \cdot d_a}{2} \quad (21)$$

A geometria hasonlóságon kívül figyelembe kell venni még egy úgynevezett térfogati feltételt és további két úgynevezett szögfeltételnek is teljesülnie kell:

$$V_{hulladéktér\ tényleges} + V_{salaktér\ tényleges} < 3 \cdot (V_{hulladéktér} + V_{salaktér}) \quad (22)$$

$$\alpha < 30^\circ \text{ és } \beta < 20^\circ$$

Ennek megfelelően csak a salakgyűjtő térrész (alsó térrész) átmérőjét (d_a) kell kiszámolni, és a többi geometriai mért az előbb említett hasonlóságok alapján meghatározható. A számítás során a térfogat-egyenlőség tételéből indulunk ki és alkalmazzuk a geometriai hasonlósági feltételeket, amit a 24 jelű képletben összegeztünk. A képlet felírásával és átrendezésével közvetlenül megkapjuk az alsó térrész átmérőjét:

$$V = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot h \Rightarrow V_{\text{reaktor tényleges}}$$

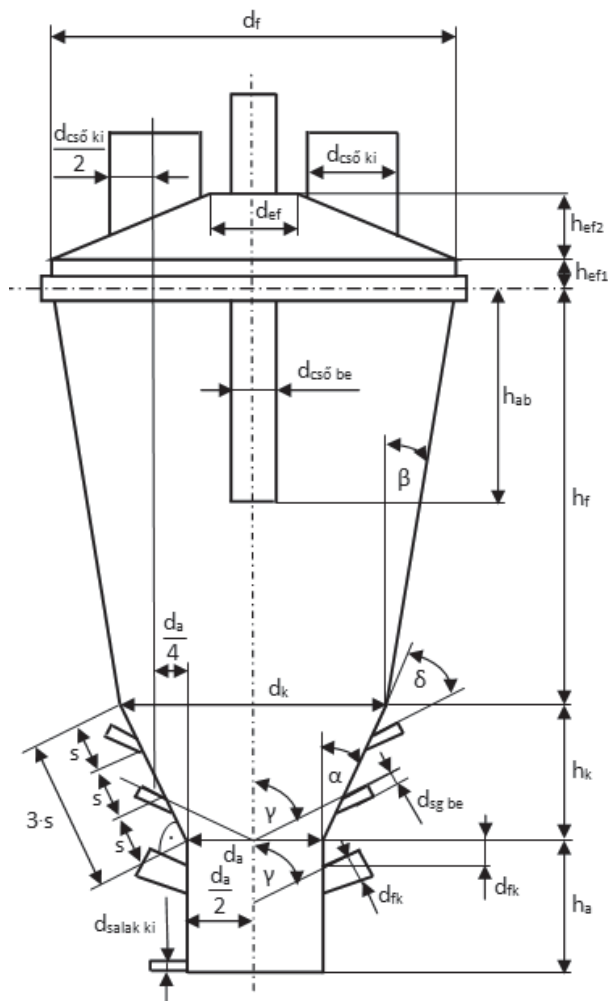
$$= \frac{d_a^2 \cdot \pi}{4} \cdot d_a + \frac{(1,5 \cdot d_a)^2 \cdot \pi}{4} \cdot d_a$$

$$+ \frac{(2,5 \cdot d_a)^2 \cdot \pi}{4} \cdot 3 \cdot d_a$$

$$= 1,878252 \text{ m}^3 \quad (23)$$

$$d_a = 0,5062 \text{ m} \approx 506 \text{ mm} \quad (24)$$

Abban az esetben, ha ezt az értéket a könnyebb kezelhetőség érdekében lekerekítjük 500 mm-re, akkor is kisebb, mint 2 %-os hibával számoltunk.



2. ábra: Plazmareaktor főbb méretei, valamint a geometriai hasonlósági feltételek

A geometriai azonosságok felhasználásával a reaktor geometriai méreteire rendre a következők adódtak:

$$h_k = h_a = d_a = 506 \text{ mm} \quad (25)$$

$$h_f = 3 \cdot h_k = 3 \cdot h_a = 3 \cdot d_a = 1518 \text{ mm} \quad (26)$$

$$d_k = 2 \cdot d_a = 1012 \text{ mm} \quad (27)$$

$$d_f = 1,5 \cdot d_k = 3 \cdot d_a = 1,5 \cdot 1012 \text{ mm}$$

$$= 1518 \text{ mm} \quad (28)$$

$$h_{ab} = \frac{h_f}{2} = \frac{3 \cdot h_k}{2} = \frac{3 \cdot h_a}{2} = \frac{3 \cdot d_a}{2} =$$

$$= 759 \text{ mm} \quad (29)$$

Ellenőrizni kell, hogy a térfogati (22 jelű képletbe való behelyettesítés) és a szögfeltételek teljesülnek-e. A térfogati feltétel:

$$0,3307 \text{ m}^3 < 0,3358 \text{ m}^3 \quad (30)$$

A térfogati feltétel tehát teljesül. A két szögfeltétel pedig szintén teljesül (31 és 32 képletek):

$$\alpha < 30^\circ \text{ és } \beta < 20^\circ$$

$$\alpha = \arctg \left(\frac{d_a}{h_k} \right) = 26,57^\circ < 30^\circ \quad (31)$$

$$\beta = \arctg \left(\frac{d_k}{h_f} \right) = 18,43^\circ < 20^\circ \quad (32)$$

A hulladék bevezető cső és a szintézigáz kivezető cső átmérőjének meghatározására a következő összefüggések állnak a rendelkezésünkre:

$$d_{cső\ be} = \frac{d_a}{3} = 168,66 \text{ mm} \approx 169 \text{ mm} \quad (33)$$

$$d_{cső\ ki} = 2 \cdot d_{cső\ be} = \frac{2 \cdot d_a}{3} = 338 \text{ mm} \quad (34)$$

Az olvad salakot elvezető cső átmérője:

$$d_{salak\ ki} = \frac{d_a}{10} = 50,6 \text{ mm} \approx 51 \text{ mm} \quad (35)$$

A segédgáz bevezető csonkok belső átmérője pedig megegyezik a salakelvezető csonk átmérőjével:

$$d_{sg\ be} = d_{salak\ ki} = \frac{d_a}{10} = 50,6 \text{ mm} \approx 51 \text{ mm} \quad (36)$$

A segédgáz bevezető csonkokhoz tartozó szögfeltételek pedig:

$$\gamma = 63,5^\circ \pm 1,5^\circ$$

$$\delta = \gamma - \alpha = 36,93^\circ \quad (37)$$

Végezetül pedig négy kiegészítő feltételt kell figyelembe venni az edényfenékre vonatkozóan. Ezek az úgynevezett szimmetria feltételek.

$$d_{ef} = d_{cső\ ki} = 169 \text{ mm} \quad (38)$$

$$h_{ef1} = \frac{d_a}{3} = d_{cs\acute{o} be} = 169mm \quad (39)$$

$$h_{ef2} = \frac{d_a}{2} = d_{cs\acute{o} be} = 253mm \quad (40)$$

A szintézisgáz kivezető csónkjának szimmetriatengelye megegyezik a hulladéktér salaktértől (gáztértől) mért középvonalával.

Végül a napi hulladék-feldolgozó kapacitás alapján kiválasztjuk a plazmafáklyát, aminek az átmérője katalógusból olvasható le [3]. A plazmafáklyára vonatkozó szögfeltétel megegyezik a segédgáz bevezetőhöz tartozó első szögfeltétellel.

$$d_{fk} = 89mm$$

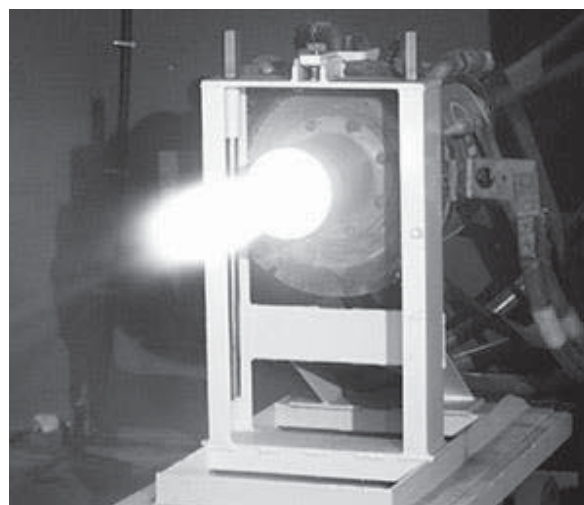
1. táblázat: Plazmareaktor főbb méretei

Geometriai méret	Jele	Mértéke
Alsó térrész (salaktér) átmérő	d_a	506 mm
Középső térrész (hulladéktér) átmérő	d_k	1012 mm
Felső térrész (gáztér) átmérő	d_f	1518 mm
Salakelvezető cső átmérője	$d_{salak ki}$	51 mm
Segédgáz bevezető csövek átmérője	$d_{sg be}$	51 mm
Hulladék bevezető cső átmérője	$d_{cs\acute{o} be}$	169 mm
Szintézisgáz kivezető csövek átmérője	$d_{cs\acute{o} ki}$	338 mm
Edényfenék felső átmérője	d_{ef}	169 mm
Plazmafáklya átmérője	d_{fk}	89 mm
Alsó térrész (salaktér) magassága	h_a	506 mm
Középső térrész (hulladéktér) magassága	h_k	506 mm
Felső térrész (gáztér) magassága	h_f	1012 mm
Hulladék bevezető cső belógása	h_{ab}	759 mm
Edényfenék állandó keresztmetszetű magassága	h_{ef1}	169 mm
Edényfenék változó keresztmetszetű magassága	h_{ef2}	253 mm
Hulladéktér rézsűszöge	α	26,57°
Gáztér rézsűszöge	β	18,43°
Segédgáz bevezető csövek dőlésszöge	γ	63,5°
Plazmafáklya dőlésszöge	δ	36,93°
A reaktor tényleges térfogata	$V_{reaktor tényleges}$	1,878 m ³

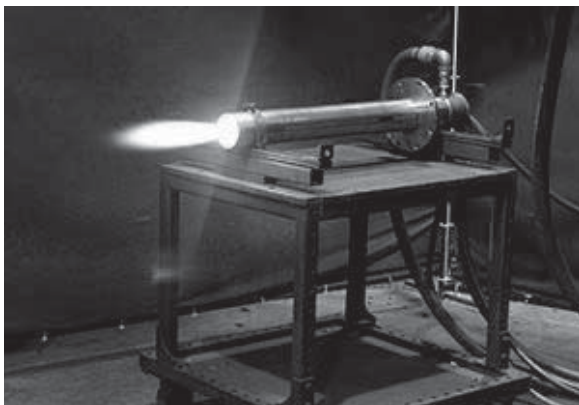
A reaktorban uralkodó nyomás 1 bar_a, a maximálisan megengedett üzemi nyomás 1,5 bar_a (a maximálisan megengedett túlnyomás 0,5 bar_g). A plazmatechnológia évi kihasználtsága 75,34 %. Az üzem éves szinten 35 napot áll karbantartási munkálatok miatt, ezért azokban az időszakokban a termelés hiányában hulladék is csak kis mértékben keletkezik, így ekkor el lehet végezni a plazmatechnológia berendezéseinek a karbantartását is.

4. A PLAZMA ÉS A PLAZMAFÁKLYA

A plazmafáklya, vagy másneven a plazmaégő a plazmatechnológia működésének egyik alappillére. A plazma a fizikában és a kémiában ionizált gázt jelent és gyakran a negyedik halmazállapotnak nevezik. A látható világegyetem csaknem 99 %-a ebben a halmazállapotban van. Az ionizált állapot azt jelenti, hogy az anyagot alkotó atomokról egy vagy több elektron leszakad, és így a plazma ionok és szabad elektronok keveréke lesz. Mivel az elektronok már nem lesznek az atomokhoz kötve, hanem szabadon mozoghatnak a plazmában, a plazma elektromosan vezetővé válik és az elektromágneses mezőkkel kölcsönhatásba lép. A plazma kinetikus hőmérséklete és sűrűsége széles tartományban változhat (10⁴-10⁹ K; 10⁵-10³³ részecske/m³). Elektromos és mágneses térrel a plazma tulajdonságai térben és időben szabályozhatók. Mivel a plazma minden esetben jóval forróbb a szilárd anyagok által kezelhető kb. 3.000 °C-nál, ezért kezelése mágneses és ritkábban elektromos térrel történik [4]. A mérnöki gyakorlatban alkalmazott plazmán alapuló technológiák esetében a plazma maghőmérséklete nem haladja meg az 5.500 °C-t. A megtervezésre került plazmatechnológiájú hulladékártalmatlanító rendszernél, a plazma maghőmérséklete 3.000 °C, ami villamos ívvel létrehozott, mágneses tér segítségével irányított, és ellenőrzött körülmények között működő ionizált gázsugár. A plazmafáklya működésére mutat példát a 3. és a 4. ábra.



3. ábra: Plazmafáklya [Westinghouse Plasma Co.]



4. ábra: Plazmafáklya [Westinghouse Plasma Co.]

5. CÉLKITŰZÉSEK: ÁRAMLÁSI- ÉS HŐTANI VISZONYOK MODELLEZÉSE

A jövőbeli célkitűzések között szerepel, hogy megvizsgáljuk a megtervezett plazmareaktor áramlási- és hőtani viszonyait. Az áramlási viszonyok modellezése során négy anyagáramlási tényezőt szükséges figyelembe venni. Az első kettő bemenő anyagáram: a hulladékbetáplálás és a segédgáz bevezetés, a második kettő kimenő anyagáram: a szintézisgáz kivezetés és az olvadt salak elvezetés. A gázáramokba a hőtani viszonyok is szerepet játszanak, ezért a két modell egymástól nem elkülöníthető. A hőtani modell elkészítéséhez az egyetlen hőforrást, a plazmafáklyát (plazmaégetőt) kell kiindulási alapként tekinteni. A plazmaív hőmérséklet-eloszlásának ismeretében a modell numerikus szimulációk segítségével elkészíthető.

6. ÖSSZEFOGLALÁS

A hulladékok plazmatechnológiával történő kezelése első sorban, az USA-ban és Kínában alkalmazott módszer. Egy reaktor tervezése, geometriai méreteinek a meghatározása során számos szempontot figyelembe kell venni. Ilyen szempont például a feladott hulladék sűrűsége és változásának intervalluma, vagy éppen a hamutartalma. Technológiai oldalról az üzemi hőmérséklet, a hőmérséklet-eloszlás a reaktorban, valamint a keletkező végtermékek hőmérsékletei, sűrűségváltozásai. Mindezek figyelembevétele jelentősen megnehezíti a számítás menetét, ezért a tervezés során bizonyos elhanyagolásokkal élnünk kell. Például elhanyagolható a segédgáz hatása, ami még egy százalékot sem ér el. A méretezés során hasonlósági kritériumokat alkalmazunk. A legfontosabb és egyben a kiindulásul szolgáló szabály a térfogat egyenlőség tétele, ezt követik a geometriai hasonlósági feltételek, amik a szimmetria és szögfeltételekkel együtt biztosítják a megfelelő működéshez szükséges paramétereket. E feltételek első sorban a reaktor térrészeinek az átmérői és magasságai

között teremtenek kapcsolatot. Kiegészítő feltételként a rézsűszögek és a szimmetriatengelyek jelennek meg. Továbbá szintén fontos a reaktor áramlási- és hőtani viszonyai. A geometriai hasonlóság bizonyos hulladék-kapacitáson túl már nem kielégítően alkalmazható számítási módszer. Bizonyos átmérőket meghaladva a reaktor belső felületei nagymértékben és nem arányosan változnak, aminek következtében a reaktor áramlási és hőtani képe megváltozik, a rendszer hatékonyságának csökkenését vonva mag után. Ezekben az esetekben megoldásként az üzemi nyomást növeljük. A nyomás növelésével a gáztér elméletileg szükséges térfogata lecsökken, aminek a következtében a térfogat-egyenlőségi tétel és a geometriai hasonlósági kritériumok alkalmazásával a reaktor méretei és a belső felülete is csökken. A felület csökkentésével az áramlási- és a hőtani viszonyok visszaállíthatók. A gyakorlatban megengedhető legnagyobb üzemi nyomás 20 bar, amit a berendezés nagy hőmérsékleten viszonylag csekély teherviselő képessége és a kiszolgáló rendszerek (hulladékadagoló) korlátoznak. A nyomásnövelés miatt előfordulhat, hogy két azonos méretű reaktornak különböző a feldolgozó kapacitása.

A feladásra került hulladék 1 tonnás napi kapacitás esetén 1,878 m³ térfogatú plazmareaktort igényel. A legkisebb átmérője 506 mm, a legnagyobb 1518 mm. A magassága 2446 mm, ami még nem tartalmazza a hulladék bevezető, valamint az olvadt salak és a szintézisgáz kivezető csővezetékek magasságát. Mindezek figyelembe vételével a plazmareaktor teljes magassága meghaladhatja a 3 métert is.

7. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

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

8. FELHASZNÁLT IRODALOM

- [1] BODNÁR I.: A hulladék, mint másodnyersanyag, és mint kimeríthetetlen megújuló energiaforrás. GÉP magazin. A Gépipari Tudományos Egyesület Műszaki Folyóirata. LXIV. évfolyam 5. sz. 2013, pp. 3-10.
- [2] 3/2002. (II. 22.) KÖM Rendelet: A hulladékok égetésének műszaki követelményeiről, működési feltételeiről és a hulladékégetés technológiai kibocsátási határértékeiről.
- [3] Westinghouse Plasma Corporation a division of Alter NRG Corp: Westinghouse Plasma Torches.
- [4] BUDÓ Á., PÓCZA J.: Kísérleti Fizika I.-II. Tankönyvkiadó, Budapest 1981.

A BETZ- LANCHESTER-ZSUKOVSKIJ-HATÁRRÓL

ON THE BETZ- LANCHESTER-JOUKOWSKY LIMIT

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

ABSTRACT

Everyone who is involved in the utilization of renewable energy is familiar with the so-called Betz limit. It defines the upper limit to the amount of energy in the open flow that can be converted to usable power. Work is done on an „actuator disc” when there is a change in the kinetic energy of the flow passing through the disc plane. If there is no change in velocity, no energy is transferred to the actuator and the efficiency is zero. As to the other extreme, if the velocity is reduced to zero, then the mass flow is also zero and no work is done. Again the efficiency is zero. Between these extremes we would expect to find a velocity ratio across the actuator disc for which the conversion efficiency is maximum. The paper is about the derivation of this limit using a homogeneous approach.

1. BEVEZETÉS

Az áramló munkaközegből történő energiakinyerés igen egyszerű technológiával is megvalósítható vezető csatornák nélküli, az áramló közegben elhelyezkedő, szabadon álló járókereket alkalmazó géppel. Az ilyen módon megvalósított energiatermelés eredete nagyon régi és a szélérő hasznosításához kötődik.

A szélérő kiválóan alkalmazható malmok működtetésére és víz áttemelésre, mivel ezek tipikusan helyhez kötött alkalmazások és ezekben az esetekben alig van jelentősége annak, hogy a „szélérőmű” kimenő teljesítménye átlagosan kicsi és nagymértékben ingadozik, gyakran nulla.

A szélérővel kiváltható biológiai erőforrások felszabadulása révén keletkező előnyök önmagukban is elegendő hajtóerőt képviseltek a szélérő kiterjedt felhasználására.

A szélérő hasznosítás tökéletesítésének a problémája folyamatosan a „levegőben volt”, ezért már az áramlástan

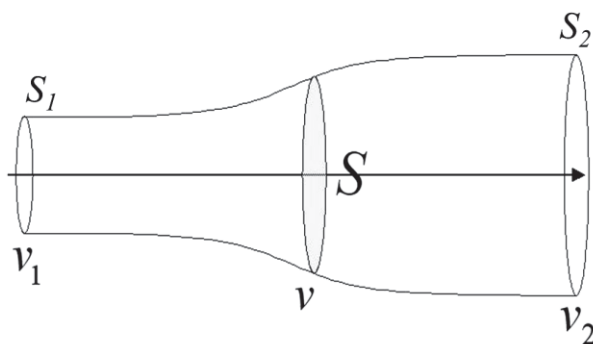
korai nagy teoretikusai is érdemben foglalkoztak a kérdéskörrel.

A múlt század elején három jelentős európai aerodinamikai iskolához tartozó tudós foglalkozott az áramló közeg mozgási energiája hasznosításával kinyerhető mechanikai teljesítmény elméleti maximumának a meghatározásával: Albert Betz (Ludwig Prandtl tanítványa és később munkatársa) [1], Frederick W. Lanchester Angliában, és Zsukovszkij. A [2] és [3] irodalom a többi között a történeti háttér részletes áttekintését is tartalmazza.

A probléma megoldására (a kinyerhető energiahányad elméleti felső korlátjára) Oroszországban mint Zsukovszkij-limitre, mindenhol másutt mint Betz-limitre hivatkoznak. A szakirodalomban azonban gyakori mindhárom tudós nevének az együttes említése is.

Cikkünkben bemutatjuk a Betz-limit meghatározását. A gondolatmenethez kapcsolódó fogalmak rendszerének az áttekintését alkalmasan szerkesztett diagramokkal segítjük. A diagramok a fogalmak logikai rendszere szerint kapcsolódnak egymáshoz, ami javítja az áttekinthetőséget és lényegesen csökkenti a hasonló fogalmak keveredése miatti félreértelmezések lehetőségét.

2. A MODELL



1. ábra. Jelölések. Az aktuátor helyén az áramcső keresztmetszete S , az itt érvényes sebesség v . A be- és a kilépés (jelölés: 1 és 2) keresztmetszeteiben az áramlás axiális

* doktorandusz

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

** Akadémikus, Professzor Emeritus

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

*** egyetemi docens

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

A levezetés egydimenziós áramlást, sűrűségmentes és összenyomhatatlan közeget tételez fel (a sűrűség állandó), valamint az áramlásban hőtranszport nincs. A kapott eredmény ennek megfelelően egyaránt érvényes levegő és víz munkaközeg esetére is.

A mechanikai teljesítmény kinyerésének a módjára semmilyen feltételezést sem teszünk. A levezetés feltételezése szerint a kinyert mechanikai munka fedezete a közeg mozgási energiájának a csökkenése egy idealizált „aktuátor” révén. A közelebről meg nem határozott „aktuátor” szó használatával utalunk arra, hogy a gondolatmenetben alkalmazott modell nem foglalkozik az energiaátalakítás folyamatának a részleteivel.

Az ellenőrző felület által bezárt térfogat tartalmazza a kontinuitási feltétel teljesítéséhez szükséges áramcsövet és magát az aktuátort.

A fenti feltételek szerint az áramcsőben a ρ sűrűségű közeg tömegárama állandó (1).

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \text{const} \\ \rho \cdot S_1 \cdot v_1 &= \rho \cdot S \cdot v = \rho \cdot S_2 \cdot v_2 \end{aligned} \quad (1)$$

A közeg kinetikai energiájának a kinyerése úgy értelmezhető ebben a modellben, hogy az aktuátor fékezi a közeget (2).

$$\begin{aligned} v_1 &> v > v_2 \\ S_1 &< S < S_2 \end{aligned} \quad (2)$$

A közeg sebességének a megváltozásához szükséges erő (3):

$$F = m \cdot \frac{dv}{dt} = \dot{m} \cdot \Delta v = \dot{m} \cdot (v_1 - v_2). \quad (3)$$

Az energia időegységre eső megváltozása az áramvonal mentén (az áramló közeg által képviselt teljesítmény) (4):

$$\begin{aligned} dE &= F dx \\ P &= \frac{dE}{dt} = F \cdot \frac{dx}{dt} = \rho \cdot S \cdot v^2 \cdot (v_1 - v_2). \end{aligned} \quad (4)$$

Az áramló közeg mozgási energiájának időegységre eső átlagos megváltozása (5):

$$\begin{aligned} P &= \frac{\Delta E}{\Delta t} = \frac{\frac{1}{2} \cdot m \cdot v_1^2 - \frac{1}{2} \cdot m \cdot v_2^2}{\Delta t} \\ P &= \frac{1}{2} \cdot \dot{m} \cdot (v_1^2 - v_2^2) \\ P &= \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S \cdot v \cdot (v_1^2 - v_2^2). \end{aligned} \quad (5)$$

A (4) és az (5) szerint meghatározott teljesítmény azonos, aminek alapján adódnak a modell relációi (6).

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \cdot v \cdot (v_1^2 - v_2^2) &= v^2 \cdot (v_1 - v_2) \\ v &= \frac{1}{2} \cdot (v_1 + v_2). \end{aligned} \quad (6)$$

A (6) szerinti eredmény alapján az aktuátornál érvényes v sebesség az ellenőrző térfogatba belépő és az abból kilépő sebesség aritmetikai átlagával közelíthető (Rankine-Froude összefüggés [1], [4], [5]).

A (6) szerinti relációk levezetésekor végrehajtott osztások során a nullával osztás lehetőségét kizáró követelmények:

- A be- és a kilépő sebesség azonosságát ki kell zárni: $v_1 \neq v_2$
- A v , az S és ρ nem tűnhet el, azaz $v, S, \rho \neq 0$.

A modell azt jelzi, hogy az áramló közeg mozgási energiájának a csökkentésével kapható, folyamatos kimenő teljesítmény csak a közeg áramlásának a fenntartásával biztosítható, ekkor tehát sem a belépő, sem a kilépő sebesség nem nulla.

3. A BETZ-LIMIT

A 2. pont szerinti modellel támaszkodva a továbbiakban meghatározzuk, hogy az áramló közeg mozgási energiájának a csökkentésével kinyerhető teljesítmény maximumához mekkora sebességsökkenés tartozik, továbbá, hogy ekkor mekkora a hatásfok. Az így meghatározott számértékekre röviden, mint Betz-limitre hivatkoznak.

Az aktuátor helyén kialakuló v sebesség a (6) szerint a be- és a kilépő sebességek függvénye, amit a (3) és a (4) szerinti összefüggésekbe helyettesítve kapjuk a (7) és a (8) formulát.

$$F = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S \cdot (v_1^2 - v_2^2). \quad (7)$$

$$P = \frac{1}{4} \cdot \rho \cdot S \cdot (v_1 + v_2)^2 \cdot (v_1 - v_2) \quad (8)$$

$$P = \frac{1}{4} \cdot \rho \cdot S \cdot (v_1 + v_2) \cdot (v_1^2 - v_2^2).$$

A hasznosítható teljesítmény szélsőértékének a megkeresését a (9) szerint értelmezett „kilépési sebességtényező” (az angol nyelvű irodalomban gyakran: *interference factor*) függvényében célszerű elvégezni.

$$b = \frac{v_2}{v_1} \quad 0 < b < 1 \quad (9)$$

A kilépési sebességtényező felhasználásával a (7) átírható a (10) formulába, míg a (8) a (11) formulába írható át.

$$F = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S \cdot v_1^2 \cdot (1 - b^2). \quad (10)$$

$$P = \frac{1}{4} \cdot \rho \cdot S \cdot v_1^3 \cdot (1 + b - b^2 - b^3) \quad (11)$$

A (11) összefüggésben a zárójelben álló kifejezés deriváltja $1 - 2b - 3b^2$, amelynek a zérushelyei $b = -1$ és $b = 1/3$. Eszerint a hasznosítható teljesítménynek szélsőértéke van $b = 1/3$ esetén, azaz ha a kilépő sebesség a belépő sebesség egyharmada (a $b = -1$ negatív szám azt jelentené, hogy a v_1 sebességű áramlás iránya megfordult).

Az aktuális és a referencia teljesítmény viszonyát a teljesítménytényező (C_P) jellemzi. Esetünkben a referenciateljesítmény az S keresztmetszetű áramcsőben v_1 sebességgel áramló közeg által képviselt teljesítmény és a teljesítménytényezőt a (12) összefüggés értelmezi. A kilépési sebességtényező $b = 1/3$ értéke esetén (12) számértéke $C_P = 16/27$.

$$C_P = \frac{\frac{1}{4} \cdot \rho \cdot S \cdot v_1^3 \cdot (1 + b - b^2 - b^3)}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S \cdot v_1^3} \quad (12)$$

$$C_P = \frac{1}{2} \cdot (1 + b - b^2 - b^3)$$

A D átmérőjű járókerék, mint aktuátor alkalmazása esetén a várható maximális teljesítmény a Betz-limit alkalmazásával a ((13) szerint becsülhető.

$$S = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \quad (13)$$

$$P_{max} = \frac{16}{27} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot v_1^3.$$

A Betz-limit fogalma tehát két állítást foglal össze:

- 1) a 2. pontban körülírt modellre támaszkodó becslés szerint legfeljebb a mozgási energia 16/27-ed része (59,3%-a) hasznosítható,
- 2) a 2. pontban körülírt modellre támaszkodó becslés szerint a teljesítmény maximális értéke akkor lép fel, ha az áramlás sebessége az 1/3-ára csökken.

A Betz-limit implicit módon utal rá, hogy az áramló közeg mozgási energiája folyamatosan csak akkor hasznosítható, ha az áramlás fennmarad.

4. A TELJESÍTMÉNY- ÉS A NYOMATÉKTÉNYEZŐ KIFEJEZÉSE AZ AXIÁLIS- ÉS A KILÉPÉSI SEBESSÉGTÉNYEZŐVEL

Az aktuális és a referencia nyomaték viszonyát a nyomatéktényező (C_M) jellemzi. Esetünkben a referen-

cianyomatékokat az S keresztmetszetű áramcsőben v_1 sebességgel áramló közeg határozza meg. A nyomatéktényezőt a (14) összefüggés értelmezi.

$$C_M = \frac{\rho \cdot S \cdot v \cdot (v_1 - v_2)}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S \cdot v_1^2} \quad (14)$$

$$C_M = 2 \cdot \frac{v}{v_1} \left(1 - \frac{v_2}{v_1}\right)$$

Az aktuátor befolyását az áramló közegre a (15) szerint értelmezett „axiális sebességtényező” (az angol nyelvű irodalomban gyakran: *axial interference factor*) jellemzi.

$$a = 1 - \frac{v}{v_1} \quad 0 < a < 1/2 \quad (15)$$

Helyettesítsük a v sebességet a (6) szerint adódó aritmetikai átlaggal. Ekkor a (15) tényező 1/2-nél kisebb (lásd a 2. ábrán az $a(b)$ diagramot is). A helyettesítés felhasználásával a C_P és C_M felírható, mint az axiális sebességtényező függvénye (az irodalomban ez a megadásmód terjedt el) (16) (17):

$$C_P = 4 \cdot a \cdot (1 - a)^2 \quad (16)$$

$$C_M = 4 \cdot a \cdot (1 - a). \quad (17)$$

A kilépési sebességtényező és az axiális sebességtényező közötti kapcsolat (a v sebességet a (6) szerint adódó aritmetikai átlaggal helyettesítve) (18):

$$a = \frac{1}{2} - \frac{b}{2} \quad (18)$$

$$b = 1 - 2 \cdot a$$

A (18) transzformáció speciális tulajdonsága, hogy az 1/3 értékre invariáns (lásd a 2. ábrán az $a(b)$ diagramot is). Ennek következtében a (16) szélsőértéke szintén a független változó (a) 1/3 értékénél lép föl.

A (16) és (17) összefüggések természetesen a (18) transzformációs összefüggés felhasználásával formálisan is átírhatók a kilépési sebességtényezőt, mint független változót tartalmazó formába (19) (20):

$$C_P = \frac{1}{2} \cdot (1 + b - b^2 - b^3) \quad (19)$$

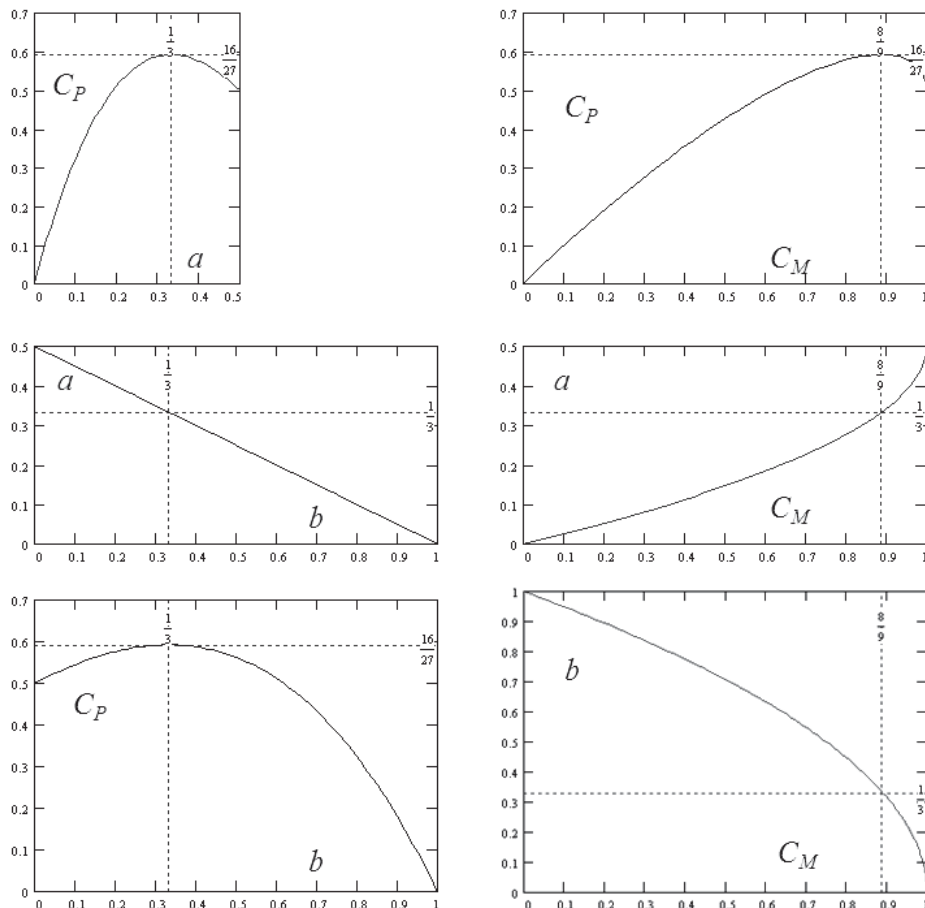
$$C_M = 1 - b^2. \quad (20)$$

5. ÖSSZEFOGLALÁS

A közlemény konzisztenciára törekedve foglalja össze a Betz-limit témaköréhez kapcsolódó fogalmakat és a levezetés gondolatmenetét. A téma időszerűségének a háttérben a megújuló energiaforrások jelentőségének a megnövekedése áll, aminek következtében a Betz-limit fogalma (természetesen) gyakran kerül fókuszba. A jobb eligazodást segítik a 2. ábra diagramjai. Az áb-

rán szerepeltetjük a $C_P(C_M)$ – kapcsolat diagramját is. Az egymáshoz képest megfelelően pozicionált ábrákon jól követhető, hogy a C_P maximuma annál a $C_M = 8/9$ értéknél adódik, amely az axiális- és a kilépő sebességtényező esetében egyaránt az $1/3$ értékhez tartozik. A 2. ábrán alkalmazott ábrázolásmód kiemeli ennek az okát is: az a (b)-transzformáció invariáns értéke szintén éppen $1/3$.

Az is jól követhető a 2. ábrán a diagramok menetét elemezve, hogy az axiális sebességtényező értelmezési tartománya éppen a fele a kilépési sebességtényező értelmezési tartományának, valamint, hogy az egyik tényező nulla értékének a másik tényező maximális értéke felel meg.



2. ábra. A $C_M(b)$ -kapcsolat diagramján helymegtakarítás végett a b -tengelyen a lépték eltér a többi helyen konzekvensen azonos léptéktől.

7. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

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

"The described work was carried out as part of the TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 project. The realization of this project is supported by the European Union, co-financed by the European Social Fund."

6. IRODALOMJEGYZÉK

- [1] A. BETZ: Wind-Energie und Ihre Ausnutzung Durch Windmühlen, Vandenhoeck & Ruprecht, Göttingen, 1926.
- [2] K.H. BERGEY: The Lanchester-Betz limit (energy conversion efficiency factor for windmills), Journal of Energy, Vol. 3, No. 6 (1979), pp. 382-384.
- [3] OKULOV V. L., SØRENSEN J. N., An Ideal Wind Turbine with a Finite Number of Blades, Doklady Physics, Vol. 53, No. 6, pp. 337-342. 2008.
- [4] W. FROUDE: On the Elementary Relation between Pitch, Slip and Propulsive Efficiency, Transaction of the Institute of Naval Architects, Vol. 19, 1878, pp. 22-33.
- [5] W. J. M. RANKINE: On the Mechanical Principles of the Action of Propellers, Transaction of the Institute of Naval Architects, Vol. 6, 1865, pp. 13-39.

KONCENTRÁLT NYOMATÉKKAL TERHELT RUGALMASAN ÁGYAZOTT GÖRBE RÚD VIZSGÁLATA

CURVED BEAM ON ELASTIC FOUNDATION LOADED BY CONCENTRATED MOMENT

Dr.Ecsedi István*, Dr. Baksa Attila**

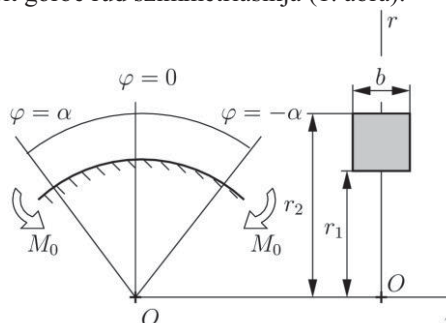
ABSTRACT

In this paper the equilibrium problem of curved beam on elastic foundation loaded by couple is analysed. A simple one-dimensional model is formulated to get the radial displacements, cross-sectional rotation and internal forces. It is assumed that the curved beam has uniform cross sections and constant curvature and its material is homogeneous, isotropic and linearly elastic. Reaction forces on foundation satisfy Winkler's hypothesis. The couples are applied at the end cross sections of curved beam. A numerical example illustrates the applications of the derived formulae.

1. BEVEZETÉS

Egyenes középvonalú rugalmasan ágyazott rudak szilárdságtani számításra alkalmas módszerek kidolgozása először a vasútépítésnél vetődött fel. A rugalmasan ágyazott rudak mechanikai elméletének fejlődésére ösztönzően hatott a hidak, épületek és más hasonló műszaki létesítmények tervezésével kapcsolatos méretezési problémák megoldása. Ma e területhez kapcsolódó ismeretanyag a szilárdságtani tankönyvek szerves részét képezi [1, 2, 3]. E dolgozat tárgyát rugalmas ágyazatra helyezett állandó görbületű rúd egy statikai problémájának megoldása képezi. Alapvető feltevés, hogy a rúd keresztmetszete állandó, anyaga homogén, izotróp lineárisan rugalmas és a rúd mechanikai viselkedése leírható az Euler-Bernoulli rúdelmélet alkalmazásával. További feltevések az ágyazatra vonatkoznak, amely értelmében az ágyazatról a rúd radiális irányú elmozdulásával arányos, azzal ellentétes irányú megoszló terhelés működik a görbe rúdra, vagyis az ágyazat Winkler típusú [4]. Továbbá a rúd és az ágyazat kapcsolata kétoldalú, azaz mind húzó, mind nyomó feszültségek fellépése megengedett. A vizsgált rudat és terhelését az 1. ábra szemlélteti. Az M_0 nyomatékú erőpárral a szélső keresztmetszetein terhelet görbe rúd szilárdságtani feladatának meg-

oldására az 1. ábrán szemléltetett $Or\varphi z$ polárkoordináta rendszer használatik. A $z = 0$ koordinátával kijelölt sík a terhelet görbe rúd szimmetriasíkja (1. ábra).



1. ábra. Rugalmasan ágyazott állandó görbületű rúd

2. MECHANIKAI MODELL

A mechanikai modell megalkotására az [5] tanulmányban kidolgozott formalizmust használjuk, amely döntően az alábbi elmozdulás mezőre épít

$$\mathbf{u}(r, \varphi, z) = U(\varphi)\mathbf{e}_r + \left(r\phi(\varphi) + \frac{dU}{d\varphi} \right)\mathbf{e}_\varphi, \quad (1)$$

ahol $U = U(\varphi)$ a radiális elmozdulást, $\phi = \phi(\varphi)$ a keresztmetszet szögelfordulását és $\mathbf{e}_r(\varphi)$, $\mathbf{e}_\varphi(\varphi)$ az $Or\varphi z$ polárkoordináta rendszer egységvektorait jelölik és \mathbf{u} az r, φ, z polárkoordináták által kijelölt P pont elmozdulás vektora. A rugalmasságtan geometriai egyenleteinek az alkalmazásával azt kapjuk, hogy

$$\varepsilon_r = \frac{\partial u}{\partial r} = 0, \quad \varepsilon_\varphi = \frac{1}{r} \left(\frac{dv}{d\varphi} + u \right) = \frac{1}{r} \left(\frac{d^2U}{d\varphi^2} + U \right) + \frac{d\phi}{d\varphi}, \quad (2a)$$

* Professor emeritus, dr. habil, Miskolci Egyetem, Műszaki Mechanikai Intézet

** egyetemi docens, PhD, Miskolci Egyetem, Műszaki Mechanikai Intézet

$$\varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z} = 0, \quad \gamma_{r\varphi} = \frac{1}{r} \left(\frac{\partial u}{\partial \varphi} - v \right) + \frac{\partial v}{\partial r} = 0, \quad (2b)$$

$$\gamma_{\varphi z} = \frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial \varphi} + \frac{\partial v}{\partial z} = 0, \quad \gamma_{rz} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial r} = 0,$$

ahol

$$u = U(\varphi), \quad v = r\phi(\varphi) + \frac{dU}{d\varphi}, \quad w = 0. \quad (3)$$

A (2a) és (2b) képletek alapján nyilvánvaló, hogy az (1) egyenlet által definiált elmozdulásmező kielégíti az Euler-Bernoulli rúd elmélet kinematikai követelményét, valamennyi nyírési alakváltozás zérus és csak az e_φ irányú fajlagos nyúlás különbözik zérustól. A Hooke törvény alapján a σ_φ normál feszültséget a

$$\sigma_\varphi = E \left[\frac{1}{r} \left(\frac{d^2 U}{d\varphi^2} + U \right) + \frac{d\phi}{d\varphi} \right] \quad (4)$$

képlet adja meg. A keresztmetszet síkján ébredő normál feszültségekkel egyenértékű erő és erőpár, továbbá a nyíróerő, amelyek az O ponthoz kötődtek (2. ábra), az alábbi módon számíthatóak [5]

$$N(\varphi) = AE \left[\frac{1}{R} \left(\frac{d^2 U}{d\varphi^2} + U \right) + \frac{d\phi}{d\varphi} \right], \quad (5)$$

$$S(\varphi) = -AE \left[\frac{1}{R} \left(\frac{d^3 U}{d\varphi^3} + \frac{dU}{d\varphi} \right) + \frac{d^2 \phi}{d\varphi^2} \right] + f_\varphi, \quad (6)$$

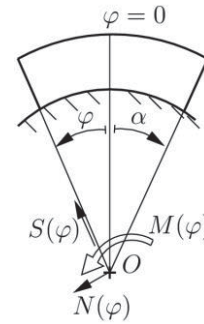
$$M(\varphi) = AE \left[\frac{d^2 U}{d\varphi^2} + U + r_c \frac{d\phi}{d\varphi} \right], \quad (7)$$

ahol N az „axiális” erőt, S a nyíróerőt, M a hajlítónyomatékot jelöli, továbbá E a rúd anyagának rugalmassági modulusza, $A = b(r_2 - r_1)$ a rúd keresztmetszet területe, míg

$$r_c = \frac{1}{2}(r_1 - r_2), \quad R = \frac{r_2 - r_1}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \quad (8)$$

és $f_\varphi = f_\varphi(\varphi)$ az e_φ irányú rúd paláston működő terhelésből számított megoszló erőrendszer intenzitása [5]. Megjegyzendő, hogy a σ_φ normál feszültség az $N = N(\varphi)$ és $M = M(\varphi)$ igénybevételek ismeretében a következő (9) képlet alapján is számítható:

$$\sigma_\varphi(r, \varphi) = \frac{M(\varphi)}{Ae} \left(1 - \frac{R}{r} \right) + \frac{RN(\varphi)}{Ae} \left(-1 + \frac{r_c}{r} \right), \quad (9)$$



2. ábra. Pozitív előjelű igénybevételek.

A szélső keresztmetszetein M_0 nyomatékú erőpárral terhelt rugalmas ágyazatú rúd mechanikai egyensúlyát az alábbi egyenletek írják le [5]

$$\frac{\partial^2 N}{\partial \varphi^2} + N - f_r = 0, \quad f_r = -KU(\varphi), \quad f_\varphi = 0, \quad (10)$$

$$M(\varphi) = M_0 = \text{állandó.}$$

Az $f_r = f_r(\varphi)$ radiális irányú megoszló terhelés forrása a rugalmas ágyazat, továbbá K jelöli az ágyazási együtthatót, melynek mértékegysége [erő/hosszúság].

3. RADIÁLIS IRÁNYÚ ELMOZDULÁSOK ÉS IGÉNYBEVÉTELEK SZÁMÍTÁSA

Az (5), (6), (7) és a (10) egyenletek kombinálásával az alábbi differenciálegyenletet tudjuk levezetni a radiális irányú elmozdulásra:

$$\frac{d^4 U}{d\varphi^4} + 2 \frac{d^2 U}{d\varphi^2} + (1 + \kappa^2)U + \frac{M_0 R}{eEA} = 0, \quad (11)$$

ahol

$$e = r_c - R, \quad \kappa^2 = \frac{Rr_c K}{eEA}. \quad (12)$$

Tekintettel arra, hogy a rúd alakváltozása szimmetrikus a $\varphi = 0$ koordinátával kijelölt egyenesre a fenti differenciálegyenlet

$$U(\varphi) = U(-\varphi) \quad -\alpha \leq \varphi \leq \alpha \quad (13)$$

feltételt kielégítő megoldását kell meghatározni. A (13) feltételt kielégítő megoldása a (11) differenciálegyenletnek az alábbi függvény [6, 7]

$$U(\varphi) = C_1 \cosh p\varphi \cos q\varphi + C_2 \sinh p\varphi \sin q\varphi - \frac{M_0 R}{eEA(1 + \kappa^2)}. \quad (14)$$

Itt alkalmaztuk az alábbi jelöléseket

$$p = \frac{\kappa}{\sqrt{2 + 2\sqrt{1 + \kappa^2}}}, \quad (15)$$

$$q = \sqrt{\frac{1 + \sqrt{1 + \kappa^2}}{2}}. \quad (16)$$

A (14) kifejezés C_1 és C_2 integrációs állandói a $\varphi = \pm\alpha$ peremekre vonatkozó

$$N(\pm\alpha) = 0, \quad S(\pm\alpha) = 0 \quad (17)$$

homogén peremfeltételek alapján határozhatók meg. Megjegyzendő, hogy a (10) egyenlet alapján $N(\varphi)$ és $S(\varphi)$ a következő alakba írható:

$$N(\varphi) = \frac{AEe}{Rr_c} W(\varphi) + \frac{M_0}{r_c}, \quad S(\varphi) = -\frac{AEe}{Rr_c} \frac{dW}{d\varphi},$$

$$W(\varphi) = \frac{d^2U}{d\varphi^2} + U. \quad (18)$$

A (7), (10) egyenletekből az következik, hogy

$$\phi(\varphi) = \frac{M_0\varphi}{r_c AE} - \frac{1}{r_c} \int_0^\varphi W(\eta) d\eta. \quad (19)$$

A fenti függvény nyilván kielégíti a rúd szimmetrikus deformációjával kapcsolatos $\phi(0) = 0$ egyenletet.

4. SZÁMPÉLDA

A levezett képletek alkalmazását az alábbi adatokkal jellemzett számpélda szemlélteti (1. ábra):

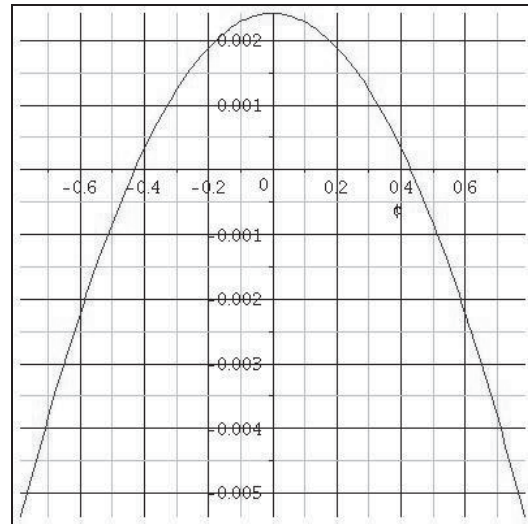
$$r_1 = 0,01[\text{m}], \quad r_2 = 0,025[\text{m}],$$

$$b = 0,01[\text{m}],$$

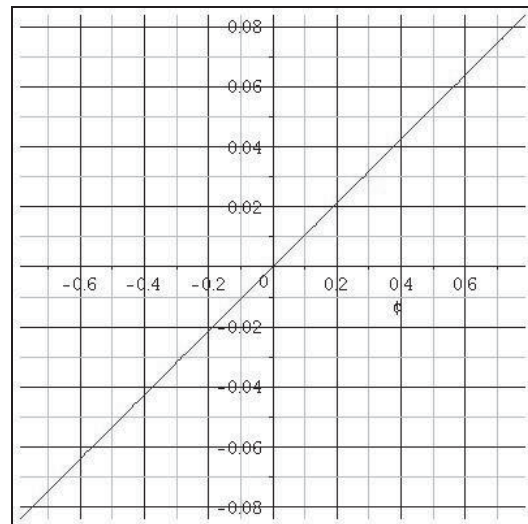
$$E = 2 \times 10^{11} [\text{Pa}],$$

$$K = 10^6 [\text{N/m}], \quad \alpha = \frac{\pi}{4},$$

$$M_0 = 5 \times 10^3 [\text{Nm}].$$



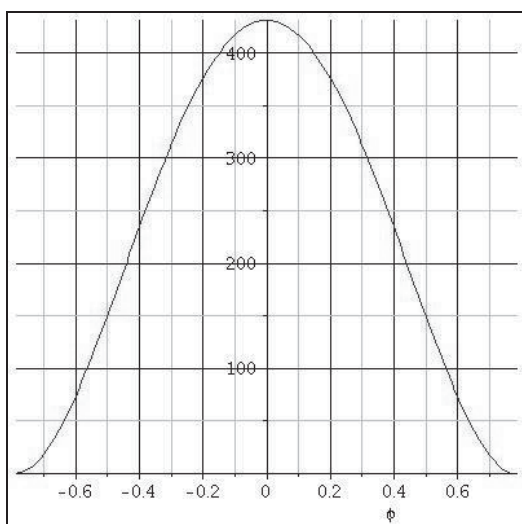
3. ábra. Radiális irányú elmozdulás grafikonja.



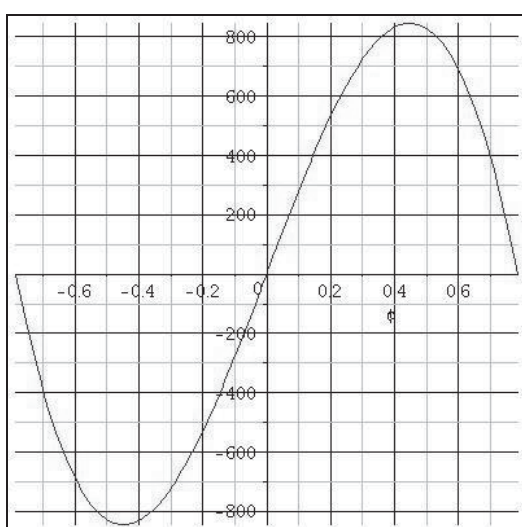
4. ábra. Keresztmetszeti szögelfordulás grafikonja.

A radiális irányú elmozdulásokat a 3. ábra, a keresztmetszet szögelfordulását pedig a 4. ábra szemlélteti. Az „axiális” erő és a nyíróerő függvények ábráit az 5. ábra és a 6. ábra szemlélteti.

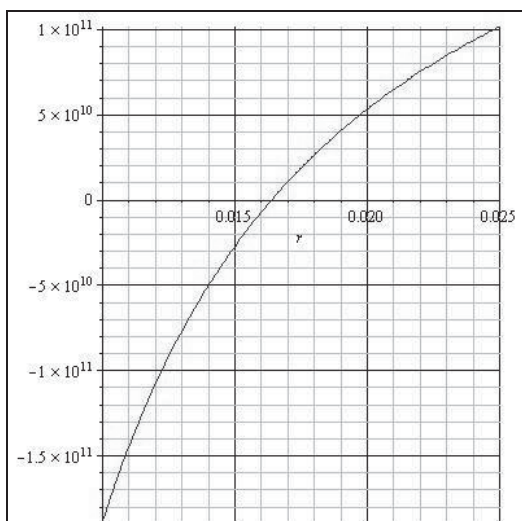
A normál feszültség függvény görbéjét a veszélyes helyen, azaz a $\varphi = 0$ -nál a 7. ábrán mutatjuk be.



5. ábra. Az „axiális” erő grafikonja.



6. ábra. A nyíróerő grafikonja.



7. ábra. A σ_ϕ normál feszültség a veszélyes helyen.

5. KÖVETKEZTETÉSEK

E tanulmány rugalmas ágyazatra helyezett állandó görbületű rúd egy egyensúlyi feladatának a megoldását ismerteti. A rúd szélső keresztmetszeteit azonos nagyságú erőpárok terhelik, az ágyazat Winkler típusú. A szilárdságtani feladat megoldására egy analitikus módszer lett kidolgozva. A levezetett analitikus módszer alkalmazását numerikus példa szemlélteti téglalap alakú keresztmetszetre. A kidolgozott módszer alapján előállított numerikus eredmények közvetlenül használhatók különböző közelítő módszerek pontosságának ellenőrzésére.

Itt elsődlegesen a végeelemes számításokat emelnék ki, ahol is sok esetben kell számolni úgynevezett 'locking' jelenséggel, ami numerikus instabilitást okoz. Megjegyzendő, hogy az általunk használt kinematikai modell a lineáris rugalmasságtan egzakt geometriai egyenletét használja, továbbá a belső erőrendszert jellemző eredő vektor-kettőst nem a görbe rúd terheletlen állapotához tartozó középvonalának pontjaihoz köti, hanem egyetlen ponthoz, a középvonal görbületi középpontjához.

6. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A kutatómunka a Miskolci Egyetem stratégiai 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 támaszkodva – az Új Magyarország Fejlesztési Terv keretében – az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával.

7. IRODALOM

- [1] SOLECKI R., CONANT R.J.: Advanced Mechanics of Materials, Oxford University Press, Oxford, 2003.
- [2] BORESI A.P., SCHMIDT R.J., SIDEBOTTOM O.M.: Advanced Mechanics of Materials, John Wiley, New York, 5th edn., 1993.
- [3] BARBER R.J.: Intermediate Mechanics of Materials, Springer, New York, 2nd edn., 2011.
- [4] HETÉNYI M.: Beams on Elastic Foundation, University of Michigan Press, Michigan, 1964.
- [5] ECSEDI I., DLUHI K.: A linear model for the static and dynamic analysis of non-homogeneous curved beam, Applied Mathematical Modelling, 29, pp. 1211-1231, 2005.
- [6] INCE, E.L.: Ordinary Differential Equations, Dover Publication Inc., New York, 1956.
- [7] KAPOOR, N.M.: A Text Book of Differential Equations, Pitambar Publishing Company, New Delhi, 2006.

HEGESZTETT KIVÁGÓ PRÉS OPTIMÁLIS MÉRETEZÉSE

OPTIMUM DESIGN OF A WELDED PUNCH PRESS

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

ABSTRACT

The table beam of a punch press is a special welded structure consisting of a box beam with an orthogonally stiffened upper flange. Design constraints on beam deflection, local deformation of stiffened upper flange and on the fatigue of welds should be fulfilled. The bending deformation of the grid of stiffeners can be neglected, since the shear deformations are governing. The local deflection and the shear stresses in the stiffeners can be determined by a simplified grid model using the force method. The verification of the original structural version shows that the number of transverse stiffeners and the plate thicknesses can be decreased. The optimum thicknesses of stiffeners are determined by using minimum cost design procedures. The comparison of masses and costs of the original and the optimized versions shows significant savings.

ÖSSZEFOGLALÁS

A kivágó présgép asztal egy speciális hegesztett szerkezet, amely egy szekrényszelvényű gerendából és ortogonális merevített felső övlemezről áll. Tervezési korlátok a lehajlás, a helyi deformáció a merevített felső övlemezénél és a hegesztett kötések fáradása. A hajlító alakváltozásnál a rácsmerevítők elhanyagolhatók, mert a nyírási alakváltozások a mértékadók. A helyi alakváltozást és a nyírási feszültségeket a merevítőknél egy egyszerűsített modell rács használatával, az erő módszer lehet meghatározni. Az eredeti szerkezet változását mutatja, hogy a számos keresztirányú merevítő és a lemezvastagság csökkenthető. Az optimális vastagságú merevítőket számítjuk ki a legkisebb költség meghatározásával. Az összehasonlítás egmutatja a jelentős megtakarításokat a tömegek és a költségek vonatkozásában az eredeti és az optimalizált változatnál.

1. BEVEZETÉS

A kivágó préseket különböző nem fémes anyagok (bőr, műanyag, papír, textil) vékony lemezeinek kiszabására alkalmazzuk. A présasztallal szemben támasztott követelmény a nagy merevség a présfej ütéseivel szemben.

A prés két fő része az asztal és a mobil fej (híd). Mindkét rész hegesztett bordázott lemezszerkezet, szekrényszelvény felül illetve alul bordázott övvel. Ezek a szerkezeti részek biztosítják a megfelelő merevséget.

Magyarországon a kivágó préseket a Schön Engineering Kft gyártja. Az eredeti hegesztett présszerkezetet az előírt merevségre tervezték és ezt legyártott szerkezeten történő mérésekkel igazolták.

Célunk bemutatni, hogy minimális költségre való optimalással kisebb költségű, azonos merevségű szerkezet tervezhető. Csak az asztalszerkezetet elemezzük, mert a fej hasonló módon optimalható.

A szakirodalomban igen kevés tanulmány található hegesztett gépszerkezetek optimális tervezésére. Megemlítjük a [1,2] tanulmányokat, amelyek hegesztett tartókból és oszlopokból álló zárt préskeret optimalását tárgyalták.

2. MEREVSÉGI ÉS FÁRADÁSI FELTÉTELEK

Az $F = 1600$ kN leütő nyomóerő által előidézett asztal-lehajlás előírt maximális értéke

$$w_{max} = 0.50 \text{ mm} . \quad (1)$$

a lokális lehajlás maximális értéke pedig

$$w_L = 0.12 \text{ mm} . \quad (2)$$

A nyomóerő egy 400×400 mm négyzetes oszlik el, így az egyenletesen megoszló nyomás intenzitása $p = 10$ MPa.

A hegesztett kötések $N_f = 10^7$ ciklusszámú teherre fáradásra kell méretezni.

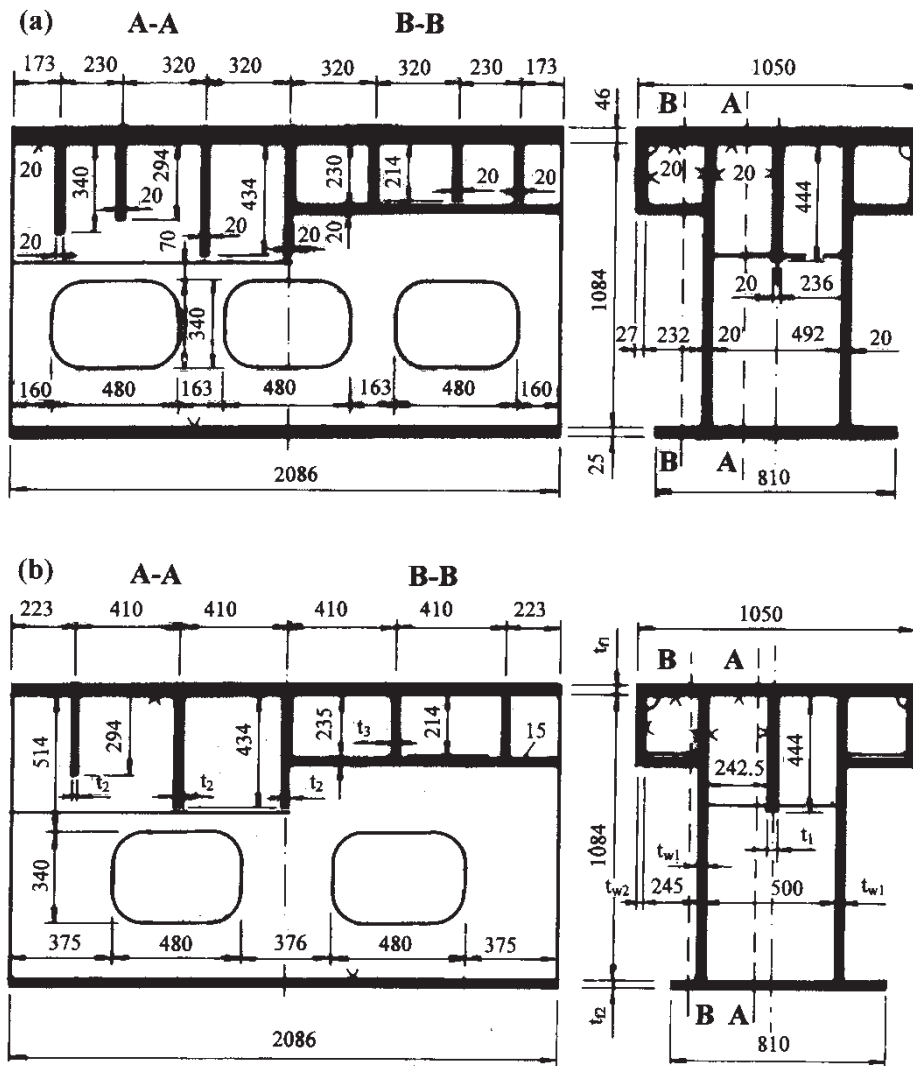
3. AZ EREDETI ASZTALTARTÓ ELLENŐRZÉSE

3.1 A felső övlemez helyi lehajlása

Lemezvastagság $t_F = 46$ mm (1a ábra). Az övlemez-rész méretei 320×236 mm, terhelése hajlításra $p = 10$ MPa. Befogott lemezszegélyekre a [3] alapján $a = 236$ mm méretre, $b/a = 1.35$ oldal-viszonyszámra és $E = 2.1 \times 10^5$ MPa rugalmassági modulusra

$$D = \frac{Et_F^3}{12(1-\nu^2)} = 1.871846 \times 10^9 ,$$

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



1. ábra. A kivágó prés asztalának eredeti (a) és optimált (b) szerkezete

$$w_L = \frac{0.00200pa^4}{D} = \frac{6.20489 \times 10^7}{1.871846 \times 10^9} = 0.0331 < 0.12 \text{ mm}$$

(3)

A hajlítás okozta legnagyobb lehajlás $L = 2086$ mm támaszközre

$$w_b = \frac{FL^3}{48EI_x} = 0.0768 \text{ mm.} \quad (6)$$

3.2 A teljes szekrénytartó lehajlása

A lehajlás számításához elegendő a 2. ábrán vázolt a kéttámaszú tartó-keresztmetszetet figyelembe venni. A szerelés és a belső hegesztések miatt a tartón az 1a ábrán vázolt 3 kivágást kell létrehozni. A biztonság javára történik a számítás, ha a kivágást az egész tartóra vesszük figyelembe.

A G súlypont távolsága

$$y_G = 384 \text{ mm.} \quad (4)$$

a másodrendű nyomaték

$$I_x = 1.8751 \times 10^{10} \text{ mm}^4. \quad (5)$$

A nyírás okozta legnagyobb lehajlást a $G = 0.8077 \times 10^5$ nyírési modulussal számítjuk

Általános képlet

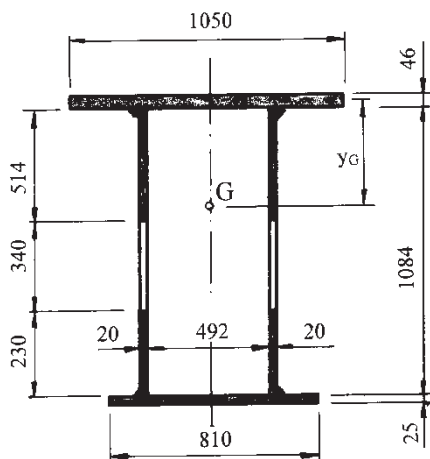
$$w_s = \sum_i \frac{V_i L_i}{GA_{wi}} \quad (7)$$

ahol V_i a nyíróerő, L_i a tartóhossz, A_{wi} a gerinclemezterület.

$$w_s = \frac{800 \times 10^3 \times 323}{0.8077 \times 10^5 \times 40 \times 1084} + \frac{800 \times 10^3 \times 720}{0.8077 \times 10^5 \times 40 \times 744} = 0.3134 \text{ mm.} \quad (7a)$$

A teljes lehajlás
 $w_{\max} = w_b + w_s = 0.3902 < 0.5 \text{ mm}$, (8)
 Megfelel.

Látható, hogy a nyírási alakváltozás dominál, mert rövid tartóról van szó.



2. ábra. Az eredeti szekrényszelvény az üregekkel

3.3 Varratok ellenőrzése fáradásra

A K hosszvarratok ellenőrzése normál- és nyíró feszültségre. Az Eurocode 3 (EC3) (1992) szerint a fáradási tartományok $N_f = 2 \times 10^6$ ciklusszámra

$$\Delta \sigma_C = 100; \Delta \tau_C = 80 \text{ MPa} . \quad (9)$$

$$N_f = 10^7 \text{ ciklusszámra } \Delta \sigma_N = 64; \Delta \tau_N = 58 \text{ MPa} .$$

A fáradási biztonsági tényező $\gamma_{Mf} = 1.25$.

$$M_{\max} = FL/4 = 8.344 \times 10^8 \text{ Nmm} . \quad (10)$$

Legnagyobb normál feszültség az alsó öv hosszvarrataiban

$$\sigma_{\max} = M(1084 - y_G) / I_x = 31.1 \text{ MPa} . \quad (11)$$

Átlagos nyírófeszültség a gerinclemezekben

$$\tau = \frac{800 \times 10^3}{40 \times 744} = 26.9 \text{ MPa} . \quad (12)$$

Az EC3 szerint

$$\left(\frac{\sigma_{\max}}{\Delta \sigma_N / \gamma_{Mf}} \right)^3 + \left(\frac{\tau}{\Delta \tau_N / \gamma_{Mf}} \right)^5 = 0.2896 < 1, \quad (13)$$

Megfelel.

A felső övlemez tompa K-varratait a nyomásból származó normál nyomófeszültségre ellenőrizzük. Az EC3 szerint $\Delta \sigma_C = 71 \text{ MPa}$. $N_f = 10^7$ ciklusszámra a megengedett feszültség $\Delta \sigma_N / \gamma_{Mf} = 45.5 / 1.35 = 33.7 \text{ MPa}$. A keletkező feszültség

$$10 < 33.7 \text{ MPa, megfelel.} \quad (14)$$

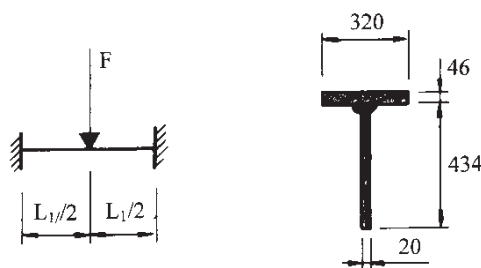
3.4 A felső öv belső bordáinak helyi alakváltozása

A (Farkas 1974, 1984) tanulmányok rámutattak, hogy a nyírási alakváltozás mérvadó, ha a tartó rövid és a teher nagy. Ezt a 3. ábrán látható borda esetén mutatjuk be. Képezzük a következő viszonyszámot

$$\omega = \frac{320 \times 46}{434 \times 20} = 1.6958 , \quad (15)$$

Ezzel a T-szelvény másodrendű nyomatéka

$$I_x = \frac{434^3 \times 20}{12} \frac{1 + 4\omega}{1 + \omega} = 3.9336 \times 10^8 \text{ mm}^4 . \quad (16)$$



3. ábra. Egy keresztborda

Befogott tartóként számítva a hajlításból származó lehajlás ($L_1 = 492 \text{ mm}$)

$$w_b = \frac{F L_1^3}{192 E I_x} = 0.0120 \text{ mm} , \quad (17)$$

és a nyírásból származó ($A_w = 8680 \text{ mm}^2$),

$$w_s = \frac{F L_1}{4 G A_w} = 0.2807 \text{ mm} . \quad (18)$$

Látható, hogy a hajlítási deformáció a nyírásához képest elhanyagolható.

Egy hasonló bordákból álló rács számításánál is elég a nyírási alakváltozást figyelembe venni. Az erő-módszert alkalmazva az ismeretlen X_1 és X_2 erőket, melyek az A illetve B pontokban működnek (4. ábra) alakváltozási egyenletekből tudjuk kiszámítani. Ezek azt fejezik ki, hogy a w_A illetve w_B lehajlások megegyeznek egymással, ha ezeket a két tartóra számítjuk ki.

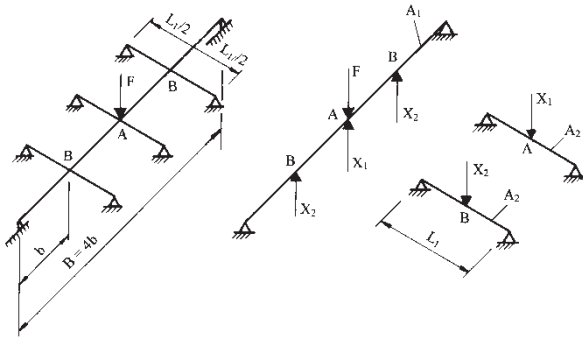
$$w_A = \frac{(F - X_1)B}{4 G A_1} - \frac{X_2 b}{G A_1} = \frac{X_1 L_1}{4 G A_2} , \quad (19)$$

$$w_B = \frac{(F - X_1)b}{2 G A_1} - \frac{X_2 b}{G A_1} = \frac{X_2 L_1}{4 G A_2} , \quad (20)$$

ahol A_1 és A_2 a bordák gerinclemezeinek keresztmetszeti területe

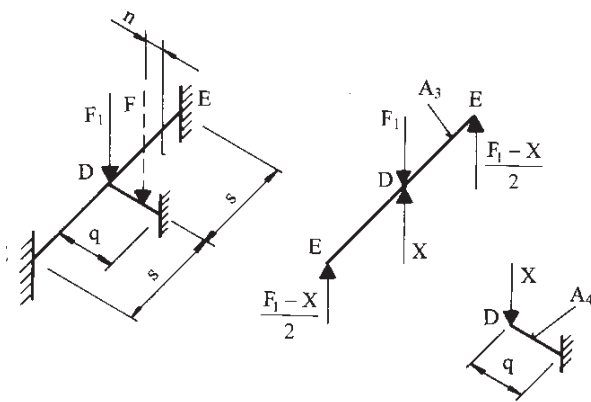
A (19) és (20) egyenletek megoldása

$$X_1 = \frac{F}{3 + \frac{L_1 A_1}{2 b A_2}} ; X_2 = \frac{F}{2} - X_1 \left(\frac{1}{2} + \frac{L_1 A_1}{4 b A_2} \right) \quad (21)$$



4. ábra. A belső bordák tartórács-modellje

Esetünkben $F = 1600 \text{ kN}$, $L_1 = 492$, $b = 320 \text{ mm}$, $A_1 = 444 \times 20$, $A_2 = 434 \times 20$, tehát $X_1 = X_2 = 4.225 \times 10^5 \text{ N}$. A legnagyobb lehajlás



5. ábra. A külső bordák tartórács-modellje

$w_A = 0.041 < 0.12 \text{ mm}$, OK. (22)
és a nyírófeszültség 1.35-ös biztonsági tényezővel 1.25 helyett

$$\tau = \frac{X_1}{2A_2} = 24.3 < 43.0 \text{ MPa}, \text{ OK.} \quad (23)$$

3.5 A felső öv külső bordái

Az F nyomó erő $n=q-200=32 \text{ mm}$ távolságban működik egy külső bordára. Ebből $F_1 = 32F/232 = 220.7 \times 10^3 \text{ N}$ keletkezik a D pontban. A 3.4 ponthoz hasonlóan az 5. ábrán vázolt erő-egyensúly alapján a nyírási alakváltozási egyenlettel számítjuk ki az X erőt.

$$w_D = \frac{Xq}{GA_4} = \frac{(F_1 - X)s}{2GA_3}, \quad (24)$$

A (24) megoldása

$$X = \frac{F_1}{\frac{2A_3q}{A_4s} + 1}. \quad (25)$$

$q = 232$, $s = 320 \text{ mm}$, $A_3 = 6318$, $A_4 = 4280 \text{ mm}^2$ adatokkal $X = 70.3 \times 10^3 \text{ N}$. A (24) alapján a legnagyobb lehajlás

$$w_D = 0.047 < 0.12 \text{ mm}, \text{ megfelel} \quad (26)$$

Nyíró feszültség a keresztbordában

$$\tau = \frac{70.3 \times 10^3}{214 \times 20} = 16 < 43.0 \text{ MPa}, \text{ megfelel.} \quad (27)$$

és a hosszbordában

$$\tau = \frac{(220.7 - 70.3)10^3}{27 \times 234} = 24.0 < 43.0 \text{ MPa.} \quad (28)$$

megfelel

3.6 Költségszámítás

A költségszámításban nem vesszük figyelembe a gyártási sorrendet, a lemezrészec egyengetési valamint a festési költséget. Minden tompavarratnál GMAW-C hegesztési eljárást tételezünk fel. $k_m = 1.0 \text{ \$/kg}$, $k_f = 25 \text{ \$/h} = 0.417 \text{ \$/min}$, tehát $k_f/k_m = 0.417 \text{ kg/min}$. K tompavarratokra

$$C_2 a_w^n = 0.152 a_w^{1.9358}, \quad (29a)$$

és $\frac{1}{2} V$ tompavarratokra

$$C_2 a_w^2 = 0.2245 a_w^2, \quad (29b)$$

a_w a varratméret mm-ben, a varrathosszakat m-ben kell számítani.

A szerkezet térfogat

Felső övlemez	1050x2086x46	100.75x10 ⁶
Also övlemez	810x2086x25	42.24
A két gerinclemez	2x20x1084x2086	90.45
Belső hosszborða	444x20x2086	18.42
Külső hosszborða	2x250x27x2086	28,16
Külső vízszintes lemezek	2x232x20x2086	19.36
Belső keresztborða	2x472x20x1295	24.45
Külső keresztborða	14x232x20x214	13.90

$$\text{A teljes térfogat} \quad V = 337.73 \times 10^6$$

$$\text{A teljes tömeg, } (\rho = 7.85 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3) \quad \rho V = 2651 \text{ kg}$$

Az összeszerelendő összes elem száma $\kappa = 37$.

Költség

$$K = k_m \rho V + k_f \left(C_1 \Theta_d (\kappa \rho V)^{0.5} + 1.3 \sum_i C_{2i} a_{wi}^n L_{wi} \right) = 2651 + 0.417 \left[3(37 \times 2651)^{0.5} + 1.3(0.152 \times 20^{1.9358} \times 28.838 +) \right] + 0.152 \times 27^{1.9358} \times 4172 + 0.2245 \times 20^2 \times 8344 = 4431 \text{ \$} \quad (30)$$

4 AZ ÚJ SZERKEZETI VÁLTOZAT OPTIMÁLÁSA

Az eredeti szerkezet ellenőrzése kimutatta, hogy egyes méretek csökkenthetők. Mivel az asztaltartó fő méretei adottak, a keresztbordák száma és a lemezek vastagsága csökkenthető. Az optimalás során meghatároztuk a $t_{w1}, t_{f1}, t_{f2}, t_1, t_2, t_{w2}, t_3$ méreteket (1b ábra).

4.1 A felső övlemez t_{f1} vastagsága

A keresztbordák számát 7-ről 5-re csökkentjük, távolságukat 320-ról 410 mm-re. Így egy övlemez-mező méretei 410x242.5 mm. A szükséges lemezvastagságot a [3] szerint számítjuk

$$t_{f1} = \left(\frac{0.026 \times 10 \times 242.5^4}{2.1 \times 10^5 \times 0.12} \right)^{1/3} = 32.9 \text{ mm} . \quad (31)$$

Az eredeti 40 mm-t $t_{f1} = 36$ mm-re lehet csökkenteni.

4.2 A t_{w1} és t_{f2} vastagságok tervezése

$t_{w1} = 15$ és $t_{f2} = 20$ mm felvételével ellenőrizzük a szekrénytartót lehajlásra és fáradásra.

Az 1b ábra mutatja, hogy a kivágások számát kettőre csökkentettük. Az I_x másodrendű nyomatékot a kivágások elhanyagolásával számítjuk.

$$\begin{aligned} \text{A súlypont távolsága} \\ y_G = 419 \text{ mm} . \end{aligned} \quad (32)$$

$$I_x = 1.8253 \times 10^{10} \text{ mm}^4 . \quad (33)$$

$$\begin{aligned} \text{Az asztaltartó lehajlása hajlításból a (6) szerint} \\ w_b = 0.0789 \text{ mm} . \end{aligned} \quad (34)$$

$$\begin{aligned} \text{Lehajlás nyírásból a (7) szerint} \\ w_s = 0.3845 \text{ mm} . \end{aligned} \quad (35)$$

$$\begin{aligned} \text{A teljes lehajlás} \\ w_b + w_s = 0.4634 < 0.50 \text{ mm, megfelel} \end{aligned} \quad (36)$$

$$\begin{aligned} \text{Maximális normálfeszültség az alsó övlemez} \\ \text{hosszvarrataiban a (11) szerint} \\ \sigma_{\max} = 31.2 \text{ MPa} . \end{aligned} \quad (37)$$

$$\begin{aligned} \text{A nyírófeszültség a (12) szerint} \\ \tau = 24.6 \text{ MPa} . \end{aligned} \quad (38)$$

$$\begin{aligned} \text{Ellenőrzés fáradásra a (13) szerint} \\ 0.2263 + 0.0419 = 0.2682 < 1, \text{ megfelel} . \end{aligned} \quad (39)$$

4.3 A belső bordák t_1 és t_2 vastagságai

A szükséges vastagságok meghatározására alkalmazzuk a költségminimálást felhasználva az egyszerűsített

tartórács modellt (4. ábra). A költségfüggvényt kifejezzük az ismeretlen vastagságokkal:

$$\frac{K}{k_m} = \rho(4bA_1 + 3L_1A_2) + \frac{k_f}{k_m} \left[3(7\rho V)^{0.5} + 1.3 \times 0.152(2.528t_1^{1.9358} + 6.663t_2^{1.9358}) \right] \quad (40)$$

$$A_1 = 444t_1 \text{ és } A_2 = 434t_2, F = 1600 \text{ kN}, L_1 = 500, b = 410 \text{ mm}, k_f/k_m = 0.417 \text{ kg/min}.$$

Az A ponti lehajlási feltétele

$$w_A = \frac{X_1 L_1}{4GA_2} \leq 0.12 \text{ mm} . \quad (41)$$

A nyírófeszültségi feltétel

$$\tau = \frac{X_1}{2A_2} \leq 43.0 \text{ MPa} . \quad (42)$$

X_1 -et a (21)-el számítjuk.

Megkeressük azokat a vastagságokat, amelyek minimálják a költségfüggvényt és kielégítik a méretezési feltételeket.

Az optimalást a Rosenbrock hillclimb módszerrel végeztük kiegészítve a járatos 10, 12, 15, 20, 25, 30 mm vastagságok figyelembe vételével történő diszkrétizációval. Az eredmény $t_1 = t_2 = 15$ mm. $X_1 = 441.5 \times 10^3$ N.

A feltételek ellenőrzése

$$w_A = 0.1050 < 0.12 \text{ mm, megfelel} \quad (43)$$

$$\tau = 33.9 < 43.0 \text{ MPa, megfelel} \quad (44)$$

4.4 A külső bordák t_{w2} és t_3 vastagságai

A költségminimálást az 5. ábra szerinti rácsmodell és a (25) alapján végeztük. $F_1 = 45F/245$, $q = 245$, $s = 410$ mm, $A_3 = 250t_{w2}$, $A_4 = 214t_3$.

A költségfüggvény

$$\frac{K}{k_m} = \rho V + \frac{k_f}{k_m} \left[3(12\rho V)^{0.5} + 1.3 \times 0.152(2 \times 2.086t_{w2}^{1.9358} + 10 \times 0.676t_3^{1.9358}) \right] \quad (45)$$

$$V = 2 \times 250 \times 2086t_{w2} + 10 \times 245 \times 214t_3.$$

A lehajlási feltétel

$$w_D = \frac{Xq}{GA_4} \leq 0.12 \text{ mm} . \quad (46)$$

A nyírási feltétel

$$\tau = \frac{X}{A_4} \leq 43.0 \text{ MPa} . \quad (47)$$

Az eredmény $t_{w2} = t_3 = 15$ mm. $X = 122.7 \times 10^3$ N.

A feltételek ellenőrzése:

$$w_D = 0.1159 < 0.12 \text{ mm, megfelel} . \quad (48)$$

$$\tau = 38.2 < 43.0 \text{ MPa}, \text{ megfelel.} \quad (49)$$

4.5 Költségszámítás

Térfogat		
Felső övlemez	1050x2086x36	78.8508x10 ⁶
Alsó övlemez	810x2086x20	33.7932
Két gerinclemez	2.15x1084x2086	67.8367
Belső hosszboráda	444x15x2086	13.8928
Külső hosszborádák	2x250x15x2086	15.6450
Külső vízszintes lemezek		
	2x245x15x2086	15.3321
Belső keresztborádák		
	2x242.5x15(2x294+3x434)	13.7498
Külső keresztborádák	10x245x15x214	<u>5.9578</u>
Teljes térfogat		245.0582x10 ⁶ mm ³ .

Az optimált szerkezet teljes tömege $\rho V = 1924$ kg, a tömeg-megtakarítás $(2651-1924)/1924 = 38\%$.
Az összeszerelendő elemek száma $\kappa = 29$.

A költség

$$K = 1924 + 0.417 \left[3(29 \times 1924)^{0.5} + 1.3(0.152 \times 15^{1.9358} \times x) \right]$$

$$31.317 + 0.2245 \times 15^2 \times 8.344 = 2936\$.$$

Költség-megtakarítás $(4431-2936)/4431 = 34\%$.
Megjegyezzük, hogy a költség-megtakarítás azért ilyen nagy, mert a gyártási költség jelentős, $1012 \times 100 / 2936 = 34\%$ -a a teljes költségnek. A gyártási költség még növekedne, ha figyelembe vennénk a festési költséget is.

5. KÖVETKEZTETÉSEK

A táblatartót mint hegesztett szekrénytartót számítottuk, amely ortogonálisan bordázott felső lemezzel van kialakítva. A figyelembe vett méretezési feltételek: a tartó lehajlására, a felső öv helyi alakváltozására és a varratok fáradására vonatkozó korlátozások. A bordarács hajlításából származó lehajlás elhanyagolható a nyírási alakváltozáshoz képest. Az

alakváltozásokat és nyírófeszültségeket egyszerűsített tartórács-modellre felírt alakváltozási egyenletekből számítottuk ki. Az eredeti szerkezet ellenőrzése azt mutatta, hogy túlzott a keresztborádák száma és a lemezek vastagsága. Az új szerkezeti változatban csökkentettük ezeket. A bordák optimális vastagságát költségminimálással állapítottuk meg. Az eredeti és az új szerkezet tömeg- és költség-összehasonlítása azt mutatta, hogy az új megoldással jelentős megtakarítás érhető el.

6. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

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

7. IRODALOM

- [1] FARKAS, J. Structural synthesis of press frames having columns and cross beams of welded box cross-section. Acta Techn. Hung. 83 (1974): 191-201.
- [2] FARKAS, J. Optimum design of metal structures. Budapest, Akadémiai Kiadó, Chichester, Ellis Horwood, 1984
- [3] TIMOSHENKO, S., WOINOWSKY-KRIEGER, S. Theory of plates and shells. 2nd ed. New York, McGraw Hill., 1959

FELTÉTELES SZERKEZETOPTIMÁLÁSI PROBLÉMÁK MEGOLDÁSA HEURISZTIKUS MÓDSZEREKKEL

SOLVING CONSTRAINED STRUCTURAL OPTIMIZATION PROBLEMS WITH HEURISTIC METHODS

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

ABSTRACT

Several constrained structural optimization test problems can be found in the literature to benchmark the effectiveness of heuristic optimization techniques. The process of optimization is finding the best solution to a given problem, when the amount of available resources (time, computational power) are often restricted. Despite the rapid development of computer science, most optimization problems can't be solved by evaluating all feasible solutions, simply because the search space is enormously huge, and would require exponential computation time to be fully explored. In one of our previous articles [1], we examined the most frequently used lifting machinery in the modern industry, the bridge crane, from an aspect of structural optimization. We minimized the weight of the crane's main beam, in order to reduce fabrication and operating costs. For the optimization process, we used a heuristic algorithm collection implemented by us. As we described in a recent article, the algorithm collection is under continuous development. In this paper, we would like to further investigate the possibilities provided by the algorithm collection, therefore we will solve several structural optimization test problems.

1. BEVEZETÉS

Számos feltételes szerkezetoptimalizációs tesztprobléma található a szakirodalomban a heurisztikus optimalizációs módszerek hatékonyságának összehasonlításához. Az optimalizálás során a cél a legjobb megoldás megtalálása egy adott problémára úgy, hogy a rendelkezésre álló erőforrások (idő, számítási teljesítmény) gyakran korlátozottak. A számítógépek rohamos fejlődése ellenére még mindig sok olyan feladat ismert, ami nem oldható meg pusztán a számítási teljesítményre alapozva. Az élet számos területén találkozhatunk

optimalizációs problémákkal, legyen szó mérnöki, informatikai, orvosi, vagy bármilyen egyéb tudományterületről. Korábbi cikkünkben [1] a modern ipar egyik leggyakrabban használt emelő szerkezetét, a futódarut vizsgáltuk szerkezetoptimalizációs szempontból. Az egyik legfontosabb szerkezeti elem, a főtartó súlyának minimalizálását végeztük, az üzemeltetési és gyártási költségek csökkentése érdekében.

Az optimalizáláshoz egy általunk fejlesztett heurisztikus algoritmus gyűjteményt használtunk. Ahogy arról egy korábbi cikkünkben [2] beszámoltunk, a heurisztikus algoritmus gyűjtemény folyamatos fejlesztés alatt van. Ebben a cikkben a gyűjteményben rejlő sokszínű felhasználási lehetőségeket szeretnénk bemutatni, ezért több szerkezetoptimalizációs problémát is megoldunk a segítségével.

A heurisztikus algoritmus gyűjtemény jelenleg 15 eljárást tartalmaz, legfőbb előnyét pedig éppen az jelenti, hogy a különböző optimalizációs problémákat nem egy algoritmussal oldja meg, hanem mindegyik eljárás eredményt szolgáltat. Előfordulhat ugyanis, hogy adott típusú feladat esetében valamelyik algoritmus rosszabbul működik, mint a többi, azonban egy másik típusú feladatnál ennek épp az ellenkezője igaz.

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 optimalizációs megoldás megtalálása. Minél több egymástól független algoritmussal próbálunk megoldani egy problémát, annál inkább bízhatunk az optimum, vagy optimum-közeli megoldás megtalálásában.

2. FELHASZNÁLT HEURISZTIKUS ALGORITMUSOK

A szerkezetoptimalizáláshoz heurisztikus algoritmusokat használtunk, segítségükkel akár nagyon bonyolult, sok bemenő paraméterrel, döntési változóval és feltétellel leírható, többcélű függvényes optimalizációs feladatok is eredményesen megoldhatók. Összesen tizenöt

* logisztikai mérnök MSc hallgató, Miskolci Egyetem

** egyetemi tanár, rektorhelyettes, Miskolci Egyetem

algoritmust vizsgáltunk, mindegyiket C# nyelven implementáltuk szerkezetoptimalizációs feladatok megoldásához. Az algoritmusok forráskódja online elérhető. A forráskódokban az algoritmusok a Rastrigin's tesztfüggvény globális minimum pontját keresik [3].

A Bacterial Foraging (BFOA) algoritmust először Liu és Passino írta le 2002-ben [4]. 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 Bat, vagy magyarul denevér algoritmust Xin-She Yang dolgozta ki 2010-ben különböző mérnöki problémák megoldására [5]. Működési elve szerint a Bacterial Foraging algoritmushoz hasonlóan rajintelligencia eljárás, a denevérek visszhang alapján való tájékozódását másolja. A denevérek teljes sötétségben is képesek elejteni zsákmányukat, az általuk kibocsátott hang környezetről való visszaverődése alapján.

A Bees Algorithm (BA) eljárást Pham publikálta 2005-ben [6], 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 neve is mutatja, a méhek táplálékkereső viselkedése inspirálta. A méhkaptárakból először felderítő méhek indulnak nektár után kutatni. A kaptárba visszatérve tudatják a többiekkel a nektár helyét és mennyiségét, melyek függvényében adott számú munkás méh tér vissza velük a nektárhoz. Az algoritmus működése során a felderítők folyamatosan keresik az ígéretes pontokat. A pontok fitness értéke alapján további egyedek csatlakoznak hozzájuk, és lokális keresést hajtanak végre. A lokális optimumok elkerülése érdekében az algoritmus folyamatosan hoz létre felderítőket véletlenszerű pozíciókban.

A Cross-Entropy Method (CEM), magyarul Kereszt-entrópia módszer algoritmust Rubinstein dolgozta ki 1997-ben folytonos változójú optimalizációs problémák megoldására, de létezik diszkrét változata is, amivel sikeresen oldották meg többek között az Utazó ügynök problémát, maximum-vágás és klaszterezési feladatokat [7]. A módszer lényege, hogy úgy próbálja a változók értékét variálni, hogy a ritka események nagyobb valószínűséggel következzenek be.

A Cuckoo Search (CS), vagy magyarul Kakukk keresés algoritmust Xin-She Yang és Suash Deb dolgozta ki 2009-ben különböző mérnöki problémák megoldására [8]. Működési elve a különböző kakukkféléktől származik, ezek a madarak költésparaziták. Idegen, más fajhoz tartozó madarak fészkébe raknak tojást, majd az utódok rendszerint hamarabb kelnek ki, mint a gazdamadár fiókái. A frissen kikelt fióka a többi tojást kilöki a fészkekből, így több élelem jut neki a mostoha szülők egyetlen utódjaként. Az algoritmus működése során minden tojás egy megoldásnak felel meg, a kakukktojás pedig egy új, potenciálisan jobb megoldás. Ha a kakukktojás valóban jobb megoldás, akkor kilök a fészkekből egy sima tojást.

A Cultural Algorithm (CA) heurisztikát először Reynolds publikálta 1994-ben [9]. Az algoritmus az evolúciós eljárások osztályába tartozik, működését tekintve hasonló a Memetic Algorithm eljáráshoz, a társadalom kulturális evolúcióján alapul, ami egy generációkon átívelő jelenség. Egy társadalom kultúrájához tartoznak például különböző népszokások, hitek, viselkedési normák, tudományos ismeretek, stb. Hogy mi marad tartósan a kultúra része, az egyének pozitív és negatív visszajelzései alapján dől el. Alapvetően egy evolúciós eljárás, ahol a generációk egyedei egyre jobb megoldásokkal állnak elő. Az újdonságot az jelenti, hogy az egyedek megosztják egymás között a keresési információkat, és a jobb megoldásokat eltárolják egy generációkon átívelő kulturális szinten. A kulturális tudásbázis (Knowledge base) a keresés során az egyedek pozitív és negatív visszajelzései alapján változik, egyre jobb megoldásokat adva.

A Differential Evolution (DE) eljárást Storn és Price dolgozta ki 1995-ben [10]. 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 Firefly (FF), vagy magyarul Szentjánosbogár algoritmust Xin-She Yang dolgozta ki 2009-ben különböző mérnöki problémák megoldására [11]. Működési elve a szentjánosbogár-féléktől ered, mely rovarok speciális fénykibocsátásuk (biolumineszcencia) segítségével találják meg egymást. A keresés nagyon hasonló a Particle Swarm Optimization (PSO) eljáráshoz, minél jobb megoldást talál az egyed, annál erősebb fényt bocsát ki, ami az adott területre vonzza a csoport többi tagját.

A Harmony Search (HS) algoritmus leírását Geem, Kim és Loganathan publikálta 2001-ben [12]. Működését a Jazz zenészek azon viselkedésmintája inspirálta, amikor közösen kezdenek el játszani valamilyen darabot, és saját játékuikat fokozatosan a zenekarhoz igazítják, zenei harmóniát létrehozva. Fals hang esetén kisebb módosításokkal, improvizációval javítanak az előadáson. Az algoritmus a legjobb megoldásokat a Harmónia memóriában (Harmony Memory) tárolja. Az új megoldásokat vagy ebből a harmónia memóriából közvetlenül, vagy a harmónia memóriából kisebb módosításokkal, vagy véletlenszerűen a problématerén belül hozza létre. A harmónia memória mindig úgy aktualizálódik, hogy a legjobb megoldást adó értékek szerepeljenek benne.

A Memetic Algorithm (MA) leírását Moscato [13] 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 kulturális információt az egyének elméje tárolja, az egyének közötti kommunikáció révén pedig terjed, sokszorozódik, reprodukálja önmagát. Az információ terjedése során a befogadó individuum elméjének függvényében torzulhat, mutálódhat, ezzel gyengítve, vagy éppen erősítve eredeti jelentését. Az algoritmus alapvetően egy evolúciós eljárás, ahol az egyedek kommunikálnak egymással. A keresési információk memként terjednek a populációban, az egyedek saját fitness értéküktől függően gyengítik, vagy erősítik a mémek jelentőségét. A mémeket az algoritmus egy generációkon átívelő kulturális szinten tárolja.

A Multi-Swarm optimization a PSO egy továbbfejlesztése, a fő különbséget az jelenti, hogy a keresést nem egy raj, hanem a felhasználó által meghatározott tetszőleges számú raj végzi [14]. A részecskék új helyzetét a legjobb raj helyzete is befolyásolja, továbbá lehetséges az átjárás a csoportok között.

A Nelder-Mead algoritmus nevét kitalálói után kapta, a módszert Nelder és Mead dolgozta ki 1965-ben [15]. A szakirodalomban Amoeba Method (Amóba módszer) néven is szokták emlegetni. Az algoritmus egy szimplex kereső eljárás, melynek lényege, hogy a keresés során mindig több lehetséges megoldás van. A lehetséges megoldások halmazát fitness érték szerint háromfelé bontja, a legjobb megoldás (best), a legrosszabb

megoldás (worst), és az összes többi (others). Az iterációk során az algoritmus mindig a legrosszabb megoldást próbálja jobbra cserélni. Elsőként egy egyenest határoz meg, aminek kiinduló pontja a legrosszabb pont, irányát pedig a legjobb pont és az összes többi pont súlypontja (centroid) adja. A legrosszabb megoldást az egyenesen lévő három lehetséges megoldással hasonlítja össze, az összezsugorított (contracted), a tükrözött (reflected) és a kiterjesztett (expanded) pontokkal. Ha bármelyik jobb megoldást ad, akkor megtörténik a csere, ellenkező esetben, az amőba összezsugorítja önmagát, minden pont távolságát megfelezve a legjobb ponthoz képest

A Particle Swarm (PSO) algoritmust 1995-ben Eberhart és Kennedy dolgozta ki [16]. A Bacterial Foraging, Bees Algorithm és Krill Herd eljárásokhoz hasonlóan rajintelligencia módszer. Napjaink egyik legígéretesebb metaheurisztikus optimáló algoritmus. Működését a madár és halrajok táplálékkereső mozgása inspirálta. A keresés adott számú részecske létrehozásával kezdődik, amik véletlenszerű kiindulási pontokban helyezkednek el. A részecskék a problématerén az egyre jobb megoldást adó helyek felé mozognak, a csapatot a legjobb egyedek vezetik.

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 [17], 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.

3. SZERKEZETOPTIMÁLÁSI PROBLÉMÁK LEÍRÁSA

A szerkezetoptimálási problémák megoldásához szükséges azok matematikai megfogalmazása. Az optimálás során a különböző értékek két csoportba sorolhatók: előre megadott (bemenő) paraméterek, illetve döntési változók. Az alapvető különbséget az jelenti közöttük, hogy a bemenő paraméterek értéke rögzített (konstans), ezzel szemben a döntési változók értéke az optimálás során változik. Annak függvényében, hogy a döntési változók milyen értékeket vehetnek fel, léteznek diszkrét és folytonos változók. A szerkezetoptimálási feladatok gyakran a diszkrét és

folytonos változók valamilyen kombinációjával írhatóak le.

A döntési változók értékét különböző feltételek definiálásával befolyásolhatjuk. Ha definiálunk feltételt, akkor feltételes, egyébként feltétel nélküli optimalást végzünk. A feltételek matematikailag lehetnek egyenlőségek vagy egyenlőtlenségek. Egy optimalási feladat során gyakran nehéz az összes feltételt egyszerre kielégíteni. A feltételek idő és erőforrás igényessé teszik az optimalást, a cikkben tárgyalt szerkezetoptimalási feladatok esetén büntetőfüggvény biztosította a feltételek betartását.

Az optimalás célját, a megoldási alternatívák vizsgálatát célfüggvény segítségével határozzuk meg. Abban az esetben, ha csupán egyetlen célfüggvény van, egycélfüggvényes, ellenkező esetben többcélfüggvényes optimalásról beszélünk. Egycélfüggvényes optimalás lehet például egy rácsos tartó súlyminimumának meghatározása, mely egyetlen végeredményt, legtöbbször egy skalár értéket ad. A többcélfüggvényes eset bonyolultabb, mivel az egyes, általában egymással konfliktusban lévő célfüggvények minimumának és maximumának egyidejű meghatározása szükséges. Vizsgáljunk például egy egyszerű kéttámaszú tartót, ahol az egyik minimálandó célfüggvény a tartó súlya, a másik célfüggvény pedig a maximális merevség. Nyilvánvalóan a két célfüggvény egymással konfliktusban van. A többcélfüggvényes optimalási feladat megoldását Pareto fogalmazta meg, ezért szokás Pareto optimumnak nevezni. A definíció szerint akkor beszélünk optimumról, ha egyik célfüggvény értéke sem javítható úgy, hogy legalább egy másik célfüggvény értéke ne romlana. Az optimum tehát nem olyan egyértelmű, mint egycélfüggvényes optimalás esetén, mert alternatív megoldások egész halmazát (Pareto halmaz) jelenti. A végső megoldás csak további kritériumok, feltételek segítségével határozható meg. Összefoglalásképpen tehát az optimalási problémák leírásához szükséges a változók, feltételek és célfüggvények definiálása.

4. SZERKEZETOPTIMALÁSI PROBLÉMÁK MEGOLDÁSA

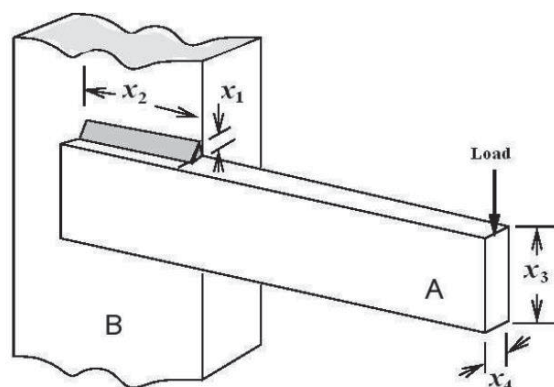
Három szakirodalomban jól ismert szerkezetoptimalási problémát oldottunk meg a heurisztikus optimáló gyűjtemény segítségével. Az algoritmusok 500 iteráción át kerestek, a keresés eredményéről konvergencia grafikont és táblázatot készítettünk.

4.1. Welded Beam Design

A hegesztett tartó méretezését (Welded Beam Design) Ragsdell és Philips definiálta 1976-ban [18]. A feladat a

tartó gyártási költségének minimalizálása. A hegesztett tartó méreteit négy döntési változó írja le, a hegesztett terület hossza és vastagsága, valamint a tartó magassága és szélessége:

$$x_1, x_2, x_3, x_4$$



1. ábra: Welded Beam Design

A szerkezet méretezése során figyelembe vesszük a nyírófeszültséget (shear stress - τ), a hajlító feszültséget (bending stress - σ), a rúdra nehezedő horpadási terhelést (buckling load - P_c) és véglehajlást (end deflection - δ). A döntési változók értékét összesen hét egyenlőtlenségi feltétel befolyásolja:

$$f_1(x) = x_1 - x_4 \leq 0 \quad (1)$$

$$f_2(x) = \delta(x) - 0,25 \leq 0 \quad (2)$$

$$f_3(x) = \tau(x) - 13600 \leq 0 \quad (3)$$

$$f_4(x) = \sigma(x) - 30000 \leq 0 \quad (4)$$

$$f_5(x) = 0,10471x_1^2 + 0,04811x_3x_4(14 + x_2) - 5,0 \leq 0 \quad (5)$$

$$f_6(x) = 0,125 - x_1 \leq 0 \quad (6)$$

$$f_7(x) = 6000 - P_c \leq 0 \quad (7)$$

A döntési változókra vonatkozó ajánlott méretkorlátok:

$$0,1 \leq x_1, x_4 \leq 2,0$$

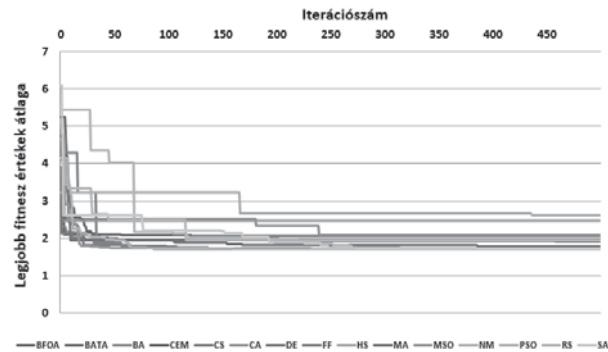
$$0,1 \leq x_2, x_3 \leq 10,0$$

A célfüggvény a szerkezet gyártási költségének minimalizálása az alábbi képlet szerint:

$$c(x) = 1,10471x_1^2x_2 + 0,04811x_3x_4(14 + x_2) \quad (8)$$

A szakirodalomban ismert legjobb megoldás: $c(x) = 1,72485$, ahol: $\bar{x} = (0,205730; 3,470489; 9,036624; 0,205729)$

Az általunk használt algoritmusok az alábbi megoldásokat találták:



2. ábra: Konvergencia grafikon a legjobb fitness értékekről 100 Monte Carlo futás adatai alapján

A konvergencia grafikon látszik, hogy az algoritmusok egymáshoz viszonylag közeli eredményeket adtak. A keresés első szakaszában viszonylag nagymértékben sikerült javítaniuk a fitness értéket, azonban a konvergencia grafikon folyamatosan ellaposodott. A Particle Swarm és Multi-Swarm Optimization eljárások megtalálták a globális optimumot.

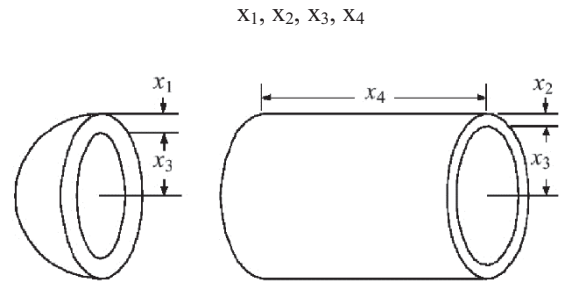
1. táblázat: Döntési változók és fitness értékek alakulása 500 iteráció után, 100 Monte Carlo futás adatai alapján

	x_1	x_2	x_3	x_4	$c(x)$
BFOA	0,216431	3,466861	8,835411	0,214421	1,783013
BATA	0,242063	2,667524	9,757862	0,240354	2,064279
BA	0,227592	4,242543	9,340195	0,216872	2,086103
CEM	0,261778	3,46564	8,011024	0,226749	1,958987
CS	0,225104	3,965644	8,662409	0,222609	1,902481
CA	0,340149	2,783943	8,167222	0,275559	2,476756
DE	0,20573	3,47052	9,0367	0,205727	1,724869
FF	0,205729	3,470535	9,036675	0,205727	1,724861
HS	0,427505	2,964389	6,612398	0,309042	2,619906
MA	0,216403	4,181003	9,381241	0,201501	1,963269
MSO	0,20573	3,470489	9,036624	0,20573	1,724852
NM	0,205726	3,476461	9,040556	0,205533	1,72601
PSO	0,20573	3,470489	9,036624	0,20573	1,724852
RS	0,219389	4,661642	9,043128	0,188537	1,964278
SA	0,206902	3,440392	9,050286	0,206899	1,733844

4.2. Pressure Vessel Design

A nyomástartó edény méretezése (Pressure Vessel Design) során a feladat egy sűrített levegőtároló tartály méreteinek meghatározása [19]. A tartály egy hengerpalástból, és annak a két végéhez hegesztett félgömbből épül fel. A cél a tartály gyártási költségének minimalizálása, beleértve az anyagköltséget, gyártást és

hegesztést is. A tartály méreteit négy döntési változó írja le, a hengerpalást és a félgömb vastagsága, a sugár mérete, valamint a hengerpalást hossza.



3. ábra: Pressure Vessel Design

A szerkezet méretezése során a döntési változók értékét összesen négy egyenlőtlenségi feltétel befolyásolja:

$$f_1(x) = -x_1 + 0,0193x_3 \leq 0 \quad (9)$$

$$f_2(x) = -x_2 - 0,00954x_3 \leq 0 \quad (10)$$

$$f_3(x) = -\pi x_3^2 x_4^2 - \frac{4}{3} \pi x_3^3 + 1296000 \leq 0 \quad (11)$$

$$f_4(x) = x_4 - 240 \leq 0 \quad (12)$$

A döntési változókra vonatkozó ajánlott méretkorlátok:

$$1 \times 0,0625 \leq x_1, x_2 \leq 99 \times 0,0625$$

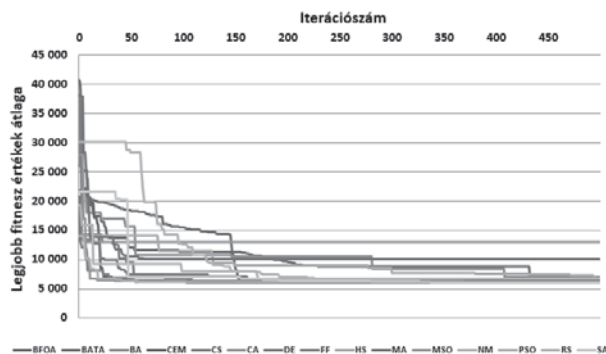
$$10,0 \leq x_3, x_4 \leq 200,0$$

A célfüggvény a szerkezet gyártási költségének minimalizálása az alábbi képlet szerint:

$$c(x) = 0,6224x_1x_3x_4 + 1,7781x_2x_3^2 + 3,1661x_1^2x_4 + 19,84x_1^2x_3 \quad (13)$$

A szakirodalomban ismert legjobb megoldás: $c(x) = 6059,714335$, ahol: $\bar{x} = (0,8125; 0,4375; 42,098446; 176,636596)$

Az általunk használt algoritmusok az alábbi megoldásokat találták:



4. ábra: Konvergencia grafikon a legjobb fitnessz értékekről 100 Monte Carlo futás adatai alapján

Az eredményeket szemlélve látható, hogy a nyomástartó edény méretezése egy viszonylag bonyolult szerkezetoptimalizációs feladat. A globális optimumot csak megközelíteni sikerült, a legjobb eredményeket a Simulated Annealing és Firefly Algorithm eljárások adták. Az iterációszám megnövelése valószínűleg pontosítana a megoldásokon. A feladatot az is nehezíti, hogy a döntési változók értéke nagy tartományon belül változhat.

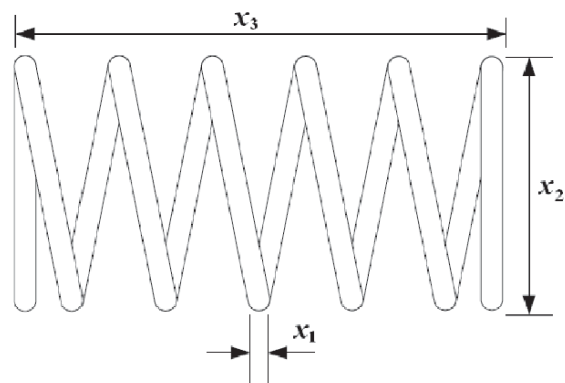
2. táblázat: Döntési változók és fitnessz értékek alakulása 500 iteráció után, 100 Monte Carlo futás adatai alapján

	x_1	x_2	x_3	x_4	$c(x)$
BFOA	0,838547	0,425654	43,40608	162,5036	6074,683
BATA	0,790578	0,391562	40,86752	199,979	6086,717
BA	0,963583	0,540394	46,65121	130,7311	6992,503
CEM	0,994467	0,491566	51,52681	86,67525	6367,349
CS	0,783062	0,456852	40,46633	198,4312	6121,276
CA	1,716198	0,993146	54,26034	67,76962	12929,72
DE	0,827759	0,413384	42,09651	177,8785	6118,547
FF	0,87285	0,431461	45,22517	141,3946	6067,731
HS	1,070907	0,572839	55,23693	62,88071	6908,002
MA	1,278154	0,61196	42,28275	175,8698	10141,24
MSO	0,892637	0,441231	46,25061	131,1827	6111,19
NM	0,874803	0,433331	45,25604	141,1738	6085,914
PSO	0,907858	0,448755	47,0393	123,7185	6146,014
RS	0,850992	0,408634	41,94124	196,8132	6704,099
SA	0,824525	0,435324	42,72123	169,2973	6065,003

4.3. Tension/Compression Spring Design

A feszítő/összenyomó rugó méretezése (Tension/Compression Spring Design) során a feladat egy rugó tömegminimumának meghatározása [20]. A rugó méreteit három döntési változó írja le, az anyag átmérője, a tekercs átmérője, illetve a tekercsek száma:

$$x_1, x_2, x_3$$



5. ábra: Tension/Compression Spring Design

A szerkezet méretezése során figyelembe vesszük a nyírófeszültséget (shear stress), a minimális kilengést (minimal deflection) és hullámfrekvenciát (surge frequency). A döntési változók értékét összesen négy egyenlőtlenségi feltétel befolyásolja:

$$f_1(x) = 1 - \frac{x_2^3 x_3}{7,178 x_1^4} \leq 0 \quad (14)$$

$$f_2(x) = \frac{4x_2^2 - x_1 x_2}{12566(x_2 x_1^3) - x_1^4} + \frac{1}{5108 x_1^2} - 1 \leq 0 \quad (15)$$

$$f_3(x) = 1 - \frac{140,45 x_1}{x_2^2 x_3} \leq 0 \quad (16)$$

$$f_4(x) = \frac{x_1 + x_2}{1,5} - 1 \leq 0 \quad (17)$$

A döntési változókra vonatkozó ajánlott méretkorlátok:

$$0,05 \leq x_1 \leq 2,0$$

$$0,25 \leq x_2 \leq 1,3$$

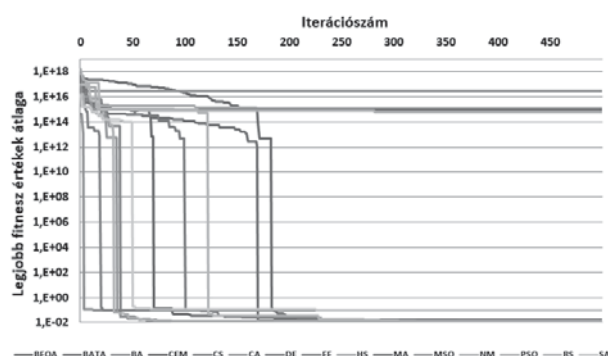
$$2,0 \leq x_3 \leq 15,0$$

A célfüggvény a szerkezet gyártási költségének minimalizálása az alábbi képlet szerint:

$$c(x) = (x_3 + 2)x_2 x_1^2$$

A szakirodalomban ismert legjobb megoldás: $c(x) = 0,012665$, ahol: $\bar{x} = (0,05169; 0,35675; 11,287126)$

Az általunk használt algoritmusok az alábbi megoldásokat találták:



6. ábra: Konvergencia grafikon a legjobb fitness értékekről 100 Monte Carlo futás adatai alapján

A rugóméretezési feladatnál a konvergencia grafikonon látható, hogy mindegyik egyenlőtlenségi feltételt egyszerre nem egyszerű kielégíteni. A keresés elején a magas fitness értékeket a büntetőfüggvény okozza. Az összes feltétel kielégítése után nagymértékű fitness értékbeli zuhanás látható. A feladatot legjobban a Multi-Swarm Optimization eljárás oldotta meg, három tizedesjegy pontossággal megtalálta az optimumot. A Firefly Algorithm is viszonylag jó eredményt produkált.

3. táblázat: Döntési változók és fitness értékek alakulása 500 iteráció után, 100 Monte Carlo futás adatai alapján

	x_1	x_2	x_3	$c(x)$
BFOA	0,046847	0,234891	14,24456	0,015649
BATA	0,052715	0,38171	9,996949	0,012725
BA	0,1	0,898401	10,98128	0,107808
CEM	0,053751	0,491566	10,09133	0,013543
CS	0,062402	0,895605	10,33315	0,107447
CA	0,1466	0,58593	13,46763	2,96E+16
DE	0,052253	0,365055	11,42514	0,013381
FF	0,052736	0,382423	9,927066	0,012685
HS	1,784851	0,34247	14,00934	1,17E+15
MA	0,300114	0,824224	12,87312	8,83E+14
MSO	0,05236	0,373071	10,39091	0,012673
NM	0,052722	0,381547	10,27783	0,012713
PSO	0,050011	0,317661	10,39091	0,01272
RS	0,237729	0,858167	13,44081	6,23E+14
SA	0,1	0,892967	10,08159	0,107885

5. ÖSSZEFOGLALÁS

A cikkben három, szakirodalomból vett feltételes szerkezetoptimalási feladatot oldottunk meg. Az optimaláshoz egy általunk megvalósított heurisztikus algoritmus gyűjteményt használtunk, amit folyamatosan fejlesztünk. A heurisztikus algoritmus gyűjtemény jelenleg 15 eljárást tartalmaz. Az eredményekből látható, hogy a heurisztikus algoritmusok teljesítményének megítéléséhez a szintetikus

tesztfüggvények mellett ajánlott szerkezetoptimalási feladatokat is megoldani.

A hatékonyságvizsgálat eredményei alapján az FF, MSO, PSA, SA eljárások jól működtek, érdemes vizsgálni a hibrid algoritmusok létrehozásának lehetőségeit. A pozitív tapasztalatok alapján a jövőben folyamatosan szeretnénk bővíteni az implementált heurisztikus algoritmusok számát.

6. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

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

7. IRODALOM

- [1] MARCSÁK G. Z. és JÁRMAI K.: Futódaru főtartó szerkezetoptimalása heurisztikus algoritmusok segítségével, GÉP: A Gépipari Tudományos Egyesület Műszaki Folyóirata, ISSN 0016-8572, 2014/1. pp. 39-44
- [2] MARCSÁK G. Z. és JÁRMAI K.: Heurisztikus algoritmusok hatékonyságvizsgálata általunk létrehozott tesztfüggvények segítségével, GÉP: A Gépipari Tudományos Egyesület Műszaki Folyóirata, ISSN 0016-8572, 2014/3. pp. 20-25
- [3] MARCSÁK G. Z.: Heurisztikus algoritmusok C# implementációja: <https://drive.google.com/folderview?id=0BxE6yHbGFZBAOHBpN2VIV08yS0k&usp=sharing>
- [4] 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
- [5] YANG X.-S.: A New Metaheuristic Bat-Inspired Algorithm, Nature Inspired Cooperative Strategies for Optimization (NISCO 2010), (Eds. J. R. Gonzalez et al.), Studies in Computational Intelligence, Springer Berlin, Springer, 2010. pp. 65-74
- [6] 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.
- [7] RUBINSTEIN R. Y.: Optimization of computer simulation models with rare events. European Journal of Operations Research, 99, 1997. pp. 89–112.
- [8] YANG X. S., DEB S.: Cuckoo search via Lévy flights, Proc. of World Congress on Nature & Biologically Inspired Computing (NaBIC 2009), December 2009, India. IEEE Publications, 2009. pp. 210-214.
- [9] 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

- [10] 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.
- [11] YANG X. S.: Firefly algorithms for multimodal optimization. *Stochastic Algorithms: Foundations and Applications, SAGA 2009. Lecture Notes in Computer Sciences 5792*. pp. 169-178.
- [12] GEEM Z. W., KIM J. H., AND LOGANATHAN G. V.: A new heuristic optimization algorithm: Harmony search. *Simulation*, 76:60–68, 2001.
- [13] MOSCATO P.: On evolution, search, optimization, genetic algorithms and martial arts: Towards memetic algorithms. Technical report, California Institute of Technology, 1989.
- [14] Zhao S. Z., Liang J. J., Suganthan P. N., és Tasgetiren M. F.: Dynamic Multi-Swarm Particle Swarm Optimizer with Local Search for Large Scale Global Optimization, in *Proceedings IEEE Congress on Evolutionary Computation*, 2008. pp. 3845–3852.
- [15] NELDER J. A.; MEAD R.: "A simplex method for function minimization". *Computer Journal* 7, 1965. pp. 308–313.
- [16] KENNEDY J. és EBERHART R. C.: Particle swarm optimization, In *Proceedings IEEE int'l conf. on neural networks Vol. IV*, 1995. pp 1942–1948
- [17] KIRKPATRICK S.: Optimization by simulated annealing: Quantitative studies. *Journal of Statistical Physics*, 1983. pp 975–986
- [18] K. RAGSDALL és D. PHILLIPS.: Optimal Design of a Class of Welded Structures using , 1976. pp 1021–1025
- [19] E. SANDGREN.: Nonlinear Integer and Discrete Programming in Mechanical Design Optimization. *J. Mech. Des.-T. ASME*, 112(2), 1990. pp 223–229
- [20] L. C. CAGNINA ÉS S. C. ESQUIVEL.: Solving Engineering Optimization Problems with the Simple Constrained Particle Swarm Optimizer, *Informatica* 32, 2008. pp. 319–326
- [21] GARG H.: Solving structural engineering design optimization problems using an Artificial Bee Colony algorithm. *Journal of Industrial and Management Optimization*, 10(3), 2014. pp. 777-794
- [22] YANG X. S. ÉS DEB S.: Engineering optimisation by cuckoo search. *International Journal of Mathematical Modelling and Numerical Optimisation*, 1(4), 2010. pp. 330-343

Internetes hivatkozások ellenőrizve: 2014. 08. 19.

NYOMÁS-IDŐ FÜGGVÉNY ELMÉLETI VIZSGÁLATA GÁZROBBANÁS ESETÉN

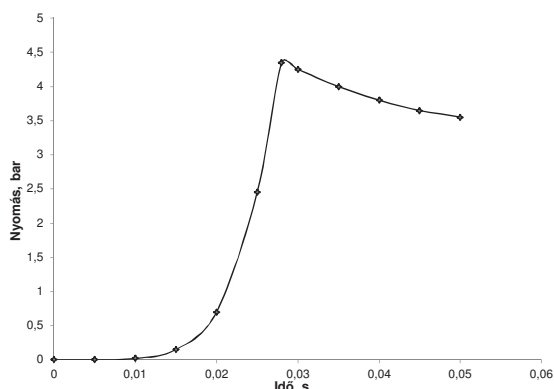
THEORETICAL INVESTIGATION OF PRESSURE- CHARACTERISTIC IN CASE OF GAS EXPLOSION

Mikáczó Viktória *, Dr. Szepesi L. Gábor **

Abstract In case of gas explosion close the ignition point the flame front builds up, rising and moving forward with burning velocity. This velocity calculated with equations which can be find in several relevant literature. This paper shows a method to calculate a pressure-time function in case of gas explosion based on the burning velocity in spherical vessels.

1. BEVEZETÉS

Gázrobbanás során a gyújtóforrás közelében kialakul az ún. lángfront. A lángfront az idő előrehaladtával egy meghatározott sebességgel expandál, kiterjed. Ezt a sebességet a láng terjedési sebességének nevezik, amely számításához alkalmazható összefüggést az irodalomban számos helyen publikáltak. A készülékben, melyben a robbanás végbemegy az 1-es ábrán látható nyomásprofil alakul ki. A kialakuló nyomásprofil függ a gázkoncentrációtól, a gázra jellemző lamináris égési sebességtől, a berendezés geometriájától.

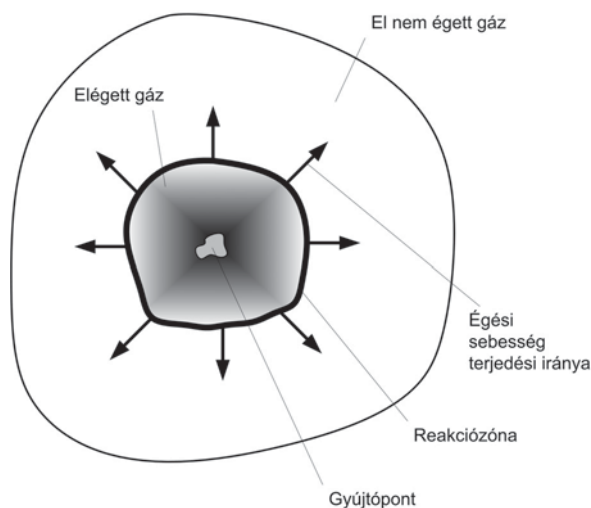


1. ábra. Nyomásnövekedési sebesség

* PhD hallgató, Miskolci Egyetem, Vegyipari Gépezeti Intézeti Tanszék
** egy. docens, Miskolci Egyetem, Vegyipari Gépezeti Intézeti Tanszék

2. GÁZROBBANÁS MECHANIZMUSA

Zárt térben történő gáz-levegő keverék robbanása során egy határréteg választja el az elégett (*burnt*) és a még nem elégett (*unburnt*) (2. ábra) részeket.



2. ábra. Gázrobbanás vázlatja

Ezen réteg sebessége feltételezések szerint nem összemérhető [1] a hangsebességgel, így a berendezésben a nyomás állandó. Ha feltételezzük, hogy az elégett és a még nem elégett gázkeverék tökéletesnek tekinthető, akkor felírható, hogy:

$$P \cdot V_u = \frac{m_u \cdot R_0 \cdot T_u}{M_u}, \quad (1)$$

illetve:

$$P \cdot V_b = \frac{m_b \cdot R_0 \cdot T_b}{M_b}. \quad (2)$$

Mivel a nyomás a rendszerben állandó, így $P = P_b = P_u$. A robbanás során a zárt térben lévő

anyagmennyiség változása:

$$\frac{dm_b}{dt} = A_f \cdot \rho_u \cdot S_0. \quad (3)$$

A (3) összefüggés bal oldalán álló tagot két részre bonthatjuk mely utal a láng terjedési sebességére és az égési sebességre:

$$\rho_b \frac{dV_b}{dt} + V_b \frac{d\rho_b}{dt} = A_f \cdot \rho_u \cdot S_0. \quad (4)$$

Legyen r az a távolság, amit a láng a robbanás középpontjától tesz meg. Ebben az esetben a láng felületét az alábbi módon értelmezhetjük: $\frac{dV_b}{dr} = A_f$. A_n értelmezés szerint a láng terjedési irányába eső felület nagysága. Csőben történő lángterjedés esetén az A_n felület megegyezik az áramlási keresztmetszettel ($\pi \cdot d^2/4$) A láng sebessége értelmezés szerint: $\frac{dr}{dt} = S_f$. Felhasználva (4)-et, írható, hogy:

$$S_f = \left(\frac{\rho_u}{\rho_b} \right) \cdot S_0 - \left(\frac{V_b}{\rho_b \cdot A_f} \right) \left(\frac{d\rho_b}{dt} \right). \quad (5)$$

$A_f \neq A_n$ abban az esetben, ha a lángfront geometriája komplex. Ekkor az (5) egyenlet módosítása szükséges. Abban az esetben ha a sűrűség változása kismértékű, akkor az (5) egyenlet jobb oldalán található második tag elhanyagolható, így a lángsebesség:

$$S_f = \left(\frac{\rho_u}{\rho_b} \right) \cdot S_0. \quad (6)$$

Az (6) egyenletben szereplő ρ_u/ρ_b tag neve az expanziós faktor. Az expanziós faktor meghatározható az alábbi összefüggés segítségével:

$$E = \frac{T_b}{T_u} \frac{M_u}{M_b} = \frac{T_b}{T_u} \frac{N_b}{N_u}, \quad (7)$$

ahol:

$$N_u = \frac{m_u}{M_u}, N_b = \frac{m_b}{M_b} \quad (8)$$

A robbanási folyamat elején T_u és T_b állandónak tekinthető. Idő szerint differenciálva az (1) összefüggést:

$$V_t \cdot \frac{dP}{dt} = \frac{dm_b}{dt} \left[\frac{R_0 \cdot T_b}{M_b} - \frac{R_0 \cdot T_u}{M_u} \right], \quad (9)$$

ahol zárt térfogatú robbanás esetén: $V_t = V_u + V_b$, valamint $dm_u/dt = -dm_b/dt$. Figyelembe

véve az (1) és (3) egyenleteket valamint $\rho_u = m_u/V_u$, a (9)-es egyenlet az alábbi alakban írható:

$$V_t \cdot \frac{dP}{dt} = A_f \cdot S_0 \cdot P \frac{M_u}{R_0 \cdot T_u} \left[\frac{R_0 \cdot T_b}{M_b} - \frac{R_0 \cdot T_u}{M_u} \right]. \quad (10)$$

Felhasználva a (7) összefüggést a (10) egyszerűsített alakban:

$$V_t \cdot \frac{dP}{dt} = A_f \cdot S_0 \cdot P (E - 1). \quad (11)$$

A robbanás kezdeti szakaszán a láng r_b sugárra expandál, így a láng felülete:

$$A_f = 4 \cdot \pi \cdot r_b^2 \quad (12)$$

A lángterjedési sebesség segítségével szintén felírható az adott pillanatban a láng sugara:

$$r_b = S_f \cdot t = E \cdot S_0 \cdot t, \quad (13)$$

feltételezések szerint az expanziós faktor (E) állandó. Így felhasználva (13) és (12) valamint (11) összefüggéseket írható, hogy:

$$V_t \frac{dP}{dt} = P \cdot E^2 (E - 1) \cdot S_0^3 \cdot 4 \cdot \pi \cdot t^2, \quad (14)$$

illetve

$$\frac{1}{P} \frac{dP}{dt} = \frac{4 \cdot \pi \cdot E^2 \cdot (E - 1) \cdot S_0^3 \cdot t^2}{V_t}. \quad (15)$$

Integrálva az összefüggést:

$$\ln P = \frac{4 \cdot \pi \cdot E^2 (E - 1)}{3 \cdot V_t} \cdot S_0^3 t^3 + Const, \quad (16)$$

illetve P_0 és P határok között:

$$P = P_0 \cdot e^{\frac{E^2 \cdot (E-1) (S_0 \cdot t)^3 \cdot 4 \cdot \pi}{3 \cdot V_t}}. \quad (17)$$

Figyelembe véve azt, hogy gömb alakú tartály esetén a sugár R , így a (17) az alábbi egyszerűbb alakban írható:

$$P = P_0 \cdot e^{E^2 \cdot (E-1) \left(\frac{S_0 \cdot t}{R} \right)^3}. \quad (18)$$

3. NYOMÁSPROFIL MEGHATÁROZÁSA GÁZROBBANÁS SORÁN

A (18)-as összefüggés segítségével határozhatjuk meg az adott edényben történő robbanás során fellépő nyomásemelkedés mértékét. Vizsgálatainkat adott, 20 l űrtartalmú gömb alakú robbantókamrában végezzük, a sztöchiometriai aránynak megfelelő propán-levegő keverékkel (4,08 V/V% összetételű keverék, azaz $\Phi = 1$)[2]. A vizsgálatok kezdeti nyomása a légköri nyomással egyezik meg, és szobahőmérsékleten zajlanak.

Az (18) összefüggésben szereplő E expanziós faktor a [3] irodalomban a megadott paramétereknek megfelelő érték: $E = 7,97$. A (18) összefüggés eredményét igen nagyban befolyásolja az úgynevezett lamináris lángterjedési sebesség, melynek számítására nagy számú szakirodalom áll rendelkezésre [4]. Dahoe által publikált [6] összefüggés a lángterjedési sebességre:

$$S_L = \frac{r}{3} \left(\frac{P_i}{P} \right)^{\frac{1}{\gamma_u}} \frac{1}{P_e - P_i} \cdot \left[1 - \left(\frac{P_i}{P} \right)^{\frac{1}{\gamma_u}} \left(\frac{P_e - P}{P_e - P_i} \right) \right]^{-2/3} \frac{dP}{dt} \quad (19)$$

A lángfront sugara az alábbi összefüggéssel határozható meg:

$$r_b = r \left(1 - \frac{P_i \cdot T_u \cdot P_e - P}{P \cdot T_i \cdot P_e - P_i} \right)^{1/3} \quad (20)$$

A (19) egyenletet megoldását Manton készítette el [7]. Az itt meghatározott összefüggés felhasználásával számos gáz-levegő keverékkel végzett kísérleteket valamint számításokat. Többek között az általunk alkalmazni kívánt propán-levegő keverékkel azonos [7] vizsgálatot is találunk, melynek eredményeit az 1-es táblázat mutatja.

A [7] irodalom kísérleti eredményei alapján felvehető az adott keverékre jellemző nyomásemelkedés-görbe kezdeti szakasza. Ez nem a teljes görbe, ugyanis egy maximális nyomásérték elérése után a nyomásértékek csökkenő tendenciát mutatnak, mivel a lángfront előrehaladásával az el nem égett anyag mennyisége csökken, ami egy idő után lassítja a robbanási folyamatot (ld. 1-es ábra). Dahoe elmélete alapján a lamináris lángterjedési sebesség átlagosan 0,407 m/s-ra adódott 4,08 V/V%-os propán-levegő keverék esetén (lásd alábbi táblázat). Az álta-

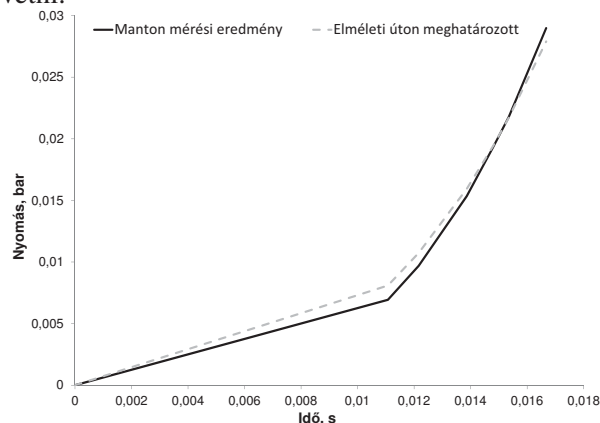
lunk vizsgált gázkeverék (propán-levegő) lamináris lángterjedési sebességének a meghatározására a legkisebb négyzetek módszerét alkalmaztuk.

Modell	Érték, m/s
Manton [7]	0,407
Dahoe [4]	0,414
Metghalchi [5]	0,382
Rallis [5]	0,369
Babkin [4]	0,349
Jelen cikk	0,3635

A 3-as ábrán látható, hogy a gázrobbanás kezdeti szakaszában a mérésekkel meghatározott nyomásemelkedési-görbe valamint az elméleti úton meghatározott összefüggés (18) nagyon jó egyezést mutat (az eltérések négyzetösszege: $4 \cdot 10^{-6}$).

4. ÖSSZEFOGLALÁS

Jelen cikkben ismertettünk egy eljárást gázrobbanás esetén a nyomásemelkedés-idő függvény kezdeti szakaszának meghatározására. További feladat a teljes robbanási folyamat vizsgálata és leírása, valamint a berendezéseken alkalmazott robbanás elleni védelmi módszerek illetve a lefűvővezetékek hatásának elemzése [8][9] a nyomás-idő karakterisztikára gáz- valamint porrobbanás esetén. Szintén további feladatnak tekintjük a teljes robbanási folyamat numerikus áramlástani szimulációjának az elkészítését és a kapott eredményeket a megépített kísérleti berendezésen mért eredményekkel kívánjuk összevetni.



3. ábra. Nyomásnövekedési sebesség

Köszönetnyilvánítás

A kutatói tanulmány a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt részeként -

az Új Magyarország Fejlesztési Terv keretében - az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósult meg.

elevated static activation pressures, Journal of Loss Prevention in the Process Industries, DOI: 10.1016/j.jlp.2014.07.016

HIVATKOZÁSOK

- [1] R. J. Harris: *Gas Explosions in Buildings and Heating Plant*, 1989. ISBN 0 419 13220 1
- [2] Domnina Razusa, Venera Brinzeaa, Maria Mitua, Dumitru Oanceab: *Temperature and pressure influence on explosion pressures of closed vessel propane-air deflagrations*, Journal of Hazardous Materials 174 (2010) 548-555
- [3] L.-K. Tsenf, M. A. Ismail, and G. M. Faeth: *Laminar Burning Velocities and Markstein Numbers of Hydrocarbon/Air Flames*, Combustion And Flame 95:410-426 (1993)
- [4] A.S. Huzayyin, H.A. Moneib, M.S. Shehatta, A.M.A. Attia: *Laminar burning velocity and explosion index of LPG-air and propane-air mixtures*, Fuel 87 (2008) 39-57
- [5] James K. Ceck: *Burning Velocities of Mixtures of Air with Methanol, Isooctane, and Indolene at High Pressure and Temperature*, Combustion and Flame 48:191-210 (1982)
- [6] A. E. Dahoe, J. F. Zevenbergen, S. M. Lemkowitz and B. Scarlett: *Dust explosions in spherical vessels: The role of flame thickness in the validity of the 'tube-root law'*, J. Loss Prev. Process Ind. Vol. 9. No. 1. pp. 33-44, 1996
- [7] John Manton, Guenther von Elbe, Bernard Lewis: *Burning-Velocity Measurements in a Spherical Vessel with Central Ignition*, PII: S0082-0784(53)80048-2, pp 358-363
- [8] Xingqing Yan, Jianliang Yu, Wei Gao: *Duct-venting of dust explosions in a 20 L sphere at*

- [9] Xingqing Yan, Jianliang Yu: *Dust explosion venting of small vessels at the elevated static activation overpressure*, Powder Technology, Volume 261, July 2014, Pages 250-256; DOI: 10.1016/j.powtec.2014.04.043

JELÖLÉSJEGYZÉK

Jel	Megnevezés	Mért.
P	Nyomás	bar
V_u	El nem égett gáz térfogata	m^3
m_u	El nem égett gáz tömege	kg
R_0	Gázállandó	$J/molK$
T_u	El nem égett gáz hőmérséklete	K
M_u	El nem égett gáz móltömegé	$kg/kmol$
V_b	Elégett gáz térfogata	m^3
m_b	Elégett gáz tömege	kg
T_b	Elégett gáz hőmérséklete	K
M_b	Elégett gáz móltömege	$kg/kmol$
A_f	Láng felülete	m^2
ρ_u	El nem égett gáz sűrűsége	kg/m^3
S_0	Lamináris égési sebesség	m/s
A_n	Áramlás irányába eső láng felület	m^2
S_f	Égési sebesség	m/s
ρ_b	Elégett gáz sűrűsége	kg/m^3
N_u	El nem égett gáz mólszáma	mol
N_b	Elégett gáz mólszáma	mol
E	Expanziós faktor	-
P_i	Kezdeti nyomás	bar
Φ	Ekvivalencia arány	-
γ_u	Fajhők aránya	-
T_i	Kezdeti gázhőmérséklet	K
α, r	Robbantókamra sugara	m
r_b	Lángfront sugara	m

1. táblázat. Propán-levegő keverék mérési eredmények

Idő, ms	Nyomásváltozás, cm.Hg	Lángterjedési sebesség, cm/s	Lángfront sugara, cm
11,07	0,52	40,3	2,751
12,16	0,727	40,5	3,074
13,86	1,151	40,6	3,579
14,79	1,447	40,9	3,857
15,35	1,634	40,6	4,016
16,67	2,174	41,3	4,408

HŐSZIVATTYÚKHOZ TERVEZETT ÚJ TÍPUSÚ FORGÓDUGATTYÚS KOMPRESSZOR NUMERIKUS ÁRAMLÁSTANI SZIMULÁCIÓJA

CFD SIMULATION OF A NEW TYPE ROLLING PISTON COMPRESSOR DESIGNED FOR HEAT PUMPS

Farkas Balázs

Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Áramlástan Tanszék

ABSTRACT

This paper examines the potential of a commercially available CFD tool in simulating the performance of a future rolling piston compressor designed for heat pump systems. For that a 2D model was created and tested under various boundary conditions. Since actual measurement data are not yet available, a broad literature research was done and the preliminary simulations were compared to results of former studies.

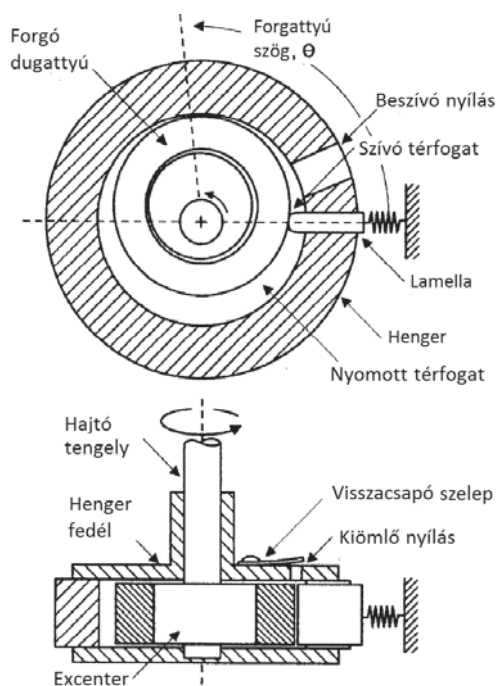
1. BEVEZETÉS

Forgódugattyús kompresszorokat (1. ábra) széles körben alkalmaznak hűtő- és légkondicionáló berendezésekben, hőszivattyúkban valamint léteznek speciális felhasználási területei, így alkalmazhatóak például kis teljesítményű gázturbinák kompresszoraként [1]. A hagyományos dugattyús kompresszorokkal szemben több előnyük is van, úgymint az egyszerűbb szerkezetből adódó, kompakt méret, kis tömeg, megbízhatóság, sima járás, csendes működés, mérsékelt ár és mindezek mellett viszonylag nagy fajlagos teljesítmény. Mindazonáltal a fenti előnyök csak gondos tervezés és összeszerelés esetén érhetőek el [3] [4].

A forgódugattyús kompresszorok térfogatkiszorításos gépek, így tervezésükkor jellemzően a termodinamikai szempontok kerülnek előtérbe. Mindazonáltal a maximális hatásfok elérése érdekében szükséges lehet figyelembe venni az áramlási viszonyokat is, ami indokolja a numerikus áramlástan (Computational Fluid Dynamics, CFD) szoftverek használatát. A legfontosabb áramlástechnikai problémák, amelyek befolyásolják a kompresszió folyamatát: a tömítetlenségből származó szivárgás, a változó hőcsere a határrétegeken keresztül, a határrétegekben fellépő sűrűdés és a gázok keveredése, valamint a be és kilépő keresztmetszetek környezetének kialakítása miatt fellépő áramlástanai veszteségek [5][6].

2. A KOMPRESSZOR MŰKÖDÉSE

A hatékonyság növelésének érdekében az 1. ábrán látható általános konstrukciónak többféle módosított változata létezik.



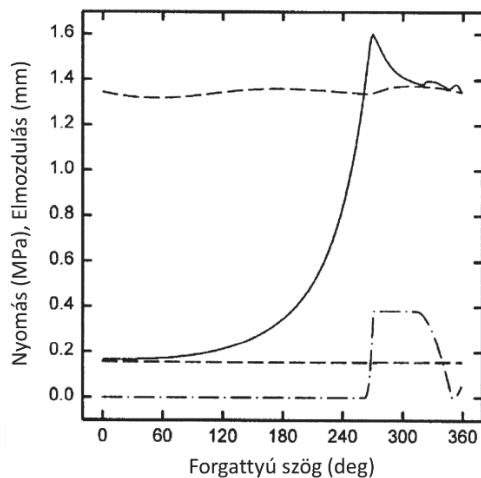
1. ábra: Forgódugattyús kompresszor vázlatja [1]

Magas fordulatszámon (2000 1/min felett) a fellépő jelentős gyorsulások miatt a lamellát támasztó rugó ereje gyakran nem elég ahhoz, hogy a lamellát a dugattyú felületéhez szorítsa, ezért a lamella elemelkedhet a dugattyúról, megnövelve ezzel a szivárgási veszteséget. Ez megakadályozható, ha rugós működtetés helyett a lamellát egy zsanérhoz hasonló mechanizmussal a dugattyúba ágyazzák (ún. Hinged Vane (HV)), amivel a munkaközeg szívótérfogatba történő visszaszivárgása jelentősen csökkenthető [1].

A sűrűdési veszteség csökkentése érdekében fejlesztették ki azt a megoldást, amikor a henger és a dugattyú is forog és a henger forgása a dugattyúba ágyazott HV közvetítésével biztosított. A megoldás segítségével a relatív elmozdulás az érintkező felületek között csekély, vagyis az emiatt fellépő sűrűdésből származó veszteség jelentősen csökkenthető [7].

A veszteségeket csökkentendő született meg az az általunk vizsgált konstrukciós változat is, amikor a lamella mozgatása a hajtó tengelyhez kapcsolt rudas mechanizmuson keresztül történik, amivel nagy fordulatszámra is biztosítható az állandó kapcsolat a dugattyú és a lamella között a támasztó rugó túlzott előfeszítése és az ebből származó megnövekedett járulékos súrlódási veszteség nélkül [8].

Kialakítástól függetlenül ezekben az esetekben a működési elv mindig ugyanaz. A meghajtó tengely elfordulásával a szívó térfogat nő és a munkaközeg közel állandó nyomáson a hengerbe áramlik (**1. ábra**). Ezzel párhuzamosan a nyomott térfogat csökken, amivel arányosan a közeg nyomása nő. Amint ez a nyomás meghaladja az „ürítési” nyomást, a közeg a kiömlő nyíláson és a visszacsapó szelepen keresztül kiáramlik.



2. ábra: Nyomott térfogatban mérhető nyomás (—), üritési és szívótér nyomás (---), visszacsapó szelep elmozdulása (-.-) a forgattyúszög függvényében [1]

A **2. ábra** szemlélteti egy tipikus hűtőgépbbe épített kompresszor nyomáslefutási, valamint a visszacsapó szelep pozíciójának görbéit [1]. Bár ezek az értékek egy előzetes számítás eredményei, jellegre megegyeznek a szakirodalomban [6] [7] [9] [10] publikált mérési eredményekkel. Ideális esetben a sűrítés adiabatikus, az ürités pedig állandó nyomáson történik. Az ábrán látható túllövés és lengés a közeg és a visszacsapó szelep tehetetlenségének következménye.

3. NUMERIKUS MODELL

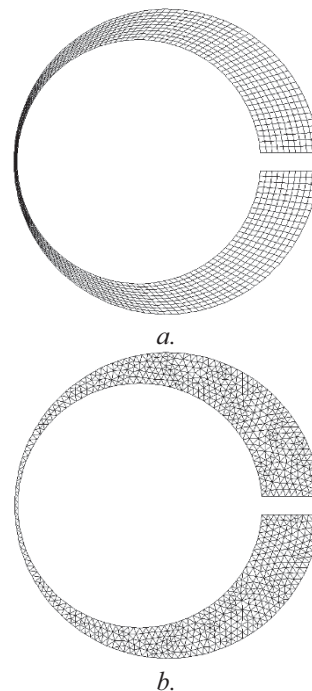
3.1. Számítási tartomány

Az előzetes számításokhoz felvett 2D-s tartomány tartalmazza a be- és kiömlő nyílásokat valamint a visszacsapó szelepet.

Amint az **1. ábrán** is látható, a szívó és a nyomott térfogat nagysága és alakja a dugattyú elfordulásával folyamatosan változik. Ennek a változásnak a követéséhez valamilyen újrahálózó eljárást kell

alkalmaznunk. A lehetséges megoldások közül az egyik, amikor a vizsgált tartományt kvadratus elemekkel töltjük fel (**3.a. ábra**) [11]. Ekkor a dugattyú elfordulásával az elemek száma nem, viszont méretük és formájuk a deformálódó felülettel változik. Másik, általunk is alkalmazott megoldás, amikor a számítási tartományt tetra elemekkel töltjük fel (**3.b. ábra**). A felület deformálódásával kezdetben a hálóelemek is deformálódnak, majd amikor az elemek méretváltozása meghalad egy bizonyos értéket, a hálót kezelő program a tartományt elemek hozzáadásával illetve törlésével újrahálózza.

További lehetőségként merül fel előre elkészített hálók alkalmazása. Az előre definiált szöghelyzetek között a háló deformálódik majd a deformálódott hálót az előre elkészített hálóra cseréljük és az eredményeket az új hálóra interpoláljuk [12]. A módszer alkalmazásával a háló minősége jól kontrollálható, viszont az egész tartományra kiterjedő interpoláció bizonyos esetekben jelentős hibát vihet a rendszerbe.



3. ábra: Dinamikus hálózási eljárások

Az általunk végzett számításokhoz az ANSYS Fluent 14.5 programot használtuk. Az újrahálózáshoz beállított feltételeket úgy adtuk meg, hogy az elemek mérete a számítás során, az egész tartományon a felülettől való távolságtól függetlenül közel állandó legyen.

3.2. Numerikus modell és peremfeltételek

A hűtőgépektől eltérően a vizsgált közeg jelen esetben ideális gázként kezelt levegő. A jelenleg bemutatott elsődleges szimulációk esetében a közeget határoló falak tökéletesen hőszigeteltek. A turbulenciát *Realizable k-ε* modell segítségével modelleztem.

3.2.1 Visszacsapó szelep modellje

Első lépésként a már tárgyalt esetet vizsgáltam, amikor kompresszor állandó nyomású térfogatot tölt, ezért a kimeneten az üritési nyomásnak megfelelő állandó nyomású peremfeltételt definiáltam a visszaáramló levegő turbulens paramétereinek megadásával. A valóságban a feltöltött nagynyomású térből a kompresszor nyomott térfogatába történő visszaáramlást egy visszacsapó szelep akadályozza meg. Esetünkben ezt a kilépő perem előtt definiált porózus zóna modellezi, amelynek ellenállása a szelep zárásával nő, meggátolva a kilépő perem felőli visszaáramlást. A porozitást a standard áramlást leíró egyenletekhez adott forrástaggal modelleztük.

3.2.2 Tömítések modellje

A tömítéseket a kontaktpontok közvetlen környezetében definiált porózus zónával modelleztük. Az újrahálózó algoritmus miatt az újrahálózott tartomány folytonossága nem szűnhet meg, így az érintkezési pontokban – a henger és a dugattyú, a henger és a lamella, valamint a lamella és a dugattyú között – mindig kell olyan hálórésznek maradnia, ami legalább egy cella szélességű. A megmaradó cellán áthaladó térfogatáramot a fent említett porózus zóna ellenállása és a megmaradó rész mérete határozza meg. A Sud [12] által publikált modellhez hasonlóan, ahol a kontaktpontokban a szivárgást a viszkozitás növelésével gátolták, a porózus zóna ellenállását úgy állítottam be, hogy az azon keresztül folyó tömegáram minimális legyen.

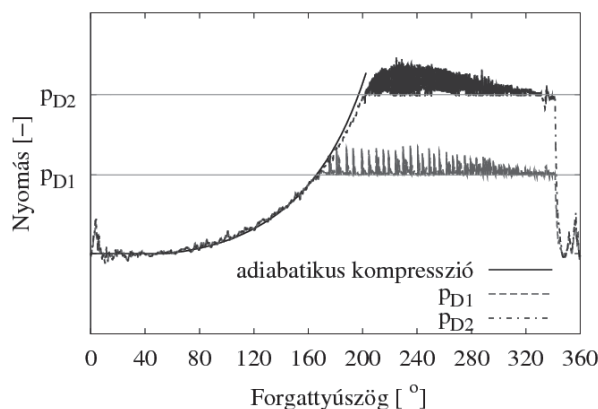
4. EREDMÉNYEK KIÉRTÉKELÉSE

A **4. ábrán** látható, hogy a modell szerint a nyomásfelfutás a visszacsapó szelep előtti pontban az üritési nyomás (p_D) eléréséig jól közelíti az ideális térfogatváltozásból számított adiabatikus kompresszió vonalát, mivel a szivárgás viszonylag csekély, valamint nincs hőcsere a falak mentén.

A kilépő peremen beállított, az üritési nyomással megegyező nyomás elérésekor a visszacsapó szelepet modellező porózus zóna ellenállása megszűnik, a nyomott térből a közeg a kilépő perem felé szabadon áramolhat, amíg nyomása nagyobb a kilépő peremen beállított nyomásnál. Amikor a nyomás a beállított érték alá csökken, a porózus zóna ellenállása megnő, meggátolva ezzel a visszaáramlást. Az állandó nyomású üritési szakaszon intenzív nyomáslengés figyelhető meg, ami némileg eltér a tapasztalatok alapján várt jellegtől. Ez annak a következménye, hogy a porózus modell alkalmazásával, megfelelő referenciaértékek hiányában nem modellezhető a visszacsapó szelep tehetetlensége.

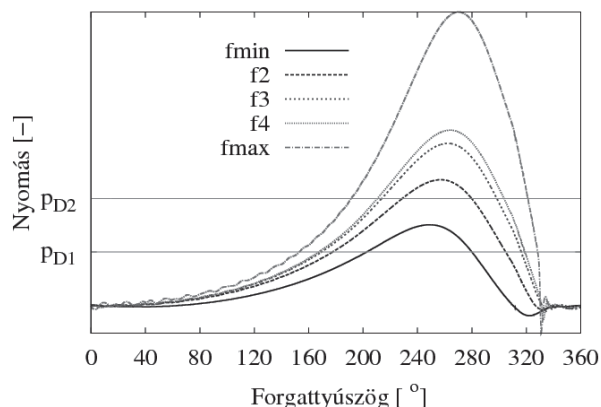
4.1. Fojtással terhelt kompresszor működésének szimulációja

A későbbi mérések során még a teljes hőszivattyú rendszer felépítése előtt a kompresszor teljesítményét fojtással terhelt segítésével teszteljük.



4. ábra: Nyomott térfogat nyomásának változása állandó nyomású peremfeltétel esetén, ahol P_{D1} és P_{D2} jelöli a kilépő peremen beállított üritési nyomásértékeket, valamint az ezekhez tartozó nyomáslefutási görbéket

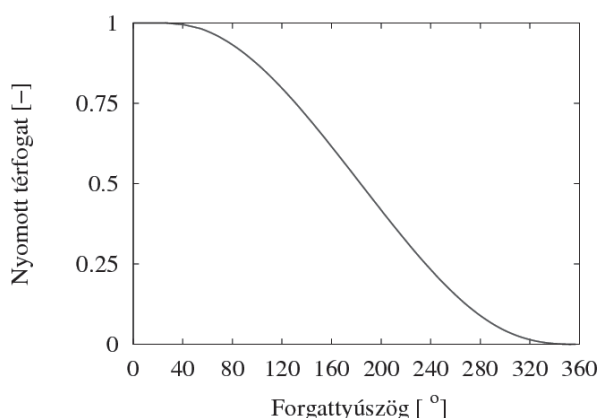
Ennek az esetnek a modellezéséhez a kimeneten a belépő peremen beállított környezeti nyomás értékét adjuk meg. A fojtásos terhelést a visszacsapó szelep után beiktatott porózus zóna modellezi. A fojtás mértékét a porózus zóna ellenállásának változtatásával állítjuk be.



5. ábra: Nyomott térfogat nyomásának változása fojtással terhelt kompresszor esetén, ahol f_{min} és f_{max} a vizsgált legkisebb, ill. legnagyobb, valamint f_2, f_3 és f_4 rendre a köztes fojtásokhoz tartozó nyomáslefutásokat jelöli.

Az **5. ábrán** látható fojtásos terhelési esetben a görbék felfutása lassabb, mivel a fojtáson keresztül kiáramló összesűrített levegő mennyisége már jelentős az előző esethez képest, ahol a felfutó szakasznál csak a tömítéseken keresztüli minimális szivárgás okozta a görbe meredekségének csökkenését az ideális veszteségmentes sűrítéshez képest. Az általunk vizsgált fordulatszám-tartomány felső határánál, és a legnagyobb fojtás esetén is a visszacsapó szelep a sűrítési szakasz egésze alatt nyitott állapotú, vagyis a fojtáson keresztüli kiáramlás következtében a nyomás a visszacsapó szelep előtt mindig magasabb, mint a visszacsapó szelep után.

A **6. ábrán** látható, hogy a térfogatváltozás mértéke a sűrítési szakasz végéhez közeledve jelentősen csökken. Ezen a szakaszon a visszacsapó szelep utáni térből az összesűrített közeg olyan ütemben távozik, hogy az általunk vizsgált legmagasabb fordulatszám mellett is a nyomás gyakorlatilag már a sűrítési szakasz befejezése előtt visszaesik a kilépő peremen beállított környezeti nyomás értékére. A görbék menetét a fordulatszámon és a fojtáson kívül befolyásolja a fojtás és a visszacsapó szelep között modellezett térfogat nagysága is. A térfogat növelésével és a fojtás megfelelő beállításával a **4. ábrához** hasonló állandósult állapot érhető el. Ezen paraméterek megfelelő hangolása a mérési eredmények alapján lesz kivitelezhető.



6. ábra: Nymott térfogat változása a dugattyú elfordulásának függvényében

5. ÖSSZEFOGLALÁS

Cikkem rövid összefoglalót ad a szakirodalomban fellelhető forgódugattyús kompresszorok mérésével és modellezésével kapcsolatos eddigi eredményekről. Bemutattam, hogy egy numerikus áramlástanai szoftverrel és az ehhez kapcsolt dinamikus hálózási módszerek alkalmazásával hogyan modellezhető egy ilyen kompresszor működése. Elmondható, hogy az állandó nyomású peremfeltételre kapott eredmények összhangban állnak a korábban publikáltakkal. A fojtásos terheléses modell validálásához viszont – szakirodalmi adatok hiányában – empirikus vizsgálatok szükségesek, melyek várhatóan lehetővé teszik a hőátadási folyamatok figyelembe vételét is a numerikus modellben.

6. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A kutatás a Magyar Kormány támogatásával, a Nemzeti Fejlesztési Ügynökség kezelésében, a Kutatási és Technológiai Innovációs Alap finanszírozásával valósul meg, KMR-12-1-2012-0199 szerződés szám alatt. Ezúton mondok köszönetet Dr. Sente Viktornak, a KMR projekt koordinátorának.

7. IRODALOM

- [1] JR. PRATER G., HNAT W.P., Optical measurement of discharge valve modal parameters for a rolling piston refrigeration compressor, *Measurement*, Vol. 33, (2003), No. 1, pp. 75–84
- [2] M. OKUR, I AKMANDOR.: Experimental investigation of hinged and spring loaded rolling piston compressors pertaining to a turbo rotary engine, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, No. 6-7, (2011), pp. 1031-1038
- [3] YANAGISAWA T., SHIMIZU T.: Leakage losses with a rolling piston type rotary compressor . I . Radial clearance on the rolling piston, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 8, (1985), No. 3, pp. 152-158
- [4] YANG H., QU Z., ZHOU H. YU B., Study on leakage via the radial clearance in a novel synchronous rotary refrigeration compressor, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 34, (2011), No. 1, pp. 84-93
- [5] PRASAD B.: CFD for Positive Displacement Compressors, *International Compressor Engineering Conference at Purdue*, July 12-15, (2004)
- [6] WAKABAYASHI H., YUUDA J., AIZAWA T., YAMAMURA, M., Analysis of performance in a rotary compressor, *International Compressor Engineering Conference*, Paper 385, (1982)
- [7] TEH Y.L., OOI K.T., Experimental study of the Revolving Vane (RV) compressor, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29., (2009), No. 14-15, pp. 3235-3245
- [8] <http://www.magai.eu/magaimotor/thermo.html>
- [9] LIANG S., XIA S., KANG X., ZHOU P., LIU Q., HU Y., Investigation of Refrigerant Flow Simulation and Experiment of Rolling Piston, *International Compressor Engineering Conference*, Paper 1955, (2010)
- [10] FERRARIS G., ANDRIANOELY M.-A. A., BERLIOZ, A. DUFOUR R., Influence of cylinder pressure on the balancing of a rotary compressor, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 292, (2006), No. 3-5, pp. 899-910
- [11] GENG W., LIU, C. H., WANG Y. Z., The Performance Optimization of Rolling Piston Compressors Based on CFD Simulation, *International Compressor Engineering Conference*. (2004) Paper 1621.
- [12] SUD CAMPO, Analysis of the Suction Chamber of External Gear Pumps and their Influence on Cavitation and Volumetric Efficiency, *Doctoral Thesis*, Universitat Politècnica de Catalunya, Laboratorio de Sistemas Oleohidráulicos y Neumáticos, (2012)

CONTENTS

1. Bodnár I.; Siménfalvi Z.:

Designing a ton per day capacity plasma reactor 5

Plasma technology is one of the most effective and environmentally friendly method for solid waste treatment and energy utilization. Paper presents the geometrical designing process of a plasma reactor having one ton per day capacity. Dimensions of a plasma reactor are affected by a lot of factors.

2. Hajdú S.; Czibere T.; Kalmár L.:

On the Betz – Lanchester - Joukowsky limit 11

The Betz – Lanchester – Joukowsky (shortly Betz) limit defines the upper value of the energy amount can be converted to usable power in an open flow. Authors give a well illustrated summary about the terms belonging the Betz limit and describe the process of its determination.

3. Ecsedi I.; Baksa A.:

Curved beam on elastic foundation loaded by concentrated moment 15

In this paper the equilibrium problem of curved beam on elastic foundation loaded by couple is analysed. A simple one-dimensional model is formulated to get the radial displacements, crosssectional rotation and internal forces. A numerical example illustrates the applications of the derived formulae.

4. Farkas J.; Jármai K.:

Optimum design of a welded punch press 19

The table beam of a punch press is a special welded structure consisting of a box beam with an orthogonally stiffened upper flange.

Authors optimise the structure applying several design constrains. Comparing to the original version significant savings and mass reduction can be achieved with optimised press structure.

5. Marcsák G. Z.; Jármai K.:

Solving constrained structural optimization problems with heuristic methods 25

For constrained structural optimization authors use a heuristic algorithm collection implemented by them. The algorithm collection is under continuous development. Paper shows the colourful possibilities provided by the algorithm collection.

6. Mikáczó V.; Szepesi L. G.:

Theoretical investigation of pressure characteristic in case of gas explosion..... 33

In case of gas explosion close the ignition point the flame front builds up, rising and moving forward with burning velocity. This paper shows a method to calculate a pressure-time function in case of gas explosion based on the burning velocity in spherical vessels.

7. Farkas B.:

CFD simulation of a new type rolling piston compressor designed for heat pumps 37

Author briefly summarises the results concerning the modelling and measuring of the rolling piston compressor can be found in literature. Paper shows how the operation of a rolling piston compressor can be modelled applying a numerical flow software and the coupled meshing methods.

GÉP

INFORMATIVE JOURNAL

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

Dr. Döbröczöni Ádám
President of Editorial Board

Vesza József
General Editor

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

Dr. Barkóczy István
Bányai Zoltán
Dr. Beke János
Dr. Bercesey 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. Tímár Imre
Dr. Tóth László
Dr. Zobory István

DEAR READER,

After the considerable historical changes in Hungary, took place almost a quarter of a century ago, the restructuring of the national industry has been started as well. The former decisive industrial branches nearly disappeared; new branches came out laying claim new demand against professionals. Requirements were changed from vocational training to engineer courses. The two level university studies set the task to professors because the economy expects engineers of BSc level that they be immediately able to work after finishing their studies, while it is important from the viewpoint of both the given person and the chosen profession, that the specialists be able to meet the well known and the momentarily not known requirements; for this latter it is relevant to have properly deep knowledge in natural sciences. This knowledge can be acquired in MSc level. In spite of this fact the majority of new engineers immediately sign on and only few of them enrol for MSc courses.

More than hundred years ago the Technical University of Budapest (now: Budapest University of Technology and Economics) accepted the Humboldt's idea, i.e. only that kind of person can teach in university, who carried out active research work, and at the same time who gave not only the theoretical, but the practical knowledge to his/her student as well. This conception means, that teacher should always give his/her students the unity of theory and practice and besides the ability to work; the young engineers should be able to develop themselves. The equilibrium and the more or less importance between theory and practice are one of the important questions in our days, mainly with regard to the two level education.

One of the several clichés is: 'there is not more practical thing that a good theory'. Both in the fifty year history of the Scientific Society of Mechanical Engineering (GTE) and in the several decade professional activity of the journal GÉP it can be found endeavour for serving the unity of theory and practice. This effort was perceptible in the transition of the Hungarian industry taking place in the last years. This number of the journal contains high amount of scientific information, hopefully serving development of both the experienced professionals and the young engineers standing on the first stair of their carrier as well.

Prof. Dr. Ádám Döbröczöni

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

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

<http://www.gepujsag.hu>

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

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

INDEX: 25 343 ISSN 0016-8572

MEGA.PULS FOCUS

30% nagyobb termelékenység
30% kevesebb füst
30% kevesebb energia

3X30% haszon

A MEGA.PULS FOCUS
több, mint gyors!

REHM[®]
Welding Technology



3527 MISKOLC, VÁSÁRTÉRI ÚT 8

E-MAIL: SALES@ESZAKFERR.HU

TEL: 46/501-916



ESZAK ÉFERR

A BIZTOS PARTNER

FÜLECSELT KÖTELEK
MŰANYAG HEVEDEREK
ÉS KÖRKÖTELEK
RAKOMÁNYRÖGZÍTŐK
VASÚTI VEZETÉKEK



www.eszakferr.hu