

GÉP

A GÉPIPARI TUDOMÁNYOS EGYESÜLET MŰSZAKI FOLYÓIRATA

- TERVEZÉS
- KUTATÁS
- FEJLESZTÉS
- KIVITELEZÉS
- ÉRTÉKESÍTÉS
- VÁLLALKOZÁS
- GÉPIPARI HÍRADÓ
- GAZDASÁGOSSÁG
- NEMZETKÖZI KITEKINTÉS
- TECHNIKATÖRTÉNET
- KÖNYVISMERTETÉS
- REFERENCIÁK
- CÉLSZÁMOK
- HIRDETÉSEK
- VÉLEMÉNYEK
- KIÁLLÍTÁSOK
- PIACI HÍREK

1992/12

52 OLDAL
XLIV. ÉVFOLYAM

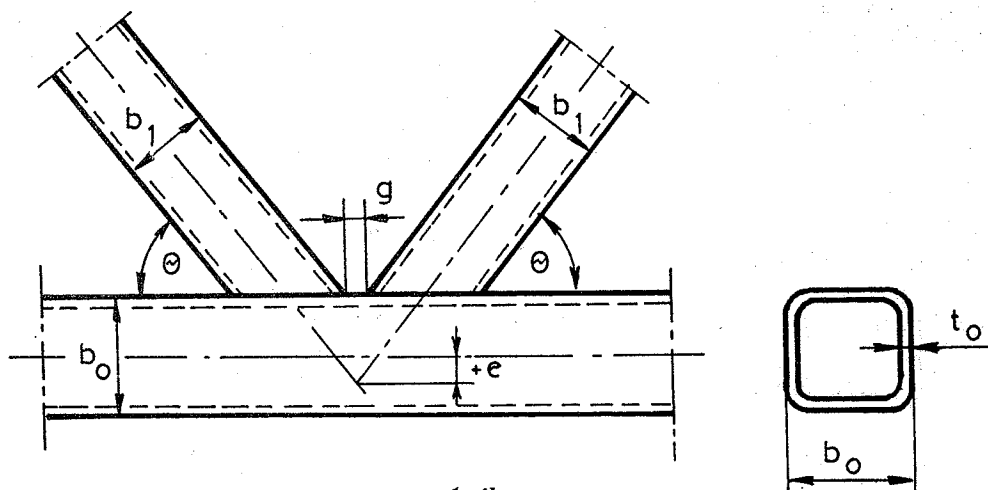
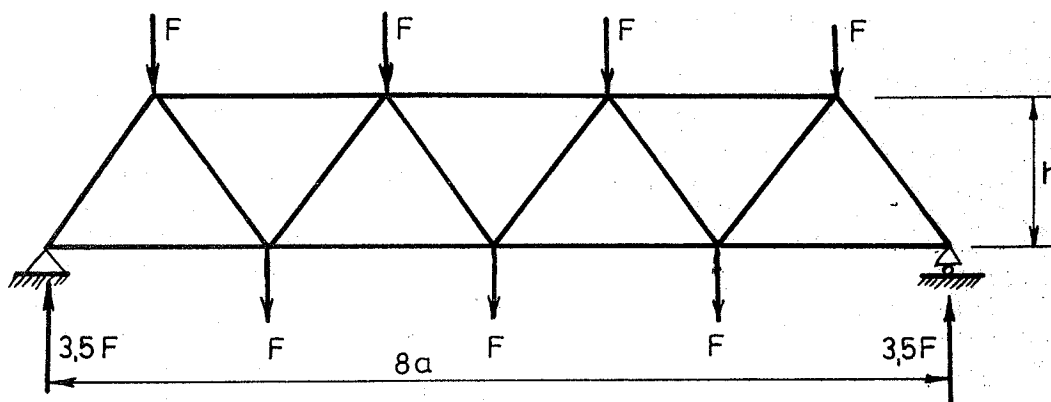
Tartalom

- Enyedi Miklósné dr.: Hol tart Magyarországon a marketing?** 3
Az összehasonlítás egyrészt helyzetképet ad a marketing jelenlegi hazai állapotáról, másrészt főbb vonásaiban igyekeznek felvázolni azt a nyugati gyakorlatot, amelyhez – mint célállapothoz – kívánatos lenne eljutni, illetve amelyet meg kellene közelíteni. A sokkoló környezeti változások hatásainak ugyanis csak az a szervezet tud megfelelni sikeresen, amely a marketing szemléletet elsajátítja, rendszerét megérti és kialakítja.
- Kabodi József: Zöld könyv az európai szabványosítás fejlesztéséhez** 4
Cél: széleskörű vita indítása, melynek eredményeként megegyezés jöhet létre az európai szabványügy lehetséges fejlesztési lépéseiről.
Az európai egységes piacra való felkészüléshez az ipari és egyéb vállalkozásoknak rendelkezni kell az európai szabványok készletével.
- Farkas József–Galántai Aurél–Jármai Károly:
Hegesztett rácsos csőszerkezetek optimális méretezése** 7
Az optimális méretezés célja meghatározni a K-rácsos párhuzamos öv, hézaggal kialakított csomópontú, négyzetes és körös szelevényű rudakból hegesztett rácsos tartó optimális szerkezeti magasságát és az optimális rúdszelevény méreteket. Folytonos változók az öv- és rácsrudak szélessége és vastagsága. A célfüggvény a teljes tartó térfogata (súly). A méretezési feltételek a nyomott rudak kihajlására, a hegesztett csomópontok statikus szilárdságára és geometriai korlátozásokra vonatkoznak. Az illusztratív számpéldában a szekvenciális kvadratikus programozási módszerre Zhou és Tits által kidolgozott szoftver, valamint a Hillclimb módszer került alkalmazásra.
- Dr. Lőrincz Sándor: Versenyképes konstrukciós tervezés módszertana** 12
Ismerteti az USA-ban kidolgozott Design for Manufacture and Assembly módszerek elméleti hátterét, a módszertan főbb jellemzőit és a fejlett ipari országokbeli alkalmazási tapasztalatokat.
- Dr. Visontay István: Nemzetközi Szabványosítási Szervezet hegesztési főbizottság '92 évi üléséről** 16
Nemzetközi szabványosítás tendenciái, gazdasági kihatásai a szakterület jövőjét jelentik, így az üléseken való magyar jelenlét, s az elhangzottak ismertetése létkérdés is.
- Dr. Kovács László–Dr. Váradi Sándor: Nyitott felsőlégterű aerációs csatorna alsó légelesztő tere hosszmenti nyomásváltozásának meghatározása** 18
A dolgozatban a szerzők számítási eljárást ismertetnek nyitott felső légterű aerációs csatorna alsó légelesztőtere áramlástechnikai paramétereinek számítással történő meghatározása. Az egyenletek olyan alakúak, hogy azok a sűrűdés figyelmen kívül hagyása esetén közvetlenül megoldhatók. A sűrűdésos esetben a differenciálegyenletet Runge-Kutta módszerrel megoldva a dolgozat bemutatja az egyes paraméterek változásait a csatornahossz függvényében.
- Gajdos Gusztáv: A magyarországi Singer cég működése 1877–1950 között** 26
Technikatörténeti érdekesség a múlt század közepén megjelent Budapesten is a Singer Rt. és megkezdte a varrógépek árusítását, az első gépeladásokat világtörténelemben ágyazott fejlődés, fejlesztés kísér az 1949. évi magyarországi forgalmazás megszűntéig és az 1990. évi újraindításig.
- Szegedi Gábor: Szabványos gépelemek rajzolása CAD rendszerben** 31
A cikk szabványos gépelemek CAD rendszerben történő ábrázolásával foglalkozik. A CAD rendszerek lehetőségeinek ismertetése után egy rajzolóprogram vázlatos specifikációját tárgyalja.
- Dr. Laczik Bálint: Nem evolvens profilú fogazatok gyártása helyettesítő evolvens profilú szerszámmal** 34
A cikk a nem evolvens fogazatok lefejtő szerszámainak tervezéséhez kíván segítséget nyújtani. Az ismertetett geometriai összefüggésekkel adott síkbeli pontsorozathoz a normális irányban négyzetesen legjobb közelítést adó evolvens alakör sugara határozható meg.
- Pécely György: Nagyleállások előtti és rendszeres rezgésvizsgálatok hatékonysága** 37
Rezgésjelenség ismertetése, hatásai, statisztikai következtetések a mérési eredmények alapján, gazdaságossági következtetések témakört dolgozza fel az ismertetett cikk.
- Nagy Péter: Képzés világbank segítségével a gépészet/fémtechnika szakmacsoportban** 41
A szakmai képzés előéletének ismertetése után bemutatja a cikk, hogy a jelenlegi képzés létszámát feloldva szélesebb szakmai alapozást céloznak meg nagyobb arányú humán műveltségbe ágyazva, a szakmai specializáció IV. év utánra toldódik el.
- Műszaki könyvkiadó** 43
A kiadó rendszeresen a lap hasábjain is ismerteti megjelenő szakmai könyveit és terveit. A 12. szám az 1993. év első félévében várható új műszaki könyvek megjelenésének ütemezését mutatja be.
- Dr. Mátyás Gyula–Dr. Weiner Béla: A Yamazaki Mazek szerszámgépei** 44
A cikk a szerszámgyártó cégek világlistájának 2. helyezett cégét mutatja be. Általános jellemzést ad a szerszámgépekről, bemutatja paramétereit, felhívja a figyelmet a csúcstechnológia jellemzőire.
- MicroCAD-SYSTEM '93.: Nemzetközi Informatika Találkozó** 50
A cikk a programot és jelentkezési lapot tartalmazza

Hegesztett rácsos csőszerkezetek optimális méretezése

dr. Farkas József* Dr. Galántai Aurél** Dr. Jármái Károly***

Rácsos tartó méretezése négyzetcsövek alkalmazása esetén****



1. ábra

Illusztratív számpéldaként a (Farkas 1990) tanulmányban analitikus módszerrel optimált rácsos csőszerkezet feladatát választjuk (1. ábra) azzal a különbséggel, hogy a Japán Közúti Hídszabályzat kihajlás-számítási képletei helyett az Eurocode 3 kihajlási képleteit használjuk. Analitikus optimalásra a japán képletek előnyösebbek, mert az ismeretlen szelvényméretek a kihajlási feltételből zárt formában kifejezhetők, ez az Eurocode 3 képletei esetén nem lehetséges.

Itt az analitikus optimalást nem részletezzük, megjegyezve, hogy azzal is az optimális szerke-

zetmagasságra $h_{opt}=1.25a$ adódott, mint a számítógépes módszerrel. A hivatkozott tanulmányban egyébként nemcsak súlyminimumra, hanem költségminimumra is elvégeztük az optimalást a hegesztési-gyártási költségek figyelembevételével.

Az 1. ábrán vázolt számpélda során meghatározandók a négyzetcsövekből hegesztett síkbeli, párhuzamos övő, szimmetrikus rácsos tartó optimális szelvényméretei és optimális szerkezeti magassága úgy, hogy térfogata (súlya) minimális legyen és feleljen meg az adott statikus terhelésre szilárdságilag.

A felső és alsó övrudak $b_0 \times t_0$ méretű, a rácsrudak $b_1 \times t_1$ méretű négyzetcsőszelvényből készülnek, a szerkezeti magasság dimenzió nélküli viszonyozása $\eta=h/a$, tehát az optimalandó ismeretlenek b_0 , t_0 , b_1 , t_1 és η .

A megoldásnál a b_0 , t_0 , b_1 , t_1 négyismeretlenes feladatot számítjuk ki az η különböző értékeire, s az így kapott megoldásokból választjuk ki a V_{min} -hez tartozó η_{opt} -ot.

* egyetemi tanár, a műszaki tudomány doktora, Miskolci Egyetem, szállítóberendezések Tanszéke

** egyetemi docens, intézeti igazgató, a matematika tudomány kandidátusa, ME, Matematikai Intézet

*** egyetemi docens, a műszaki tudomány kandidátusa, ME, Szállítóberendezések Tanszéke

**** A cikk első része lásd a Gép 92. évf. 7. sz.

A célfüggvény - térfogat - az $A_0=4b_0t_0$ és $A_1=4b_1t_1$ keresztmetszeti területekkel

$$V=8a(7b_0t_0+4b_1t_1\sqrt{1+\omega^2}) \quad (1)$$

A méretezési feltételek a rudak kihajlására, a csomópontok szilárdságára és a geometriai méretkorlátozásokra vonatkoznak.

A nyomott rudak kihajlás-számítására az Eurocode 3 (1990) módszerét alkalmazzuk, megjegyezve, hogy az új DIN 18800 Teil 2 (1990) is ezt használja.

Szám adatok: $F=23000$ N, a biztonsági tényező statikus terhelésre $\gamma_s=1.5$, így $\gamma_s F=34500$ N a szorzott terhelő erő. Az alkalmazott acél folyáshatása $f_y=355$ MPa, a rácsos $E=2.1 \times 10^5$ MPa.

Övrúdkihajlási feltétel

$$\frac{\gamma_s F_{\max,0}}{4b_0t_0} \leq \chi_o f_y \quad (2)$$

itt χ_o a kihajlási tényező, $F_{\max,0}$ az övrudakban keletkező legnagyobb nyomóerő, ez a

$$F_{\max,0} = 8F/\omega \quad (3)$$

képlettel számítható. Az Eurocode 3 jelöléseivel

$$\chi_o = \frac{1}{\Phi_o + \sqrt{\Phi_o^2 - \bar{\lambda}_o^2}}; \bar{\lambda}_o = \frac{\lambda_o}{\lambda_E}; \alpha_o \leq 1 \quad (4)$$

$$\lambda_E = \pi \sqrt{E/f_y} = 76.4 \quad (5)$$

$$\lambda_o = \frac{kL_o}{i_o} = \frac{0.85 \times 6000 \sqrt{6}}{b_o}; \lambda_o = \frac{163.5}{b_o} \quad (6)$$

$k=0.85$ rúdvégmegfogási tényező, $L_o=2a=6000$ mm,

$$i_o = \sqrt{I/A} = b_o/\sqrt{6} \text{ inerciasugár} \quad (7)$$

$$\Phi_o = 0.5[1 + \alpha(\bar{\lambda}_o - 0.2) + \bar{\lambda}_o^2] \quad (8)$$

$$\alpha = 0.34 \quad (9)$$

a b-jelű kihajlási görbe állandója, mivel a hidegen alakított négyzetcsőszelvények ebbe a kihajlási csoportba sorolandók.

A (3) - (9) felhasználásával a (2) feltétel alakja

$$\frac{194.366}{\omega b_0 t_0} \chi_o \leq 0 \quad (10)$$

Rácsrúdkihajlási feltétel

$$\frac{\gamma_s F_{\max,1}}{4b_1t_1} \leq \chi_1 f_y \quad (11)$$

A rácsrudakban keletkező legnagyobb nyomóerő

$$\frac{F_{\max,1}}{F} = \frac{3.5\sqrt{1+\omega^2}}{\omega} \quad (12)$$

így a (11) alakja

$$\frac{85.0352\sqrt{1+\omega^2}}{\omega b_1 t_1} \chi_1 \leq 0 \quad (13)$$

ahol

$$\chi_1 = \frac{1}{\Phi_1 + \sqrt{\Phi_1^2 - \bar{\lambda}_1^2}} \quad (14)$$

$$\Phi_1 = 0.5[1 + 0.34(\bar{\lambda}_1 - 0.2) + \bar{\lambda}_1^2] \quad (15)$$

$$\lambda_1 = \frac{\lambda_1}{\lambda_E} = \frac{0.85 \times 3000 \sqrt{1+\omega^2} \sqrt{6}}{76.4 b_1} = \frac{81.76 \sqrt{1+\omega^2}}{b_1} \quad (16)$$

Arácsostartó csomópontjai kialakíthatók átlapolással vagy hézaggal. Az 1. ábra hézaggal kialakított csomópontot mutat. Az átlapolásos csomópont szilárdsága nagyobb, viszont a hézaggal kialakított gyártása egyszerűbb. A kétféle csomópontra vonatkozó szilárdsági ellenőrző képletek mások, mivel a csomópontok tönkremenetele is más jellegű. Az átlapolásos kötéseknel azt kell ellenőrizni, hogy a rácsrudakban a bekötéseknél fellépző egyenlőtlen feszültségeloszlás ellenére nagyobb-e a bekötés teherbírása a tényleges rácsrúderőnél.

A hézaggal hegesztett csomópontoknál, négyzetes csőszelvényeknél a Design Recommendations (1989) szerint az övrúdszelvények felső vízszintes övlemezrészének képlékeny teherbírását kell ellenőrizni az alábbi képlettel, melyet számos kísérletsorozat alapján állítottak össze:

$$F_{\max,1} \leq 8.9 \frac{f_{y0} t_0^2}{\sin \Theta} \frac{b_1}{b_0} \frac{b_0}{2t_0} f(n) \quad (17)$$

$$\sin \Theta = \frac{\omega}{\sqrt{1+\omega^2}}$$

itt az övrúderő hatását kifejező tényező

$$f(n) = 1.3 - \frac{0.4}{b_1/b_0} \frac{F_{\max,0}}{A_o f_{y0}} = 1.3 - \frac{0.1}{b_1 t_0 f_y} \frac{8F}{\omega} = 1.3 - \frac{77.746}{b_1 t_0 \omega}; \text{ ha } f(n) \leq 1, f(n) = 1 \quad (18)$$

A (17) átalakított formája

$$2 \times 38.2181^2 b_0 - t_0^4 b_0^2 f^2(n) \leq 0 \quad (19)$$

Geometriai feltételek (érvényességi tartományok) Az övszelvény helyi horpadási határlemez-karcsúsági

feltétele $15 \leq b_0/t_0 \leq 35$ (20)

vagy zérusra redukálva $-b_0 + 15t_0 \leq 0$ (20.a)

és $b_0 - 35t_0 \leq 0$ (20.b)

Gyárthatósági feltétel $0.35 \leq b_1/b_0 \leq 1$ (21)

vagy $0.35b_0 - b_1 \leq 0$ (21.a)

$$\text{és } -b_o + b_1 \leq 0 \quad (21.b)$$

A rácsrúdszelvény helyi horpadási határlemez-karcsúsági feltétele

$$b_1/t_1 \leq 30 \quad (22)$$

vagy számítástechnikai okokból 100-al szorozva

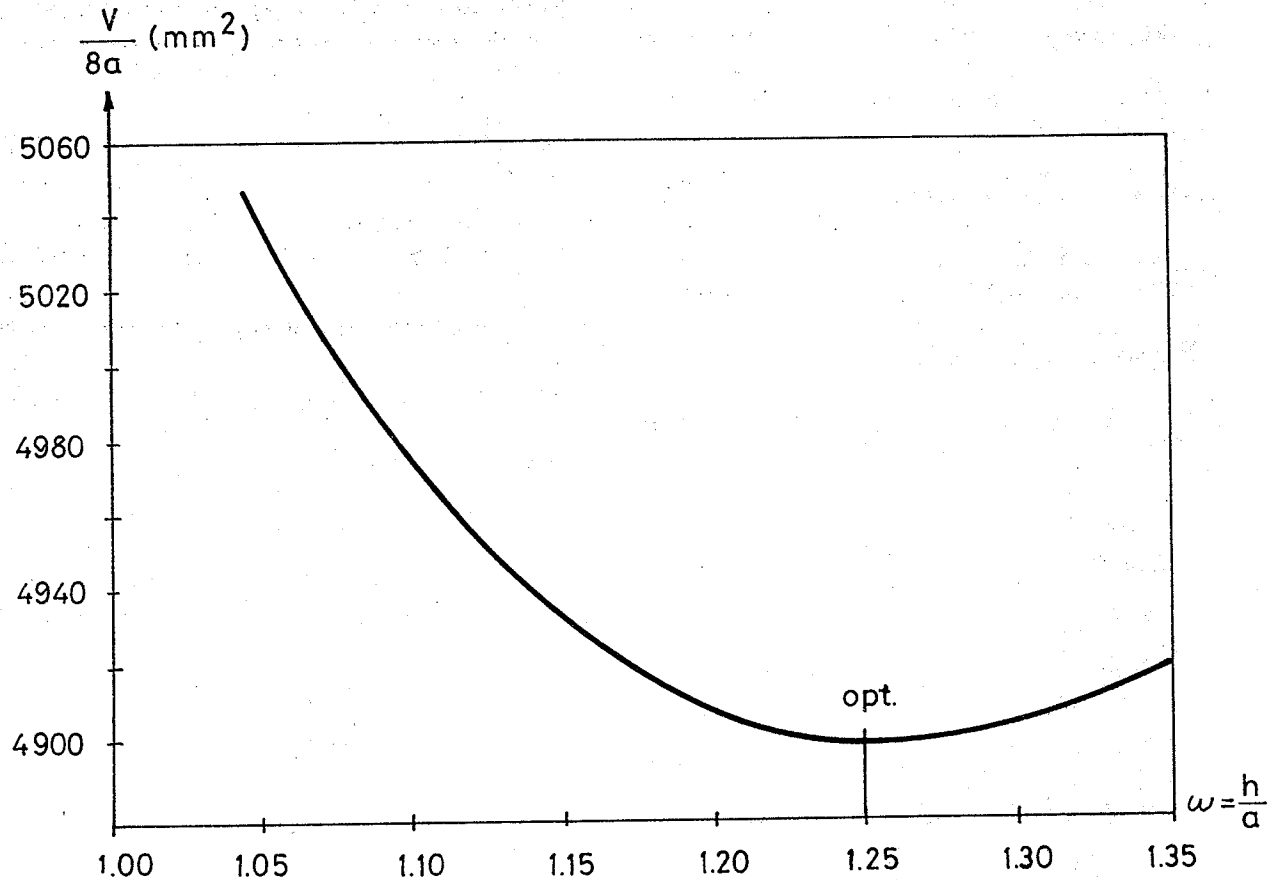
$$100(b_1 - 30t_1) \leq 0 \quad (22.a)$$

További geometriai feltétel

$$0.1 + 0.01b_o/t_o \leq b/b_o \quad (23)$$

vagy

$$0.01b_o^2 + 0.1b_o t_o - b_1 t_o \leq 0 \quad (23.a)$$



2. ábra

Csomóponti rácsrúdbekötési külpontosság-korlátozás

Nagyobb külpontosság esetén a keletkező többlet hajlítónyomaték már nem engedhető meg, kisebb hajlítónyomaték többlet statikus terhelés esetén megengedhető (1. ábra)

$$-0.55 \leq e/b_o \leq 0.25 \quad (24)$$

A külpontosságra $e = 0.25b_o$, a hézagra $g = 0.1b_o$ értéket felvéve a (24) feltétel alakja

$$b_1 \leq (2e + b_o) \cos \Theta - g \sin \Theta = (1.5 - 0.1\omega) \frac{b_o}{1 + \omega^2} \quad (25)$$

$$\text{vagy más alakban} \quad (1.5 - 0.1\omega)b_o + b_1 \sqrt{1 + \omega^2} \leq 0 \quad (25.a)$$

A 2. ábrán ábrázoltuk a célfüggvény értékeit a függvényében. Látható, hogy $\omega_{opt} = 1.25$.

Az optimális $\omega = 1.25$ -höz tartozó szelvényméretek (mm):

$$x_1 = b_o = 116.1$$

$$x_2 = b_1 = 87.6$$

$$x_3 = b_o = 3.54$$

$$x_4 = t_1 = 3.61$$

A célfüggvény értéke

$$\frac{V_{min}}{8a} = 4900.06 \text{ mm}^2,$$

a tartó térfogata $V = 117.601 \times 10^6 \text{ mm}^3$.

4. Rácsos tartó méretezése körcsövek alkalmazása esetén

A célfüggvény továbbra is a rácsos tartó térfogata $V/(2a\pi) = 7D_o t_o + 4D_1 t_1 \sqrt{1 + \omega^2}$ (26)

ahol D_o és t_o az övrúd átmérője és vastagsága, D_1 és t_1 a rácsrúd átmérője és vastagsága a 3. ábra szerint.

A méretezési feltételeknél az Eurocode 3. került felhasználásra.

A méretezési feltételek a következők:

- övrúdkihajlási feltétel

$$\frac{\gamma_s F_{max.0}}{\pi D_o t_o} \leq \chi_o f_y \quad (27)$$

ahol χ_o a kihajlási tényező,

$F_{max.0}$ a legnagyobb nyomóerő az övekben,

$$F_{\max,0} = 8 F / \omega \quad (28)$$

$$\chi_0 = 1 / (\Phi_0 + \sqrt{\Phi_0^2 - \bar{\lambda}_0^2}); \bar{\lambda}_0 = \lambda_0 / \lambda_E; \chi_0 \leq 1$$

$$\lambda_E = \pi \sqrt{E / f_y} = 76.4 \quad (29)$$

$$\lambda_0 = k L_0 / i_0; \bar{\lambda}_0 = 188.809 / D_0 \quad (30)$$

$k=0.85$ a kihajlási félhullámhossz tényezője,
 $L_0 = 2a = 6000$ mm,

$$i_0 = \sqrt{I/A} = D_0 / \sqrt{8} \text{ az inerciasugár} \quad (31)$$

$$\Phi_0 = 0.5 [1 + \alpha (\bar{\lambda}_0 - 0.2) + \bar{\lambda}_0^2]; \alpha = 0.34 \quad (32)$$

ha $\lambda_0 \leq 0.2$ akkor $\Phi_0 = 1$

- Rácsrúdkihajlási feltétel:

$$\frac{\gamma_s F_{\max,1}}{\pi D_1 t_1} \leq \chi_1 f_y \quad (33)$$

ahol χ_1 a kihajlási tényező:

$F_{\max,1}$ a legnagyobb nyomóerő a rácsrúdban.

$$F_{\max,1} / F = 3.5 \sqrt{1 + \omega^2} / \omega \quad (34)$$

$$108.2702 (1 + \omega^2) / (\omega D_1 t_1) - \chi_1 \leq 0 \quad (35)$$

$$\chi_1 = 1 / (\Phi_1 + \sqrt{\Phi_1^2 - \bar{\lambda}_1^2}); \bar{\lambda}_1 = \lambda_1 / \lambda_E; \chi_1 \leq 1$$

$$\lambda_E = \pi \sqrt{E / f_y} = 76.4 \quad (36)$$

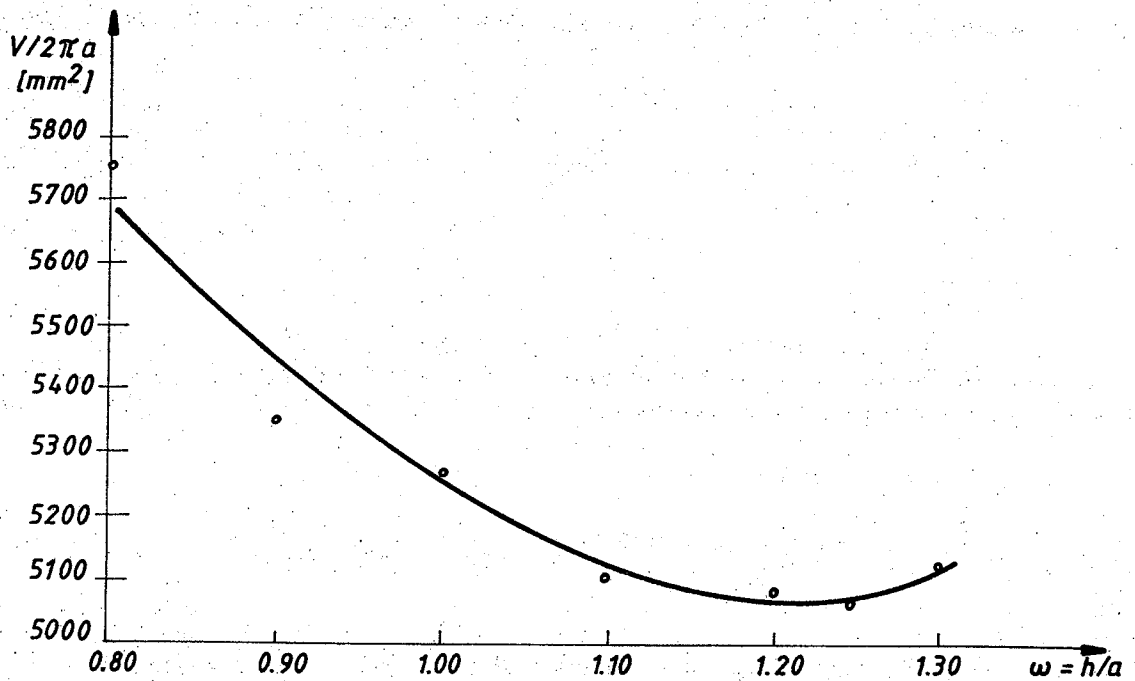
$$\lambda_1 = k L_1 / i_1 \quad (37)$$

$$\bar{\lambda}_1 = 188.809 / D_1 \quad (38)$$

$$i_1 = \sqrt{I/A} \text{ a rácsrúd inerciasugara,} \quad (39)$$

$$\Phi_1 = 0.5 [1 + \alpha (\bar{\lambda}_1 - 0.2) + \bar{\lambda}_1^2]; \alpha = 0.34 \quad (40)$$

ha $\lambda_1 \leq 0.2$ akkor $\Phi_1 = 1$



3. ábra

Geometriai feltételek
 Helyi horpadási feltételek

az övrúdra

$$D_0 - 50 t_0 \leq 0$$

a rácsrúdra

$$D_1 - 50 t_1 \leq 0$$

$$0.2 D_0 - D_1 \leq 0$$

$$D_1 \sqrt{1 + \omega^2} - D_0 (1.5 - 0.1 \omega) \leq 0 \quad (41)$$

- A csomóponti szilárdság feltétele

$$F_{\max,1} \leq 8.9 f_{yo} t_0^2 / \sin \Phi D_1 / D_0 D_0 / (2 t_0) f(n) \quad (42)$$

$$\sin \Phi = \omega / \sqrt{1 + \omega^2} \quad (46)$$

Az övben ébredő erő hatásának együtthatója

$$f(n') = 1.3 - 0.4 / (D_1 / D_0 F_{\max,0} / A_0 / f_{yo}) \quad (47)$$

$$f(n') = 1 + 0.3 n - 0.3 n^2 \quad (48)$$

$$n' = 247.4747 / (\omega D_0 t_0) \quad (49)$$

$$\text{Ha } 1 \leq f(n') \text{ akkor } f(n') = 1$$

A rácsrúd nyírási kiszakadási feltétele

$$375.0589 - t_0 D_1 (1 + \sqrt{1 + \omega^2 / \omega}) \leq 0 \quad (50)$$

Az szám példa adatai ugyanazok, mint a négyzetcsövek esetén.

ω 0.8 és 1.3 között változik.

A számítási eredményeket az 1. táblázat tartalmazza.

Mivel a célfüggvény értéke az optimum közelében nagyon kicsit változik, ezért ω -t kis lépésekkel változtattuk.

Az optimum változását ω függvényében mutatja a 4. ábra.

ω	D_0 (mm)	t_0 (mm)	D_1	t_1	A (mm ²)	aktív feltétel
0.80	170.6	3.4	108.9	3.0	5753.9	az örvúd és rácsrúd kihajlása
0.90	164.6	3.3	118.7	2.5	5366.7	
1.00	156.7	3.3	120.3	2.4	5280.7	
1.10	154.9	3.1	120.9	2.4	5104.3	
1.20	151.1	3.0	122.7	2.5	5077.0	
1.32	150.0	3.0	122.3	2.4	5061.9	
1.23	150.0	3.0	122.4	2.4	5049.1	
1.24	149.5	3.0	122.5	2.5	5050.9	
1.25	149.2	3.0	122.1	2.5	5058.7	
1.30	149.8	3.0	123.3	2.5	5137.5	

1. táblázat

Látható, hogy $\omega=1.23$ -nál adódott az optimum. Ekkor a méretek a következők:

Örvúd átmérő 150.0 mm, vastagság 3.0 mm.

Rácsrúd átmérő 122.4 mm, vastagság 2.4 mm.

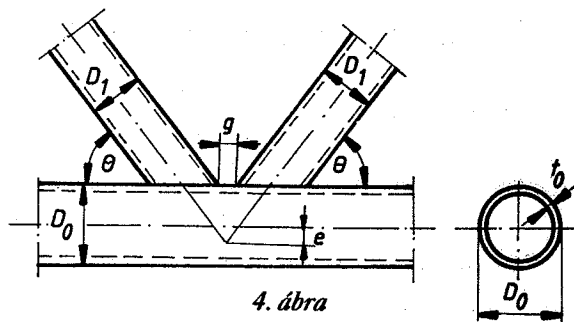
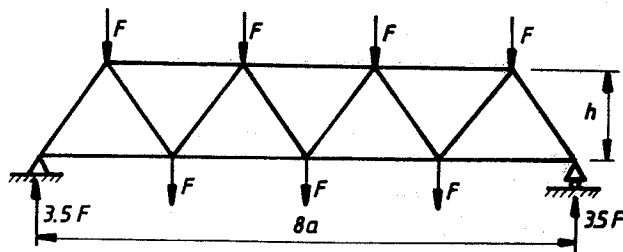
$$V/(2\pi a) = 5049.1 \text{ mm}^2, V = 95.125 \times 10^6 \text{ mm}^3$$

A 2. táblázat mutatja az $\omega=1.23$ esetén számított optimumhoz tartozó feltételek értékét a Hillclimb eljárással [Rosenbrock (1960), Jármái (1990)].

Ebből is látható, hogy a kihajlási feltételek, illetve bizonyos gyárthatósági, és helyi horpadási feltételek aktívak.

változó	alsó határ	ténylegesen érték	felső határ	hatása
D_0	30	150	400	
t_0	2	3	15	
D_1	30	122.4	150	
t_1	2	2.5	15	
övrúd kihajlás	0	0.44710	0.44729	aktív
rácsrúd kihajl.	0	0.46576	0.46588	aktív
gyárthatós. (40)	0	50	50	aktív
gyárthatós. (42)	0	49.9918	50	aktív
gyárthatós. (45)	0	193.9984	206.55	
cs. szilárd. (46)	375.05	840.3067	2000	
cs. szilárd. (50)	340.14	408.3085	20000	

2. táblázat



4. ábra

5. Összehasonlítás

A kör- és négyszögcső tartók méretezését összehasonlítva megállapítható, hogy optimális értéke közel azonosra adódott $\omega_{opt}=1.23-1.25$.

A tényleges térfogatok összehasonlítása mutatja, hogy a körösőtartó térfogata kb. 19%-kal kisebb, mint a négyzetcsőtartóé. A körösőtartó hátránya, hogy a csomópontok gyártása munkaigényesebb, mint a négyzetcsőtartóé.

Ha nem a kihajlási, hanem a csomóponti horpadási feltétel aktív, akkor a köröső alkalmazása még előnyösebb.

A gyártási költségek szempontjából tehát a négyszögcső-szelvényű, a súlyminimum szempontjából a köröső-szelvényű rácsos tartók alkalmazása célszerű.

6. Irodalom

- [1] Bannans, J. F.-Panier, E. R.-Tits, A. L.: Avoiding the Maratos Effect by Means of a Nonmonotone Line Search, II. Inequality Constrained Problems - Feasible Iterates, Technical Research Report, TR 89-42, Systems Research Center, University of Maryland, College Park, 1989.
- [2] Design Recommendations for Hollow Section Joints - predominantly statically loaded. 2nd ed. 1989, IIW-XV-E Subcommittee Tubular Structures IIW-Doc. XV-701-89.
- [3] Farkas, J.: Fémszerkezetek. Egyetemi tankönyv. 2. kiadás. Budapest, Tankönyvkiadó, 1983.
- [4] Farkas, J.: Optimum design of metal structures, Budapest, Akadémiai Kiadó, Chichester, Ellis Horwood, 1984.
- [5] Farkas, J.: Economy achieved by using higher strength steels in trusses welded from square hollow sections. Welding of Tubular Structures. Proc. 2nd Int. Conference, Boston, Mass.
- [6] Farkas, J.: Optimum design of welded tubular trusses including fatigue constraints. Internat. Meeting on safety criteria in design of tubular structures. Tokyo, 1986. IIW-Archit. Inst. of Japan. Paper No. 29. p. 1-10.
- [7] Farkas, J.-Jármái, K.: Minimum cross-sectional area of centrally compressed struts of square section with longitudinal stiffeners. Stability of Steel Structures Colloquium, Budapest, Apr. 25-27. 1990. Preliminary Report, Vol. III. p. 261-268.

- [8] Farkas, J.: Optimum design for fatigue of trusses welded from circular hollow sections. Acta Techn. Hung. 100/1987/No. 1-2. pp. 51-65.
- [9] Farkas, J.: Minimum cost design of tubular trusses considering buckling and fatigue constraints. Tubular Structures. Elsevier Appl. Sci. London-New York, 1990 pp. 451-459.
- [10] Jármái, K.: Single- and multicriteria optimization as a tool of decision support system. Computers in Industry, 1989, Vol. 11, No. 3, pp. 249-266.
- [11] Jármái, K.: Design of economix stiffened box girders, experiments for the local buckling interaction. Publications of the Techn. Univ. Miskolc, Series C. Mechanical Engineering, 1990. Vol. 43, pp. 107-126.
- [12] Jármái, K.: Decision support system on IBM PC for design of economic stel structures, applied to crane girders. Thin-walled structures, Elsevier Applied Science Publishers, 1990, Vol. 10. p. 143-159.
- [13] Panier, E. R.-Tits, A. L.: On Feasibility, Descent and Superlinear Convergence in Inequality Constrained Optimazation, Technical Research Report, TR89-27, Systems Research Center, University of Maryland, College Park, 1989.
- [14] Panier, E. R.-Tits, A. L.: Avoiding the Maratos Effect by Means of a Nonmonotone Line Search, I. General Constrained Problems, SIAM J. Numer. Anal., v. 28., No. 4., 1991, pp. 1183-1195.
- [15] Recommended fatigue design procedure for hollow section joints. IIW-Doc. XIII-1158-85/XV-582-85. Strasbourg.
- [16] Rosenbrock, H. H.: An automatic method for finding the greatest or least value of a function. Computer Journal, 1960, Vol. 3, No. 3. p. 175-184.
- [17] Zhou, J. L.-Tits, A. L.: Nonmonotone Line Search for Minimax Problems, Technical Research Report, TR91-65, Systems Research Center, University of Maryland, College Park, 1991.
- [18] Zhou, J. L.-Tits, A. L.: User's Guide for FSQR Version 2.3, Technical Research Report, TR90-60r1b, Systems Research Center, University of Maryland, College Park, 1991.
- [19] Wardenier, J.-Kurobane, Y et al.: Design guide for circular hollow section (CHS) joints under predominantly static loading. Verlag TÜV Rheinladn, Köln, 1991.

DFMA - A versenyképes konstrukciós tervezés módszertana

*Dr. Lőrincz Sándor ügyvezető igazgató **

Az előadás célja, hogy a szerszámgépipari konstruktőrök és technológusok figyelmét ráirányítsa a szerelés- és gyártáshelyes tervezés módszereinek előnyeire, az alkalmazásával elérhető versenyképesség-javulás lehetőségeire.

Bevezetés

A fejlett ipari országok vállalatainak tapasztalatai szerint óriási tartalékok és gyártási költségcsökkentési lehetőségek rejlenek a gyártmányok gyártás és szerelés helyes kialakításában. A magyar cégek számára különösen szimpatikus az az irányzat, mely szerint nem a gyártásautomatizálás, a robotos és automatizált szerelés a hatékonyságnövelés reális útja, hanem a termékek olyan racionális megtervezése, amely a minimális költség szintet, a megbízható minőséget eredményezi. Ennek egyik feltétele a gyárthatóság feltételeit maxamálian figyelembe vevő gyártmánytervezési módszerek alkalmazása.

A szerelés- mint a leginkább élőmunkaigényes technológia - igen jelentős termelékenységgjavulási lehetőségeket tartogat a könnyű szerelhetőségre való tervezésen keresztül. A konstrukciós tervezés támogatása céljából a 80-as évektől kezdve a fejlett ipari országokban dolgoztak ki olyan szakértői funkciókkal rendelkező módszereket és tervezőrendszereket, amelyeknek elsődleges funkciójuka szerelés- és gyártáshelyesség vizsgálata a konstrukció

kidolgozása során. Ilyen a LUCAS, a HITACHI, MITSUBISHI, a HULL Egyetem, a GENERAL ELECTRIC tervezőrendszere. [1] Ezek közé tartozik a Rhode Island-i Egyetemen kidolgozott és a Boothroyd Dewhurst Inc. által forgalmazott DFMA-Design for Manufacturing and Assembly - Gyártásra és Szerelésre való Tervezés módszere. [2] E tervezőrendszereket egészen mostanáig a magyar mérnököknek nem volt módjukba használni, mivel Magyarországra való behozataluk - a COCOM korlátozások miatt - máig nem volt lehetséges.

A DFMA kidolgozásának előzményei

Az amerikai kutatók Leonardo da Vinci mozgó berendezéseinek megmaradt rajzaiban vélték először fölfedezni a szerelés helyes tervezés alapelveit. Több olyan vázlat ismeretes, amelyen ugyanazon konstrukciós feladatokat Leonardo a lehetséges legkevesebb alkatrésszel próbált megoldani, számos többfunkciós alkatrészt alkalmazva.

A Massachusetts-i Egyetemen a nyolcvanas évek elején az amerikai Nemzeti Tudományos Alap megbízásából kutatások kezdődtek G. Boothroyd vezetésével, melyek a különféle szerelési és gyártási folyamatok költségeivel és hatékonyságával foglalkoztak.

Kutatásaik alapján kifejlesztettek egy magasszintű adatbázist. Ez eredményezte azután azt a szoftvert, amellyel csökkenthető a tervezés-fejlesztésre fordított

* XII. Szerszámgép Konferencián elhangzott előadás