

60°-os szögű szögacélok axiális nyomásra való méretezése

Készítette:
Papp Tamás

Konzulens:
Dr Katula Levente

Budapest 2015 november

Tartalomjegyzék

1. Bevezetés.....	3
2. A 60°-os szögű szögacél szelvények bemutatása.....	7
3. A 60°-os szögacél szelvények tönkremeneteli módjai.....	8
4. A 60°-os szögacél szelvények keresztmetszeti jellemzői.....	10
4.1. Inercia.....	10
4.2. Nyírási középpont.....	11
4.3. Súlypont.....	11
4.4. Saint-Venant együttható.....	11
4.5. Feszültség eloszlás.....	11
4.6. Inercia sugár értékek.....	12
4.7. Szabad lemezszélesség.....	16
5. A 60°-os szögű szögacélok kísérleti vizsgálata.....	18
5.1 A 60°-os szögű szögacél szelvényeken végzett kísérletek eredményei.....	18
5.2. A kísérleteket befolyásoló tényezők.....	20
5.2.1. A szelvények befogási feltételei.....	20
5.2.2 A szelvények végeinek feltámasztásai.....	20
5.2.3. A szelvények sajátfeszültségeinek hatása.....	21
5.2.4. A vizsgált próbadarabok gyártásának hatása.....	23
5.2.5. Egyéb hatások.....	24
6. A 60°-os szögű szögacél szelvényekre vonatkozó szabványok.....	24
6.1. SSRC oszlop kihajlásra vonatkozó 2. szabványa.....	24
6.2. CSA S37-94.....	24
6.3. CAN/CSA S37-M86.....	26
6.4. CSA S136.....	28
6.5. ANSI/ASCE 10-90.....	30
6.6. ASCE kézikönyv 52-es.....	32
6.7 AISC LRFD 1986.....	33
6.8. BS 5950 1. rész 1985.....	35
6.9. ECCS előírások (1985).....	36
7. Következtetések.....	38
Irodalomjegyzék.....	39

1. Bevezetés

Az acél szelvények alkalmazása napjainkban elég széleskörű, azok kedvező szilárdsági tulajdonságainak egyszerű szilárdsági számításainak, köszönhetően többek között, egyenlő nyomási és húzási rugalmassági modulus, nagy szakítószilárdság, többnyire nagy folyáshatár, azon túl pedig jelentős képlékeny tartalék és a szelvények könnyű csatlakoztatása. Az ilyen szelvényeket legfőképpen acélhidakban, magasépítési acélszerkezetekben, épületekben, egyéb rácsos szerkezetekben használják fel.

Az acél szelvényes szerkezetek csoportjában különbséget teszünk hengerelt vagy hegesztett tömör szelvények más szóval gerinc lemezes tartók és rácsos tartók között. A két fő szerkezetípus közötti különbség azok erőjátékában valósul meg. A tömör gerendák a rájuk ható döntő többségében hossztengegyükre merőleges terheket túlnyomórészt hajlítási és nyírási teherbírással egyensúlyozzák. Az acél rácsos tartók rúdjaiban viszont elsődlegesen normál erők keletkeznek nyomás és húzás, mivel elemeik a csomópontjaikban csuklósan kapcsolódnak egymáshoz. Utóbbiakat főleg nyílások áthidalására használják [4].

A mérnöki gyakorlat az acél rácsos tartók csoportján belül is különbséget tesz a magasépítési, vagyis könnyű és hídépítési, vagyis nehéz rácsos tartók között. Ez a dolgozat az előbbiekkkel foglalkozik [4].

Magasépítési rácsos tartók legfőképpen tornyok lehetnek melyek az utóbbi időkben széles körben elterjedtek. Ezeknek legnagyobb számban való alkalmazása kommunikációs és távközlési tornyokban történik. Mert a telekommunikációs rendszer utóbbi időben való növekedése az acél rácsos tartók rendkívül nagy számát szükségeltette [1]. Az ilyen acél rácsos tornyokat statikai kialakításuk szempontjából két csoportba soroljuk. Lehetnek szabadon állóak (ld. **1. ábra**) vagy kábelekkel kihorgonyozottak [3].



1. ábra szabadon álló és kihorgonyozott torony kialakítások [3]

A szabadon álló tornyok esetében azoknak két féle kialakítása létezik ezek a három és négyövé felfelé sudarasodó kialakítás. Legnagyobb számban a négyövé tornyokat alkalmazzák villanyoszlopként, a háromövé tornyok pedig, kommunikációs és távközlési tornyokként nyertek alkalmazást [3].

A négyövé tornyok esetében a torony felülnézetben téglalap alakú minden sarokban egy öv acél szelvényvel, ezek a szelvények általában egyenlő szárú melegen hengerelt 90°-os szögacél szelvények. Négyövé tornyok esetében a függőleges öv szelvényhez a keresztező belső rács szelvények csomó lemezekkel vagy akár közvetlenül is csavarozott kapcsolatokkal

csatlakozhatnak egymáshoz. A csomó lemezt ilyen esetben csak a kapcsolat erősítésre használják mivel a lábszelvények szárai egymással 90° -os szöget zárnak be így egy keresztező, belső rácsszelvény csavaros csatlakoztatása pont megfelelő [1]. Szintén előnye a négyöví toronyszerkezeteknek hogy tervezésük, igénybevételi elemzésük egyszerű mivel a toronyra ható csavaró és hajlító terhek is a többi igénybevétellel együtt könnyedén felbonthatók síkbeli erőkre [2](ld. **2. ábra**). Teherbírásuk, stabilitásuk is jelentősen nagyobb a háromöví tornyokhoz képest.



2. ábra Négyöví szögacél szelvényű tornyok kapcsolatai [3]

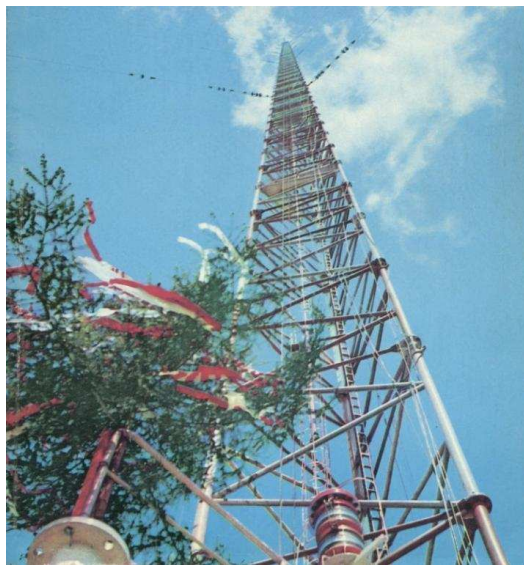
Viszont jelentős hátrányuk hogy a háromöví tornyokhoz képest a kivitelezésük eléggé gazdaságtalan. A szerkezet statikai határozottságához három öv alkalmazása is elegendő. Így a negyedik öv a szerkezet súlyának jelentős növekedéséhez, költség többletet és anyag fölösleget eredményez. Összességében elmondható hogy az ilyen tornyok építése kisebb igénybevételek esetében gazdaságtalan ugyanis bonyolultabb erőtanai számítások árán, ugyan de meg lehetne oldani a felépítésüket gazdaságosabban is. E célból megfontolandó az ilyen szerkezetek felváltása, átalakítása.

A háromöví tornyok esetében a torony felülnézetben egyenlő oldalú háromszög alakú, három lábszelvényvel és csuklósan kapcsolódó rácsszelvényekkel. Ezek a szelvények mind csőszelvények, csatlakozó rácsszelvényeik pedig csuklósan kapcsolódnak a lábszelvényekhez csatlakozó lemezen lévő csavaros kapcsolat segítségével (ld. **4. ábra**). Az ilyen torony egy elemi rácsszintje tartalmazza a három lábszelvényt és a számos keresztirányú rácselemet is melyek csuklósan kapcsolódnak a fő lábszelvényhez [1] (ld. **3. ábra**).



3. ábra háromvű torony kialakítás [3] **4. ábra** háromvű torony csomóponti kapcsolatai[3]

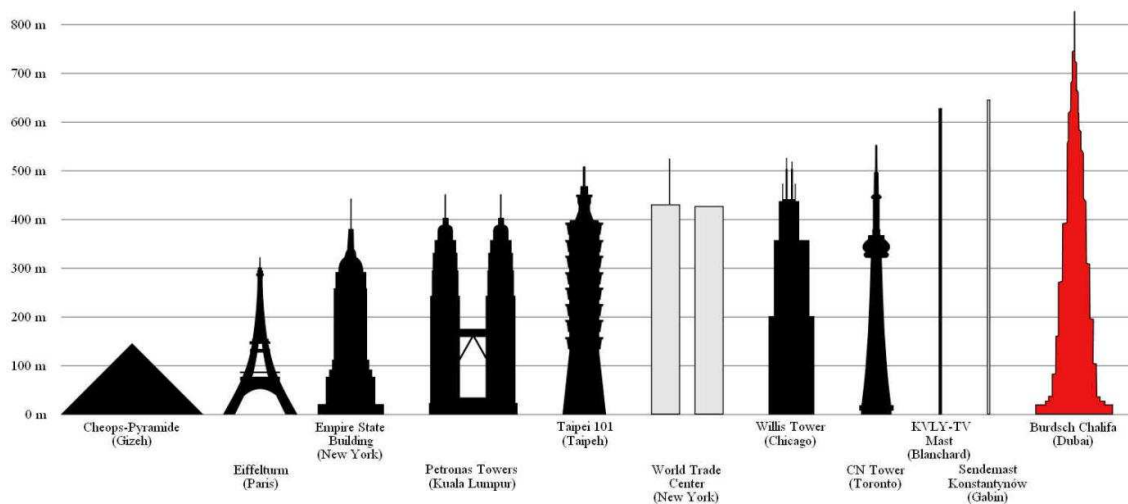
Az ilyen kialakítású tornyokat első sorban kommunikációs, távközlő tornyok, jeladó tornyok szerkezeteként alkalmazzák. Számos ilyen tornyot építettek meg sikeresen főleg az utóbbi időszakban mobil távközlő antenna tornyait és rádió tornyait [1]. Jó példa a szerkezetek teherbírására és stabilitására hogy egészen nagy magasságú tornyokat sikerült építeni ilyen kialakítással melyek magassága a 650m-t is eléri mellyel világviszonylatban is a legmagasabb építmények közé tartoznak. Ilyen például a Konstantynow torony Varsóban (ld. **5. árba**) vagy a KVLVY torony Blanchardban (ld. **6. ábra**), amely lehorgonyzott is ugyan de ilyen kialakítású és magasságukkal a világ második és harmadik legmagasabb építményei (ld. **7. ábra**) [3].



5. ábra A varsói Konstantynow torony [3]



6. ábra A blanchardi KVLY torony [3]



7. ábra A Konstantynow és KLTV tornyok magassága világviszonylatban [3]

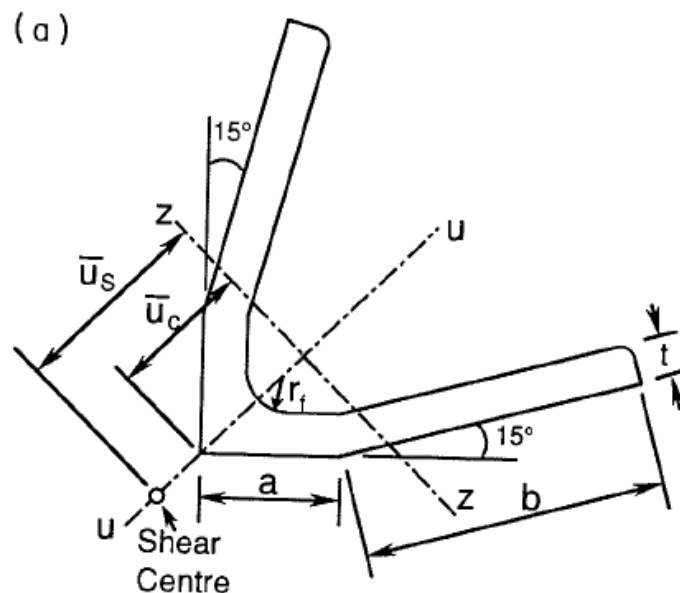
Ezen dolgozat témája a már bemutatott háromövé kialakítású acél rácsos tornyok még gazdaságosabb kialakítása egyenlő szárú 60° -os szögacél szelvények segítségével. A szögacél szelvények a csőszelvényekhez képest kisebb inerciával rendelkeznek, teherbírásuk kisebb, viszont ha az ismert, alkalmazásukkal a szerkezetet jelentős súly és anyagfőlőslegtől szabadítjuk meg és a kapcsolódó elemek csatlakoztatása is könnyebbé válik, a szelvény szárainál való közvetlen vagy csomólemezes csavarozott kapcsolat kialakításával. A szelvények kapcsolódása szempontjából elsődlegesen azok közvetlen csatlakozása lenne az ideális, mivel a csomólemezeknek a csatlakozó szelvényekhez képest különböző szabványok szerint 2mm-el vastagabbnak kell lennie [2] a csatlakozó lemezekhez képest ami a szerkezet további súlynövekedését eredményezi. Ilyen közvetlen kapcsolat csőszelvények esetében nem érhető el. Ahhoz hogy háromöves kialakítású tornyokat építsünk szögacél szelvényekből melynek felülnézete egy egyenlő oldalú háromszög a hagyományosan legyártott, melegen hengerelt 90° -os szögacél szelvények helyett 60° -os nyílásszögű szelvényeket kell alkalmaznunk, mivel az övszelvényhez kapcsolódó elemek által bezárt szög is 60° . Ha a hagyományos 90° -os szögű szelvé-

nyeket alkalmazzuk a szerkezet övtagjaiként úgy a keresztbe csatlakozó rácsrúd elemek nem tudnak közvetlenül csatlakozni az övszelvényhez [2]. Ezt elvileg meg lehetne oldani olyan eresztéklemek alkalmazásával melyek meg vannak hajlítva bár az így megépített szerkezet stabilitása erősen kétes lenne. Így az egyetlen mód ilyen tornyok tervezésére, ha 60°-os szögű egyenlő a zárú szögacél szelvényt használunk [2]. A csavarozott kapcsolatok erőátadásának egyenletessége, minél kisebb feszültségcsúcsa, és a csatlakozó elemek pontos illeszkedésének érdekében mindenképpen a 60°-os szögű szögacél szelvény az ideális ilyen célból a háromövű tornyok tervezéséhez.

2. A 60°-os szögű szögacél szelvények bemutatása

A már fentebb említett szükséges 60°-os szögű egyenlő szárú szögacél szelvények közvetlenül nem gyártják mivel alkalmazásuk ritka. Az ilyen típusú szelvények még nem készen elérhetőek mivel a rácsos szerkezetű tornyokban is mind rácsrúdként mind övszelvényként a 90°-os szelvényeket alkalmazzák. Előállításuk így, többnyire a már legyártott 90°-os szelvények módosításával történik melynek az alábbi három módja ismert.

1. A már legyártott 90°-os szelvények szárainak 15°-al befelé történő hajlítása így a szelvény szárjai egymással 60°-os szöget fognak bezárni (ld **8. ábra**). Ennek az eljárásnak a neve schifflerizálás [1].

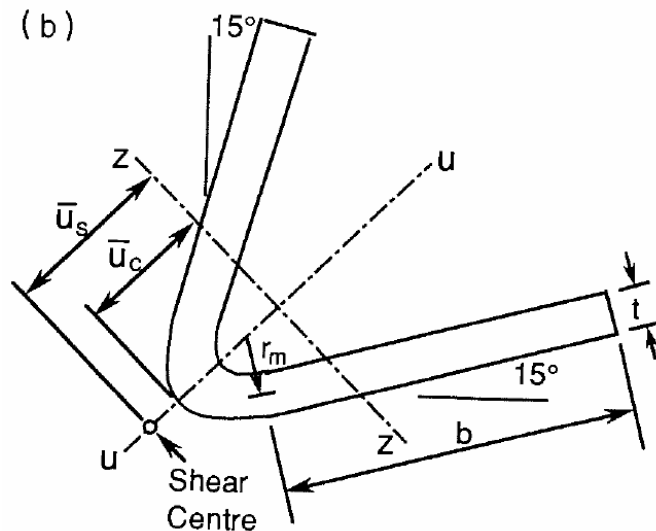


8. ábra Schifflerizált szelvény keresztmetszete [2]

Míg a szelvény szárait az eljárás 15°-al behajlítja, addig a sarok részét nem tudja teljesen meghajlítani annak nagy merevsége miatt. Ennek eredményeképpen az ilyen módon előállított szelvény rendelkezik egy eredeti hajlítatlan sarok résszel, mely a szelvény vastagságától függően 16-40mm lehet [1]. Ez a gyártási eljárás a már meglévő 90°-os szelvények újra hengerlését vagy hidegen való meghajlítását foglalja magába. Ami mindkét módon egy saját feszültség többletet eredményez a szelvényben, mely hozzáadódik a már meglévő saját feszültségekhez melyek az eredeti szelvény lehülésének időbeli különbségei miatt alakultak ki [2]. Az ilyen gyártási eljárással készült szelvényeket nevezik schifflerizált szelvényeknek ezek a legáltalánosabban elterjedt szelvények Kanadában és az USA-ban és más országokban, ahol az ilyen szelvényekkel való tervezésnek megvannak az előírásai [1]. Gyakorlati okokból is előnyös ez az eljárás mivel így a legkönnyebb, legolcsóbb a 60°-os szelvények előállítása. A továbbiakban főleg ezzel a szelvénytípussal fogok foglalkozni.

2. Melegen hengerelve is lehet gyártani 60° -os szögű szögacél szelvényeket közvetlenül lemezekből, acéltömbökből stb. Az ilyen módon gyártott szelvényeket ritkán alkalmazzák, mivel ritkán gyártanak közvetlenül ilyen szelvényeket [1].

3. Hideg alakítással, hideg hengerléssel vagy nyomással való gyártása a 60° -os szelvényeknek. Az ilyen szelvények gyártása kis méretekre korlátozott, de oly módon végezhető, mint bármely más hidegen alakított szerkezeti elem (ld. **9. ábra**) [1].

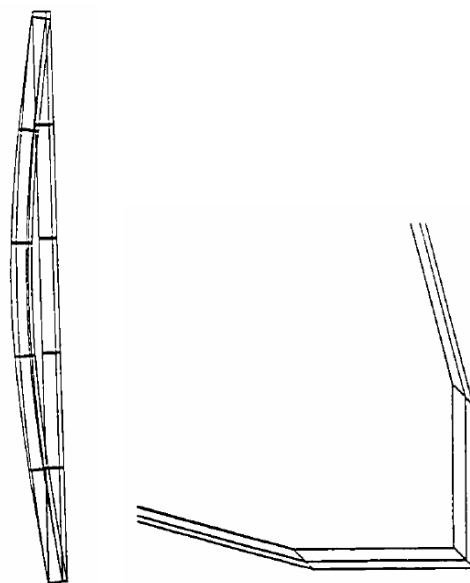


9. ábra Hidegen alakított szelvény keresztmetszete [2]

3. A 60° -os szögacél szelvények tönkremeneteli módjai

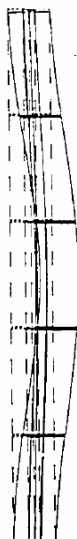
Az adott hatásra való tervezés céljából először a 60° -os szögacél szelvények tönkremeneteli módját kell megvizsgálni, mert az a 90° -os szelvényektől lényegesen eltér. Az ilyen szelvények tönkremenetele a rácsos tartók elemeire ható, korábban már említett központos axiális nyomás, húzás hatására a következő három féle módon következhet be.

1. Kihajlással megy tönkre a szelvény. Ennek során a szelvény a gyengébb, aszimmetrikus főtengelye körül hajlik ki a kritikus feszültség túllépése esetén (ld. **10. ábra**) [2].

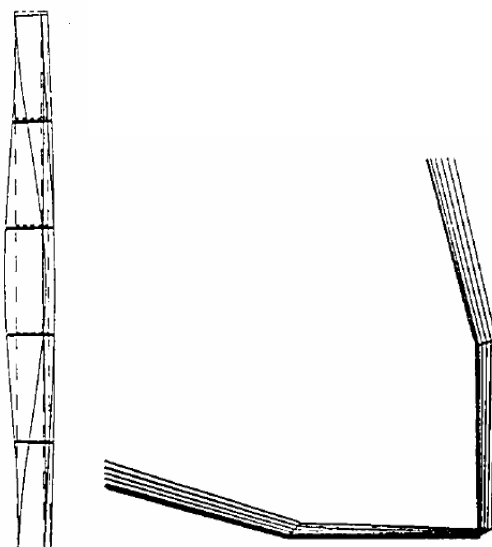


10. ábra 60° -os szögacél szelvény kihajlási, deformált alakja és keresztmetszete [2]

2. Csavarási-hajlítási kihajlással megy tönkre a szelvény. Ez a kihajlási mód egy összetett tönkremeneteli mód melynek során a szelvény egyszerre csavarodik és kihajlik az erősebb, szimmetrikus főtengelye körül (ld. **11. ábra**). Az ilyen kihajlás esetében a keresztmetszet a forgási középpontnak nevezett pont körül pedig forog, amely a szimmetria tengelyen helyezkedik el közel a nyírési középponthoz (ld. **12. ábra**) [2]. A későbbiekben ezt a tönkremenetelt elcsavarodási kihajlásnak nevezzük.



11. ábra 60°-os szelvény elcsavarodásának kihajlott deformációja [2]



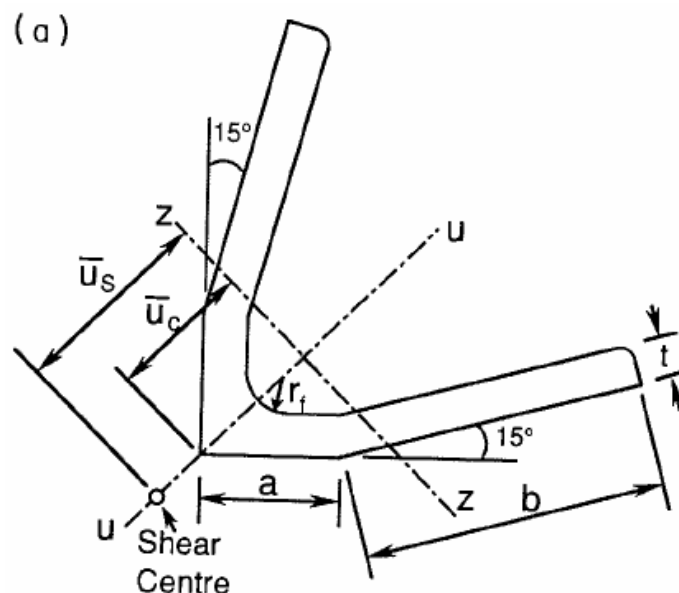
12. ábra 60°-os szelvény elcsavarodásának elfordult deformációja és keresztmetszete [2]

3. A szelvény a szárainak lokális lemezkihajlásával, lemezhorpadásával megy tönkre. A szelvény tönkremenetelének ez a módja elég ritka így a továbbiakban kevesebb figyelmet kap [1]. A 60°-os szögacél szelvények húzás hatására bekövetkeő tönkremenetele természetesen változatlan a hagyományos, 90°-os szelvényekéhez képest. A szelvények tönkremeneteli módját végső soron azok hossza befogási viszonyai és keresztmetszeti méretei határozzák meg. E három ismeretében meghatározható hogy az adott szelvény milyen módon fog tönkremenni. Mivel a befogási viszony adott, hogy csavarosan van rögzítve a csatlakozó szelvény

rácselem és az építendő torony méretétől függően a szelvények hossza is hozzávetőlegesen ismert így a szelvények tönkremenetelét egyértelműen a keresztmetszeti jellemzők értékeivel vizsgáljuk.

4. A 60°-os szögacél szelvények keresztmetszeti jellemzői

Tehát a 60°-os szelvények teherbírása és teher alatti viselkedése a 90°-os szelvényekétől teljesen eltérő így szükséges azok teherbírásra ható keresztmetszeti jellemzőit megvizsgálni. Így ezen szelvények keresztmetszeti jellemzői kerülnek bemutatásra, elsősorban a schifflerizált szelvények keresztmetszetén vizsgálva (ld **13. ábra**). Mivel ezzel az eljárással készült szelvénynek az alkalmazása a legpraktikusabb. A 60°-os szögacél szelvények keresztmetszeti jellemzőit a szelvény részeinek téglalapokká való idealizálásából vezették le. A levezetések azzal a feltételezéssel készültek, hogy a szelvény száruk vékonyak és hosszukat a szimmetriatengelyük hossza határozza meg. Továbbá a szelvények keresztmetszeti jellemzőit azzal az idealizált keresztmetszettel számítjuk melyben a szár végi és sarok lekerekítéseket elhanyagoljuk, azokat merőlegesnek vesszük. Az így kapott értékek eltérése a valóságoshoz képest 2-5% [2].



13. ábra Schifflerizált szelvény keresztmetszete [2]

4.1. Inercia

A 60°-os szögű schifflerizált szelvények gyengébb tengelyre számított inerciája az eljárás következtében megnő a 90°-os szelvényekéhez képest 10-20% közötti értékkel mivel az eljárás következtében a tengely irányára merőlegesen jelentős anyag többlet kerül [5]. Viszont az ilyen szelvények erősebb tengelyre számított inerciája csökkenni fog a 90°-os szelvényekéhez képest kb ugyanilyen mennyiséggel mivel a schifflerizálás során jelentős anyagot vonnak el az erősebb tengelyre merőlegesen [5]. A gyengébb tengelyre számított inercia megnövekedett értéke miatt a 60°-os szögű szögacélok kihajlási teherbírása nagyobb, mint a 90°-os szögacél szelvényeké. Viszont az erősebb tengelyre számított inercia csökkent értéke miatt ezen szelvények elcsavarodási teherbírása számottevően kisebb mint a 90°-os szelvényeké [1]. A 90°-os szögacél szelvények esetében az elcsavarodási teherbírás csak kis mértékben kisebb a hajlítási teherbírásnál, ami kb ugyanakkora, mint a lemezhorpadási teherbírás. Az ilyen szelvényeket tervezési egyszerűsítésként csak gyengébb tengely körüli hajlítási és lokális tönkremenetelre méretezik [1]. A 60°-os szelvények elcsavarodási teherbírásának a 90°-os szelvényhez

képesti jelentős csökkenése a szelvény teljes teherbírásának csökkentése miatt későbbiekben fontos szerepet kap viszont érdemes vizsgálni a tönkremenetel mindhárom módját [1].

4.2. Nyírási középpont

A 60°-os szögacél szelvények nyírási középpontjának helye is megváltozik a 90°-os szögacél szelvényekhez képest. A nyírási középpont 90°-os szelvények esetében a szelvény szárainak szimmetria tengelyének metszéspontjába esik, viszont a 60°-os szelvények esetében ez a pont nem a metszéspontba esik, hanem attól eltolódik a szimmetria tengely mentén a súlyponttól távolabbra [2].

4.3. Súlypont

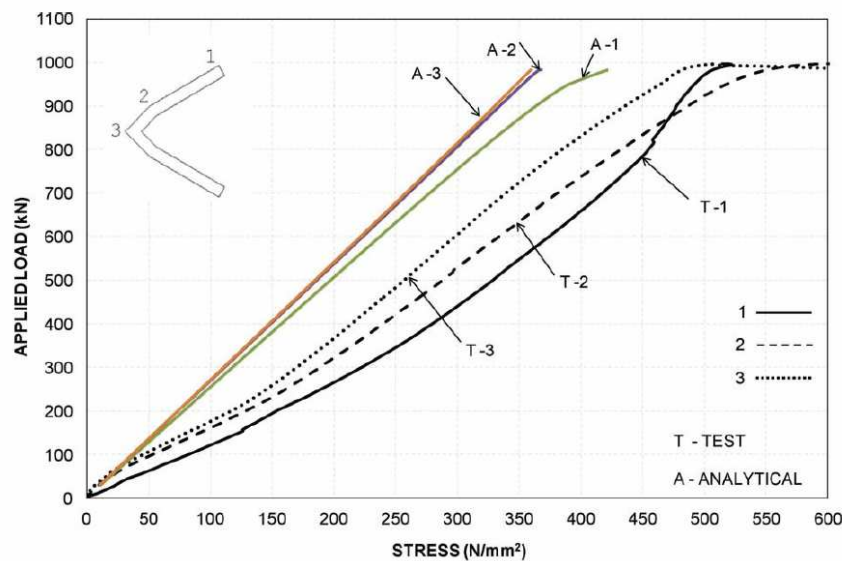
A 60°-os szögű szögacél szelvények keresztmetszetének súlypontja a 90°-os szögű szelvényekkel megegyezően a szelvény szimmetria tengelyén helyezkedik el, viszont azon a 90°-os szelvényekhez képest a súlypont a szelvénytörzs irányában el van tolódva [2].

4.4. Saint-Venant együttható

A Saint-Venant együttható értéke változatlan marad, a 90°-os és a schifflerizált szelvények esetében megegyezik az értéke [2].

4.5. Feszültség eloszlás

A schifflerizált szelvények nyomás alatti viselkedésének jobb megértése céljából az alábbi kísérletben schifflerizált szögacél szelvényeket teszteltek három méretben. A próbadarabokat a különleges vég csatlakozásokhoz rögzítették, amely felfekvő típusú csavarozást használ ugyanúgy, mint az acél rácsos szerkezetű tornyok láb tagjai. A vizsgálatok során a próbadarab folyáshatára 400MPa rugalmassági modulusa 210GPa a folyáshatárig azt követően pedig 2000MPa értékekű volt. Az izotrópikusan keményedő modellt folyás utáni tartományban is használták. A folyáshatárt a von Mises kritériummal modellezték. A terhelsi növekményeket pedig 30-35 lépésben adták a próbadarabra, míg a határpont el nem érte a deformációs terhelési határt. A kísérlet közben a feszültségek szelvény keresztmetszet menti eloszlását mérték a terhelés nagyságának függvényében (ld. **14. ábra**) [5].



(a)
14. ábra 130×130×10mm-es schifflerizált szelvény vizsgálata [5]

A feszültségek maximális értékét a szelvény szárának végén mérték. A sarkon és a 90°-os perem rész volt kitéve a legkisebb feszültségnek [5]. Mindegyik szelvény esetében ugyanez a tendencia figyelhető meg. Tehát a 60°-os szögű szögacél szelvény keresztmetszetében megjelenő feszültség a szelvény szárainak végében a legnagyobb. A szelvény szárak végei veszik fel a terhelés döntő részét a központosan nyomott rúd esetén a terhelés bármely szakaszában.

4.6. Inercia sugár értékek

A vizsgált szelvény tönkremenetelének, kihajlásának meghatározó tényezője a szelvény inercia sugara, ami a keresztmetszeti méretektől függ. Ha a szelvényt, mint a torony lábszelvényét vizsgáljuk és annak végeinél az elcsavarodást meggátoljuk az oszlop teherbírása a következőképpen számolható az Euler egyenlettel [2]. Az oszlop kritikus, tönkremeneteli terhelése viszont a különböző módon bekövetkező kihajlások interakciójából számítható ki. Ezért előbb minden egyes kihajlási módra meghatározzuk a hozzá tartozó inercia sugár értéket az Euler egyenletből.

P_v Euler féle kritikus kihajlási teherbírás gyenge tengelyre [2]:

$$P_v = \frac{\pi^2 E (A i_v^2)}{(v_v L)^2} \quad \text{ahol: } v_v \text{ kihajlási hossz a tengelyre vonatkozóan} \quad (4.6.1.)$$

i_v a gyengébb tengelyre vonatkozó inercia sugár

P_u Euler féle kritikus kihajlási teherbírás erős tengelyre [2]:

$$P_u = \frac{\pi^2 E (A i_u^2)}{(v_u L)^2} \quad \text{ahol: } v_u \text{ kihajlási hossz az erős tengelyre vonatkozóan} \quad (4.6.2.)$$

i_u az erősebb tengelyre vonatkozó inercia sugár

P_ϕ Euler féle kritikus csavarási kihajlási teherbírás [2]:

$$P_\phi = \frac{\pi^2 E (A i_\phi^2)}{(v_\phi L)^2} \quad \text{ahol: } v_\phi \text{ kihajlási hossz csavarodás esetén} \quad (4.6.3.)$$

i_ϕ inerciasugár csavarás esetén

$$r_\phi = \sqrt{\frac{1}{I_{ps}} \left(\frac{J (v_\phi L)^2}{2\pi^2 (1 + \nu)} + I_w \right)} \quad (4.6.4.)$$

ahol: I_{ps} a nyírási középpontra számított poláris inercia

J a Saint-Venant féle csavarási együttható

I_w csavarási inercia

A kritikus elcsavarodási terhelést, vagyis a különböző kihajlási módokra felírt kritikus terhelések interakcióját a következő másodfokú egyenletből lehet levezetni [2] (Timosenko 1970):

$$\frac{I_{pc}}{I_{ps}} P_{cr}^2 - (P_u + P_\phi) P_{cr} + P_u P_\phi = 0 \quad (4.6.5.)$$

Ahol I_{pc} a keresztmetszet súlypontjára számított poláris, csavarási inerciája. I_{ps} a keresztmetszet nyírási középpontjára számított poláris inerciája, P_{cr} pedig a keresett kritikus teherbírás melynek tönkremeneteli módja bármilyen lehet.

A Timosenko féle egyenletet vizsgálva kimutatták hogy egy szelvény esetén, ha annak $\frac{P_\phi}{P_u}$ értéke viszonylag kicsi, akkor P_{cr} kritikus teherbírásértéke az egyenletből levezetve nagyon közel lesz a P_ϕ értékéhez, vagyis a szelvény tönkremenetele ez esetben elcsavarodási tönkremenetel. $\frac{P_\phi}{P_u}$ nagyobb értékei esetén P_{cr} kritikus teherbírás értéke közel egyenlő lesz P_u -val, vagyis a szelvény tönkremenetele hajlítási kihajlás lesz [2].

A Timosenko egyenletben lévő $\frac{I_{pc}}{I_{ps}}$ értéke schifflerizált szelvények esetében imert, nagysága 0,5. Ezt behelyettesítva a Timosenko egyenlet a következő alakra hozható [2]:

$$P_{cr} = P_u + P_\phi - \sqrt{(P_u + P_\phi)^2 - 2P_u P_\phi} \quad (4.6.6.)$$

Az egyenletnek ebből az alakjából közvetlenül meghatározható a schifflerizált szögacél szelvény kritikus teherbírása, melynek értékét összevetve a három kritikus teherbírási értékkel meghatározható a szelvény tönkremenetelének domináns módja is.

Az elcsavarodási kritikus teherbírás azonban bonyolultabb módon de közvetlenül is számítható az Euler egyenlettel analóg módon.

P_{cr} Euler féle kritikus elcsavarodási teherbírás [6]:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 E (A i_{tf}^2)}{(v_{tf} L)^2} \quad \text{ahol: } v_{tf} \text{ kihajlási hossz elcsavarodás esetén} \quad (4.6.7.)$$

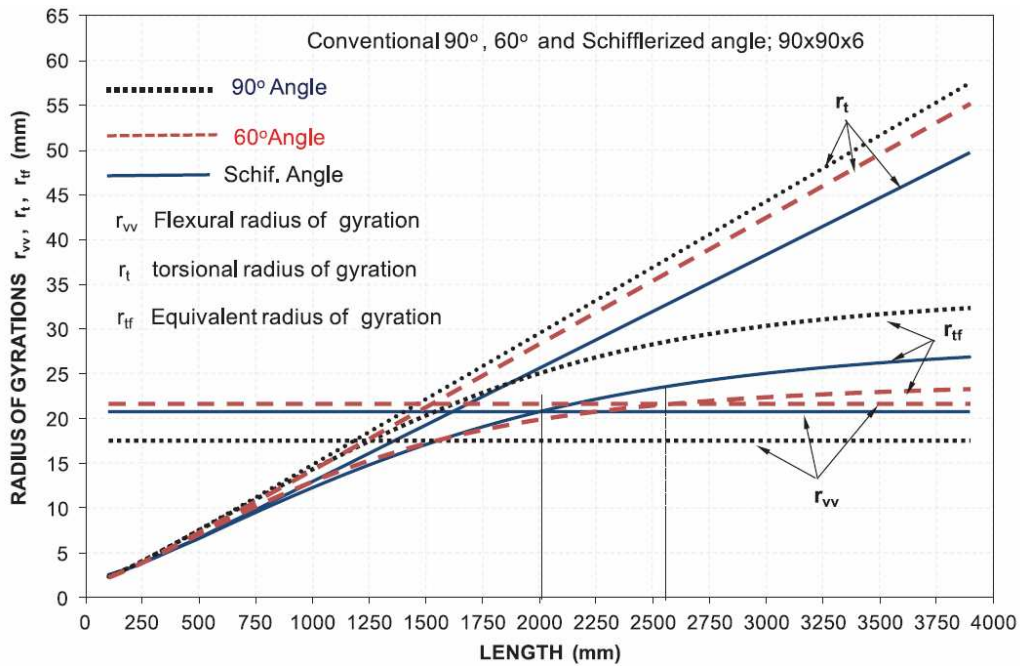
i_{tf} inercia sugár elcsavarodás esetén [6]

$$i_{tf} = \frac{2}{\sqrt{\frac{1}{i_\phi^2} + \frac{1}{i_u^2} + \sqrt{\left(\frac{1}{i_\phi^2} - \frac{1}{i_u^2}\right)^2} \cdot 4 \left(\frac{U_s}{i_\phi i_u i_{ps}}\right)}}$$

ahol: U_s a nyírási középpont és a súlypont távolsága

i_{ps} a nyírási középpontra számított poláris inerciasugár

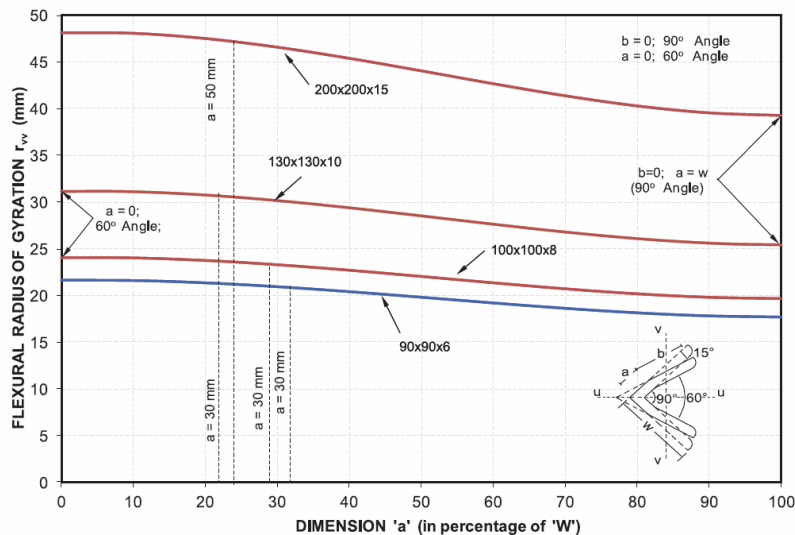
A Timosenko egyenlet kiszámításához szükséges a csavarási és hajlítási kritikus terhelés. Ezek számításához szükség van a szelvényre jellemző csavarási, hajlítási, és egyenértékű elcsavarodási inercia sugár értékre így célszerű ezek vizsgálata. Ezen mennyiségek értékének vizsgálatát elvégezték a szelvény hosszának függvényében schifflerizált, 60°-os és 90°-os szelvények esetében 90×90×6mm-es méretben (ld **15. ábra**).



15. ábra szögacél szelvények karcsúsái inercia sugarainak változása [5]

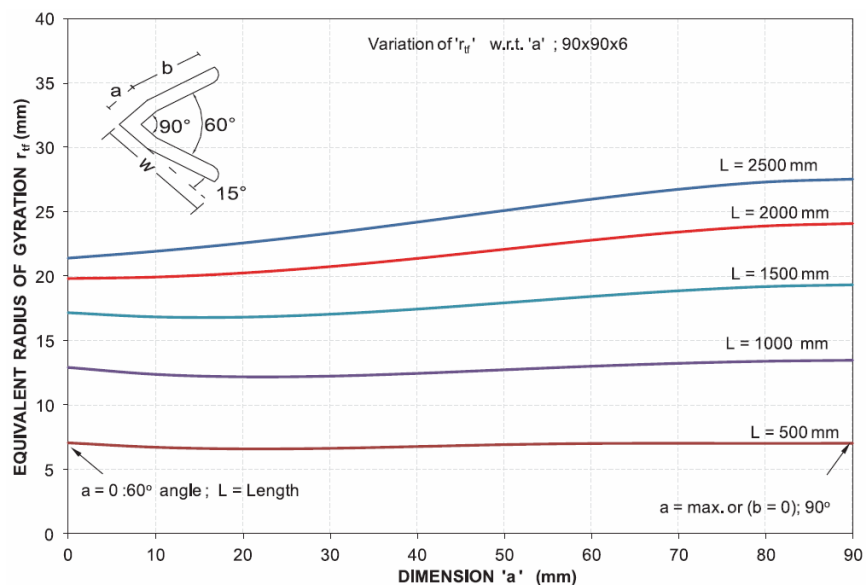
Az ábrán jól látható, hogy a kihajlási inercia sugár értéke állandó, az egyenértékű elfordulási inercia sugár értéke pedig a szelvényhosszal arányosan a legkisebb arányban növekszik. A vizsgált értékek teherbírásra gyakorolt hatását azok megfelelő Euler egyenletbe való behelyettesítésével érhetjük el. A kihajlási inercia sugár értéke a szelvényhossz bizonyos esetében alacsonyabb ugyan viszont a 60°-os szögacélok esetében ennek a teherbírásra gyakorolt hatása nem számottevő a gyengébb tengelyre vonatkozó inercia megnövekedett értéke miatt. Így az egyenértékű elfordulási inercia sugár értéke befojásolja a teherbírást a legnagyobb mértékben. Ez a mennyiség az elcsavarodási teherbírás értékének számolásához szükséges, melynél a kihajlás ráadásul az erősebb tengely körül történik melyre számított inercia a schifflerizálás vagy hidegen alakítás következtében amúgy is lecsökken. Tehát a 60°-os szögű szögacél szelvények többnyire domináns tönkremeneteli módja az elcsavarodás lesz.

A kihajlási és egyenértékű elfordulási inercia sugár értékét részletesen is érdemes megvizsgálni most hosszról függetlenül, egyes szelvényméretekben a szelvényhosszon és méreten kívül egy másik jellemzőtől, a gyártási körülményektől is függően. Az alábbi ábra (ld 16. ábra) a kihajlási inercia sugár értékének változását mutatja a schifflerizált szelvény hajlítatlan részének teljes lemezszélességhez viszonyított aránya függvényében.



16. ábra Schifflerizált szelvények kihajlási inercia sugarának változása [5]

A 60°-os szelvény kihajlási inercia suara a szelvény hosszától függően 10-20%-al csökken a szelvény hajlítottságának függvényében, ahogy az a szelvény felvezető bemutatásában is ismertetett. A következő ábra (17. ábra) pedig egy 90×90×6mm-es szelvény esetében vizsgálja az egyenértékű elfordulási inercia sugár értékének változását a szelvény hajlítatlan részének változása függvényében [5].



17. ábra Schifflerizált szelvények elcsavarodási inercia sugarának változása [5]

A szelvény elcsavarodási inercia sugara a kihajlási inercia sugárhoz hasonló módon és mennyiségbe, kb 10-20%-al változik, viszont ez a mennyiség csökken a szelvény hajlításának függvényében, ahogy már azt szintén a bevezetésben ismertettem. Mindez kísérleti módon is alátámasztja, ami már a bevezetőben is elhangzott, hogy 60°-os szögben hajlított szögacél szelvények kihajlási inercia sugara növekszik az előállító eljárás következtében kihajlási teherbírásuk így menő, míg az egyenértékű elcsavarodási inercia sugaruk pedig csökken ez által az elcsavarodási teherbírás, csökken a 90°-os szelvényekhez képest. Mindkét mennyiség változásának mértéke a szelvény hosszától és annak hajlítottságától függ. Teljes meghajlítottság esetén a változás nagysága 10-20% közötti érték a szelvény hosszától függően. Az ábrákból

levonható, hogy minél nagyobb a szelvény hossza egy bizonyos méretben annak hajlítottságának mértékében annál jobban csökken az elcsavarodási inercia sugara.

Viszont adott méretű szelvény esetében, a hossz függvényében a 60°-os szelvények elcsavarodási inercia sugara egy bizonyos szelvény hossz alatt messze alatt marad a kihajlási inercia sugárnak. Ráadásul az elcsavarodási tönkremenetel során a szelvény az erősebb tengelye körül hajlik ki, melyre számított inercia a gyártási eljárás következtében amúgy is lecsökkent. Így ilyen esetben a 60°-os szelvény elcsavarodási teherbírása is messze a kihajlási teherbírása alá esik következésképpen ilyen módon megy tönkre. Az adott méretű szelvény ilyen bizonyos hossza felett pedig az elcsavarodási inercia sugár értéke meghaladja a kihajlási inercia sugár értékét, tehát a szelvény tönkremenetele kihajlás lesz. Mindebből az a következtetés vonható le, hogy a 60°-os szögacél szelvények esetén minden szelvénymérethez tartozik egy kritikus hossz melyet, ha a szelvény effektív hossza, ha nem halad meg a szelvény teherbírása jelentős mértékben csökken és tönkremenetele elcsavarodás lesz, a kritikus hosszt meghaladva pedig a szelvény teherbírása jelentősen megnő tönkremenetele, pedig kihajlás lesz. A kritikus szelvényhosszt meghaladó 60°-os szelvények teherbírásának növekedése a szelvény méretétől függ, mert minél nagyobb a szelvény mérete annál nagyobb mértékben növekszik a kihajlási inercia sugara is az eredeti 90°-os szelvényekéhez képest. Tehát bizonyos hossz és szelvény méret felett a 60°-os szögacél szelvény teherbírása még meg is haladhatja a 90°-os szelvényét. Viszont fokozottan ügyelni kell a szelvény hosszára, mert ha a szelvény hossz az alatti akkor a szelvény elcsavarodási inerciája jelentős mértékben alacsonyabb lesz, mint a kihajlási inerciája így teherbírása jelentős mértékben lecsökken tönkremenetele, pedig elcsavarodás lesz. Az utóbbi két táblázatot összevetve pedig azt a következtetést is levonhatjuk, hogy minél nagyobb a szelvény mérete annál nagyobb a hozzá tartozó kritikus hossz értéke is. Mivel az elcsavarodási inercia sugár értéke is hasonló mértékben csökken a szelvény előállításából kifolyólag, mint ahogy annak kihajlási inerciája növekszik a hajlítottság mértékében. A szelvények méretétől függően látjuk, tehát hogy hogyan függ annak tönkremenetele így célszerű rátérni a szelvénymérethez tartozó hatékony vagy szabad lemezszélességére, mely a szelvény stabilitási tönkremenetelének meghatározó tényezője.

A kritikus szelvényhossz mely alatt a szelvény elcsavarodással megy tönkre tehát a szelvény keresztmetszeti méreteitől függ a következő módon (méretek feltüntetve **18. ábra 19. ábra**):

Schifflerizált szelvény esetében [1]:

$$L_{cf} = (2.0b^2 + 3.17br_f)/t + 0.5t \quad (4.6.8.)$$

Hidegen alakított szelvény esetében [1]:

$$L_{cf} = (2.0b^2 + 2.98br_m)/t + 2.0t \quad (4.6.9.)$$

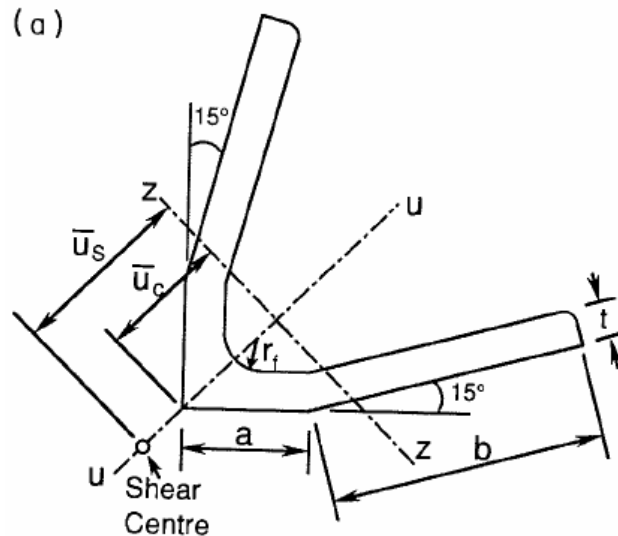
4.7. Szabad lemezszélesség

Az acél szelvények nyomási teherbírásának szempontjából legfontosabb azok keresztmetszeti osztálya melyre alapozva végezhető el szelvények teherbírási számításainak keresztmetszeti osztályonként különböző módjai. A keresztmetszetek osztályozása azok lemezeinek szabad szélességének és vastagságának arányával határozható meg mivel ezen aránnyal is határozható meg a szelvény lemezének behorpadt szélessége.

Ez a szabad szélesség a 90°-os szögacél szelvények és a többi I, H, U, szelvények esetében jól ismert. A 60°-os szögacél szelvények esetében viszont ez a mennyiség vitatott, mind schifflerizált mind hidegen alakított szögacél szelvények esetén a szelvény sarorok részének megnövekedett szilárdság értéke és annak a szabad lemezre való kihatása miatt. A 60°-os szögacél szelvények lemezének szabad szélességét a szokásos 90°-os és egyéb szelvényektől eltérően, és szabványonként is különbözőképpen definiálják. Viszont ha egy szabványon különböző szabad szélességgel számolunk annak jelentős hatása lesz a szabvány szerint számí-

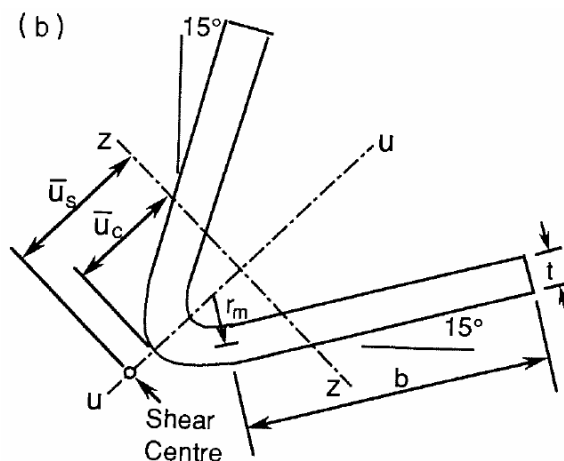
tott teherbírás tervezési értékére, így szükség van egy egységesen használható szabad lemezszélességre mely lehetőleg minél több szabványban alkalmazva a legpontosabb teherbírési értékeket adja.

A schifflerizált szelvények lemezének szabad szélességének meghatározása többféleképpen történik a hajlítatlan sarokrész lemezhorpadásra tett hatása miatt (ld **18. ábra**).



18. ábra Schifflerizált szelvény keresztmetszeti méretei

A schifflerizált szögacél szelvények szabad szélességét a képre hivatkozva az alábbi módon lehet számításba venni, mint b , $(a + b)$, $(a + b - t)$, vagy $(a + b - t - r_f)$ [1].



19. ábra Hidegen alakított szelvény keresztmetszeti méretei

A hidegen alakított szelvények szárainak szabad lemezszélessége szintén vitatott viszont hajlítatlan sarokrész hiányában számítása jóval kevesebb kérdést vet fel, mint a schifflerizált szelvény ugyanezen méretének számítása (ld. **19. ábra**). A hidegen alakított szelvény szárának szabad lemezszélessége így az alábbi módon számítható $w = b + (r_m - 0.5t)/2$ vagy $w = b + r_m - 2.5t$ [1].

5. A 60°-os szögű szögacélok kísérleti vizsgálata

5.1 A 60°-os szögű szögacél szelvényeken végzett kísérletek eredményei

A továbbiakban mind a 60°-os szögű szögacélok mind teherbírásának számítását mind a keresztmetszeti osztályba való sorolását minden szabvány különböző képen számítja ezért szükség, van kísérletekre melyek szabványokkal való összevetéseiből eldönthető melyik szabvány a leginkább alkalmas ilyen szelvények méretezésére.

A 60°-os szögű szögacél szelvények terhelés alatti viselkedésének vizsgálatára irányuló kutatások nemrégig vannak. Az első 60°-os szögacélok végzett teherbírás kísérleteket 1989-ben végezték a Windsori Egyetemen ennek során tesztelték mind schifflerizált mind hidegen alakított szelvényeket [1]. A kísérlet 37 szelvény axiális nyomás alatti teherbírását és terhelés alatti viselkedését foglalta magába, melyből 19 hidegen alakított 18 pedig schifflerizált 60°-os szögű szögacél szelvény volt. A szelvényeket koncentrikus axiális nyomás alatt vizsgálták [1]. Az első kísérleti program, melyet 1991-1992-ben végeztek 18 schifflerizált szelvényt tartalmazott (ld. **20. ábra**) és nem tartalmazott hidegen alakított szelvényeket. A 18 schifflerizált szelvényből 6 elcsavarodással ment tönkre 12 kihajlással és egy sem ment tönkre lokális lemezhorpadással [1]. A kísérletben tesztelt próbadarabok hossza mind 1654mm folyáshatáruk 300-400MPa relatív karcsúságuk 50 és 95 között van, ahogyan az a valóságban alkalmazott szelvények esetében is. Névleges szabad lemezszélesség-vastagság arányuk pedig 8 és 16 közötti [2].

Tesztelme elnevezése	Darabszám	Méret [mm]	Hatékony hossz [mm]	Folyáshatár f_y [Mpa]	Teherbírás (átlag) [kN]	Tönkremeneteli mód
S5-5/16	3	127×127×7,9	1654	333	436	elcsavarodás
S4-1/4	3	102×102×6,4	1654	356	292	elcsavarodás
S3,5-5/16	3	89×89×7,9	1654	369	355	kihajlás
S3-3/8	6	76×76×9,5	1654	475	286	kihajlás
S3-1/4	3	76×76×6,4	1654	363	204	kihajlás

20. ábra Schifflerizált szelvények első kísérletének eredményei [1]

A kísérlet eredményeiből jól kivehető, hogy az egyforma effektív hosszúságú de más méretű szelvények esetén a nagyobb méretű szelvények elcsavarodással mentek tönkre. Ez is igazolja, amit az inercia sugarakból következtethető volt, hogy a nagyobb méretű szelvényeknek nagyobb a kritikus hosszuk is viszont a kísérlet során az összes szelvénynek effektív hossza egyenlő volt vélhetően az azonos befogási körülmények miatt. A fent látható összesen hat nagy keresztmetszeti méretű szelvény a szelvény méreteikhez tartozó kritikus hossz alatt volt, így azok elcsavarodással mentek tönkre. Megjegyzendő hogy egyik ilyen nagyméretű szelvény a 102×102×6,4mm-es teherbírása az egyik legkisebb a kísérletben alig nagyobb, mint a kisebb szelvényeké melyek kihajlással mentek tönkre pl. a 76×76×9,5mm-es.

Az 1993-ban elvégzett második kísérleti program már 19 schifflerizált és 19 hidegen alakított 60°-os szögű szögacél szelvényt tartalmazott melyek túlnyomórészt elcsavarodással mentek tönkre (ld. **21. ábra**) [1].

Tesztelme elnevezése	Darabszám	Méret [mm]	Hatékony hossz [mm]	Folyáshatár f_y [Mpa]	Teherbírás (átlag) [kN]	Tönkremeneteli mód
H1	2	76×76×6,4	1024	360	265	elcsavarodás
H2	2	76×76×4,8	1544	378	144	elcsavarodás
H3	3	76×76×4,8	1272	379	146	elcsavarodás

H4	3	76×76×4,8	634	378	204	elcsavarodás
H5	3	102×102×6,4	1760	367	273	elcsavarodás
H6	2	102×102×6,4	1616	351	261	elcsavarodás
H7	4	102×102×6,4	1264	358	301	elcsavarodás

21. ábra 60°-os szögacélok második kísérletének eredményei [1]

Tesztelme elnevezése	Darabszám	Mérték [mm]	Hatékony hossz [mm]	Folyáshatár f_y [Mpa]	Teherbírás (átlag) [kN]	Tönkrementeli mód
C1	3	38×38×3,2	768	310	49	kihajlás
C2	3	38×38×3,2	553	314	61	elcsavarodás, kihajlás
C3	3	38×38×3,2	343	337	74	elcsavarodás
C4	3	51×51×4,8	1128	303	116	kihajlás
C5	3	51×51×4,8	747	303	136	kihajlás
C6	4	51×51×4,8	317	312	162	elcsavarodás

22. ábra 60°-os szögacélok második kísérletének eredményei [1]

A schifflerizált szelvények esetében a kísérlet tönkrementeli eredménye a nagyméretű szelvények esetében az elvárt módon következett be. Mivel az első kísérleti programban a 102×102×6,4mm-es szelvény esetében sem volt elég az 1654mm-es effektív szelvényhossz hogy meghaladja a szelvényhez tartozó kritikus hossz értékét, hogy ne elcsavarodással menjen tönkre. A másik kísérletből nyert következtetés pedig, hogy a schifflerizált 76×76×6,4mm-es szelvényhez tartozó kritikus effektív szelvényhossz értéke 1500-1650mm között lehet. A hidegen alakított 38×38×3,2mm-es szelvény kritikus effektív szelvényhossza 550mm körüli érték. Az 51×51×4,8mm-es hidegen alakított szelvény kritikus effektív szelvényhossza pedig 400-700mm között van. A kísérletek eredményeinek legfontosabb következtetése hogy az adott szelvény méretek esetében, ha a szelvény elcsavarodással megy tönkre akkor effektív hosszának csökkentése esetén megnő annak teherbírása. Ez mindegyik hidegen alakított és schifflerizált szelvény esetében elmondható, megfigyelhető a különösen a 76×76×4,8mm-es, 102×102×6,4mm-es schifflerizált szelvényeken és a 38×38×3,2mm-es, 51×51×4,8mm-es hidegen alakított szelvényeken. Ez az elcsavarodással tönkremenő hosszartományban azzal magyarázható, hogy a szelvény hosszának változása egyenesen arányos önmagával a hosszváltozás hossz változásának függvényének képe egy 45°-os meredekségű egyenes és a hosszváltozás közvetlenül hat az Euler egyenlettel számított teherbírásra. Viszont az elcsavarodási inercia változása a hosszváltozás függvényében egy 45°-nál sokkal kisebb meredekségű egyenes ezért a hosszcsökkenés miatt az elcsavarodási inercia csökkenése nem számottevő hatású, még ha a szelvény hossza nagy is értéke, akkor is legfeljebb 20%-al csökken. A nem elcsavarodással tönkrement próbadarabok esetében pedig a legjobb példa a 90×90×6mm-es szelvény melynek elcsavarodási inerciája 2500mm szelvényhossz esetén is legrosszabb esetben 20%-al csökken kihajlási inerciája, viszont 10%-al növekszik a 2500mm pedig a kritikus szelvényhosszt jóval meghaladja. Viszont az értéke még ekkor is, legrosszabb esetben is megegyezik az elcsavarodási inercia értékével. Tehát a szelvény még legrosszabb esetben is kihajlással fog tönkremenni. Tehát a megnövekedett kihajlási inercia sugár lesz a mértékadó és a szelvény teherbírása ebben az esetben, növekszik a 90°-os szelvények teherbírásához képest. Ezért sok esetben az elcsavarodási tönkrementelt figyelmen kívül hagyják a szelvény teherbírásának meghatározásakor. Az egyedüli probléma, ha a kritikus hossz alatt van a szelvény, hogy a 60°-os szelvények elcsavarodási inerciája alacsonyabb, mint a 90°-os szelvényeké. A későbbi összevetések, következtetések kifejtésekor csak a fent említett próba-

darab számára fogok hivatkozni, a tömörség kedvéért, és mert a táblázatban a próbadarabokhoz tartozó minden adat adott.

5.2. A kísérleteket befolyásoló tényezők

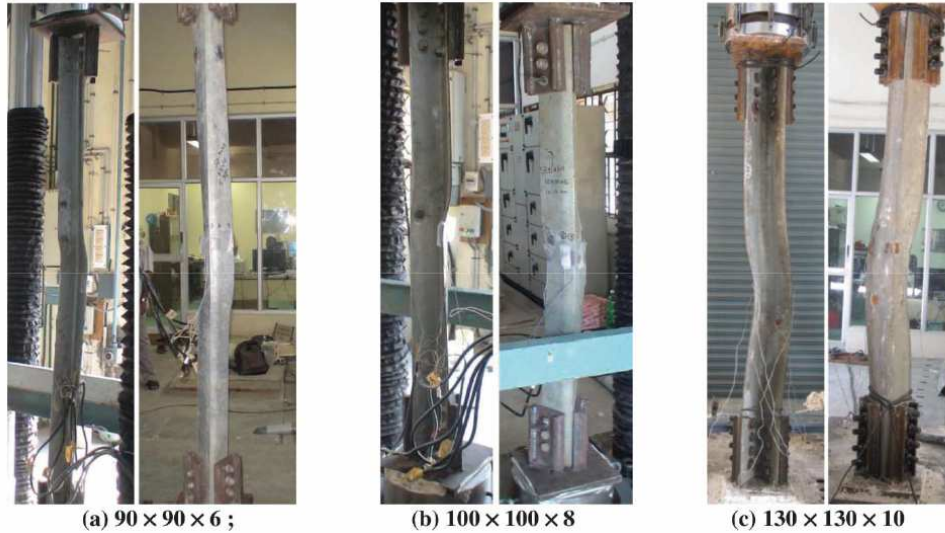
A kísérletek eredményeinek jobb kiértékeléséhez szükség van a kísérletek pontos körülményeinek és befolyásoló tényezőinek megismeréséhez. Ezért az alábbiakban felsorolom a kísérletek pontos körülményeit és a szelvények teherbírását befolyásoló tényezőket, melyeket érdemes mérlegelni egy méretezési módszer, szabvány kiválasztásakor.

5.2.1. A szelvények befogási feltételei

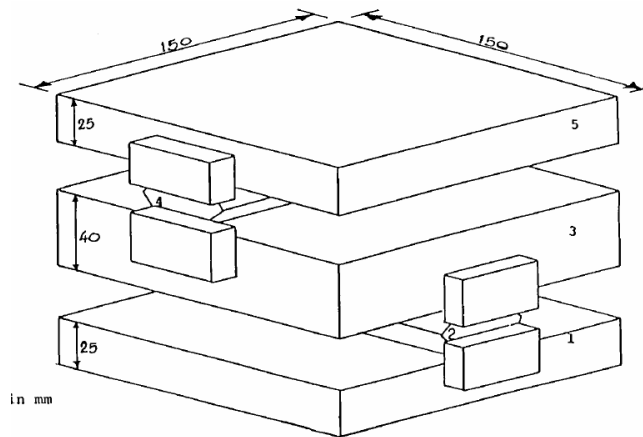
Az első kísérleti programban végzett tesztek során a próbadarabok végei a két sarkuk mentén, szabadon elforduló befogással voltak rögzítve a kísérletek során. A valódi rácsrudak csuklós kapcsolataiban a szelvények végeinek oldalsó elmozdulása gátolt, a viszont a szelvényvég elfordulása a annak súlypontja körül megengedett mindkét irányban [2]. Ha a kísérletek során olyan befogást alkalmaznak mely, meggátolja a szelvényvég szabad elfordulását azzal bizonyítottan, növelik a szelvény merevségét, tehát valóságostól eltérő eredményeket adnak. Ennek főleg az elcsavarodási tönkremenetelnél lenne nagy hatása, ahol nem engedné elfordulni a szelvényt a befogás [2]. A bemutatott kísérletben a szelvények befogása a már említett különleges befogás mely meggátolja a szelvényvég oldal irányú elmozdulását, viszont szabaddá teszi annak súlypont körüli elfordulását mindkét irányban. A szelvényvég súlypont körüli elfordulása mindkét szelvényvégen, a felületén pontjainak súlypont körüli elmozdulásával jár. Ha meggátoljuk ezt az elmozdulást az a szelvény elfordulási merevségének növekedését eredményezi és csökkenti a szelvény hatásos hosszát [2]. A probléma elkerülésére a szelvény véghez egy véglemezt rögzítenek melyhez, tudják majd csatlakoztatni a valódihoz hasonló szelvény befogást. Ez a lemez különösen merevre készül, hogy elkerüljék a kísérlet során való elhajlását következésképpen a szelvény elemeivel való interakciót. A két véglap és a szelvény befogása tökéletes elfordulást tesz lehetővé a szelvény számára. Az így csatlakoztatott szelvényeket, pedig az előre kiszámított keresztmetszeti súlypontjukon terhelik központosan axiális irányban a kísérletek során [2]. A vizsgált szelvények mindegyike a véglapokhoz befogott módon volt kapcsolva így a kihajlás szempontjából kritikus keresztmetszet az elvárt módon a szelvény középmagasságába esett. Ami a véglemek hatását a kritikus keresztmetszetre is minimálissá csökkentette.

5.2.2 A szelvények végeinek feltámasztásai

A szelvények vizsgálata során az előző alfejezetben említett módon különleges befogásra volt szükség, mely a szelvény végeinek elfordulását lehetővé tette viszont azok elmozdulását meggátolta. A **24. ábrán** látható ez a különleges feltámasztás melyet a szelvényekkel való központos axiális nyomási kísérletekhez használtak.



23. ábra 60°-os szelvények kísérleti vizsgálata és befogási feltételeik [5]



24. ábra szelvényvég feltámasztásához használt eszköz [2]

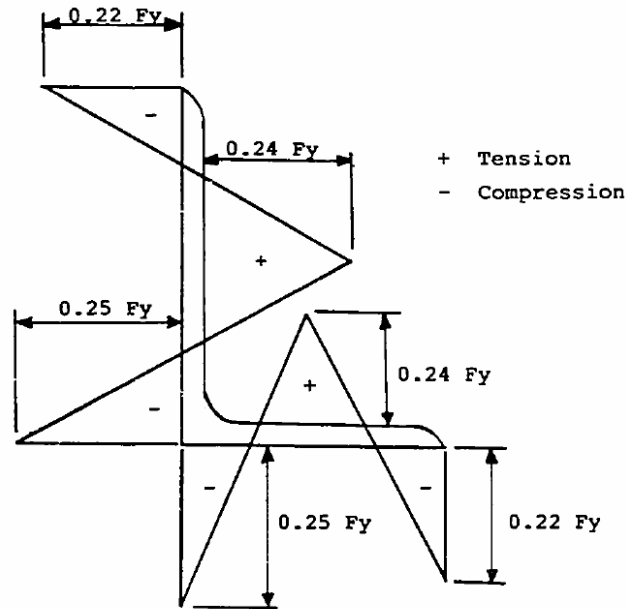
Az ábrán látható a feltámasztás melyre a szelvény aljához és tetejéhez csavarozott véglap fekszik fel a képen látható feltámasztás tetejére vagy aljára. A feltámasztás két véglemezből és egy középső lemezből áll. Mindegyik lemez tartalmaz egy oldalán egy barázdát. Az alsó véglemez felső lapján van egy barázdá melybe egy lapos csap illeszkedik. A középső lemeznek az alján és a tetején is vannak barázdák melyek egymásra merőleges irányúak [2]. Az alsó oldalán lévő barázdába az alsó véglapon lévő lapos csap illeszkedik a felső oldalán lévő barázdába pedig egy másik lapos csap illeszkedik. Ez a lapos csap pedig a felső lemez alsó oldalán lévő barázdába illeszkedik. A felső lemez tetejére pedig a szelvény aljához rögzített véglap fekszik fel. A szelvény szabad elfordulását a középső lemezbe illeszkedő két lapos csap biztosítja, melyek szabad elfordulást biztosítanak a felső lemez számára és ezzel együtt a hozzá rögzített szelvény számára is. Viszont a szelvény oldal irányú kitérését megakadályozzák a véglemezek rögzítései [2].

5.2.3. A szelvények sajátfeszültségeinek hatása

A melegen hengerelt szelvényekben eleve a gyártási eljárásból megmaradó úgynevezett sajátfeszültségek alakulnak ki a szelvény lehűlésének időbeli egyenetlensége miatt. Ezek a szelvény megmaradó sajátfeszültségei befolyásolják a szelvény képlékeny teherbíró képességét azáltal, hogy a szelvény egyes tagjainak idő előtti megfolyását idézik elő [2]. A 60°-os

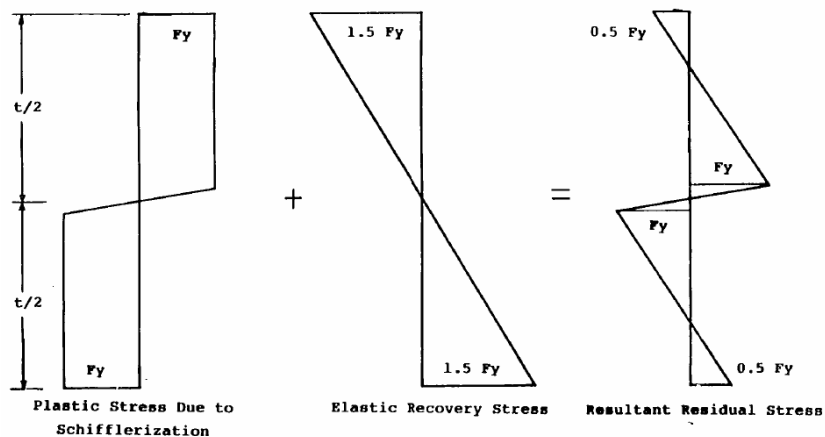
szögű szelvények sajátfeszültségeinek megismeréséhez előbb vizsgáljuk meg a hagyományos 90°-os szelvények sajátfeszültségeit.

A 90°-os szögű szelvényekben lévő sajátfeszültségek eloszlását már számos kutatás tanulmányozta. Az erre vonatkozó leginkább elfogadott mérnöki gyakorlat az ECCS (ECCS 1985) sajátfeszültségekre vonatkozó előírásainak alkalmazása a keresztmetszetre (ld. **25. ábra**) [2].



25. ábra 90°-os szelvény sajátfeszültségeinek eloszlása [2]

Az ábrán a szelvény kereszt bemutatott sajátfeszültségi értékek hosszirányú feszültségek. A schifflerizált szelvények hosszirányú sajátfeszültségeit is a valóságban hasonló nagyságúnak eloszlásúnak tételezzük fel [2]. Viszont ezeknél a szelvényeknél keresztirányú tehát vastagság mentén megoszló sajátfeszültségek is keletkeznek annak előállítása miatt mivel gyártása során a szelvény szárait tartósan képlékenyen meghajlítják. Ez csakis úgy érhető el, hogy a szelvény szára a hajlítás vonalának mentén legalább megfolyik. Tehát a schifflerizáló eljárás alól kibocsájtott szelvény egy olyan megmaradó sajátfeszültségei is tartalmaz a már meglévő, 90°-os szelvényekből ismert hosszirányú sajátfeszültségek mellett mely keresztirányú, vagyis a szelvény szárainak vastagsága mentén oszlik meg [2] (ld. **26. ábra**).

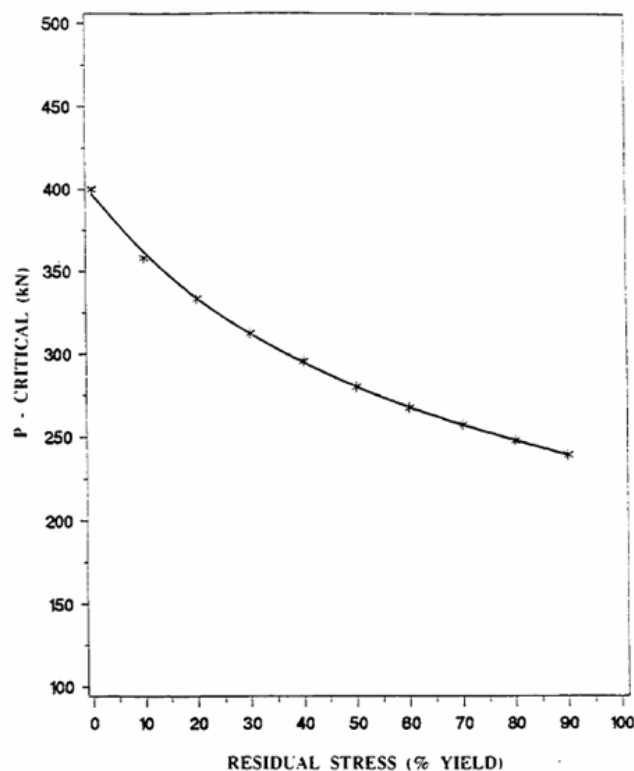


26. ábra Schifflerizált szelvények keresztirányú sajátfeszültségeinek eloszlása [2]

Az ábra jól szemlélteti az eljárás következtében kialakuló sajátfeszültségek eloszlását és értékeit. Schifflerizálás alatt a szelvény szárát vastagsága mentén meghajlítja így a szelvény szár vastagsága mentén a folyáshatárnak megfelelő feszültség oszlik el. A későbbiekben, a száruk meghajlítása után a szelvény száruk vastagsága mentén a folyáshatár másfélszeresének megfelelő, a gyártási feszültségekkel ellentétes irányú regenerálódási relaxációs feszültségek alakulnak ki. A szelvény regenerálódása utáni vagyis végső keresztirányú sajátfeszültségi eloszlása ezen két feszültségeloszlás összege [2]. Amint azt az ábra is mutatja.

A schifflerizált szelvények keresztirányú sajátfeszültségei nem befolyásolják közvetlenül a szelvény teherbírásának nagyságát. Viszont a Poisson hatás miatt ezek a feszültségek hosszirányú sajátfeszültségeket idéznek elő. A saját feszültségek keresztirányú, vastagság mentén eloszló részének a tönkremeneteli teherre tett hatását kiszámították és kimutatták, hogy az a terhelésnek kevesebb, mint a terhelés 2-4%-a különösebb eltérések nélkül [2].

Így a schifflerizált szelvények teherbírását befolyásoló hosszirányú sajátfeszültségeinek eloszlása a szelvény gyártásából adódó hosszirányú sajátfeszültségek, melyeket az ECCS 1985 előírás ad meg és a schifflerizáló eljárásból keletkező sajátfeszültségek hosszirányú összetevőinek összegével, eredőjével egyenlő. Az alábbi (27. ábra) ábra egy 75×75×10mm-es szelvény teherbírását szemlélteti annak sajátfeszültségeinek folyáshatárhoz viszonyított százalékos értékének függvényében [2].



27. ábra 75×75×10mm-es schifflerizált szelvény teherbírása sajátfeszültségének folyáshatárhoz viszonyított százalékos értékének függvényében [2]

5.2.4. A vizsgált próbadarabok gyártásának hatása

A kísérlet során minden méretű szelvényből három próbadarabot teszteltek melyeket az anyagi imperfekciók, eltérések legnagyobb egyezése miatt ugyanabból az állományból, készletből vágták ki [2]. A szelvények hossza egységesen 1654mm volt aljuk és tetejük pedig simára hengerelt volt hogy azok egymással párhuzamosak legyenek és a szelvény hossztengelelyére merőlegesek, legyenek, ezáltal teljesítik magukban a központos nyomás geometriai fel-

tételeit. A próbadarabok mindegyikét pedig nagy pontossággal állították a terhelő cellába központosan állították. Az így összegzett feltételekkel tehát elmondható hogy a 60°-os szögacél szelvények axiális nyomási vizsgálatát központosan hajtották végre. Így a szelvényre ható normál erőknek nem volt a kísérlet alatt semmilyen nyomatókat okozó hatásuk tehát azok nem befolyásolták a szelvény tönkremenetelét [2]. A próbadarabokra terhelést pedig egy 900kN-os hidraulikus emelővel adták rá, amely a szelvény terhelésének egyenletességét biztosította.

5.2.5. Egyéb hatások

A következő alfejezetben felsorolásra kerülnek a kísérletek eredményeit befolyásoló kevésbé fontos hatások, említés szintjén.

A kísérlet során a próbadarabok folyáshatárát a szelvény száraz darabonként mért folyáshatárának átlagaként számították, ami a szelvény névleges folyáshatárától eltért. A valódi folyáshatár értékét 11-23%-al magasabbnak találták, mint annak névleges értékekből számolt változatát. Ez kihatással volt a kísérletek eredményeire, de nem okozott számottevő eltéréseket[2].

A szelvények anyagának rugalmassági modulusát egyezményesen 200GPa-nak vették fel, melynek szelvényenkénti esetleges eltéréseinek hatása a kísérlet során elhanyagolható volt.

A leterhelés helyének hatása a kísérleti eredményekre elhanyagolható volt mivel az összes próbadarabot nagy pontossággal központosan állították be[2].

6. A 60°-os szögű szögacél szelvényekre vonatkozó szabványok

A 60°-os szögű szelvényeket széles körben alkalmazzák háromszög alapú tornyokban és helyenként nyitott szelvényű háromszög keresztmetszetű gerendákban is. Ennek ellenére teher alatti viselkedésük leírására ellenére kiadott irodalom és szabványok alig állnak a tervezők rendelkezésére. Így a szabvány és előírás gyártó szervezetek melyek foglalkoznak schifflerizált szelvényekkel is kénytelenek a hagyományos 90°-os szelvényekről szerzett ismereteket kiterjeszteni a 60°-os szelvények esetében.

6.1. SSRC oszlop kihajlásra vonatkozó 2. szabványa

A már fentebb említett hagyományos szelvények esetében a Szerkezeti Stabilitási Kutató Tanács (SSRC) jelentős kutatásokat végzett axiálisan nyomott oszlopok kihajlási teherbírásával kapcsolatban, melyeket az oszlop különböző részeire is meghatároznak. Az általuk felállított előírások olyan tervezési szabványok, melyek figyelembe veszik kihajlási teherbírás számítása során olyan tényezők hatását, mint a külpontosság vagy a szelvény sajátfeszültségeinek értéke. Viszont elhanyagolja a szelvények lokális kihajlását. Ez a szabvány nem tartalmaz 60°-os szelvényekre vonatkozó előírást. Elsődlegesen kétszeresen szimmetrikus szerkezeti elemek kihajlási teherbírásának meghatározására használják [2].

6.2. CSA S37-94

Ezt a szabványt hagyományos szelvényekre vonatkozó szabványok leszűkítésével nyerték. Figyelembe veszi a méretezett szelvény kihajlását, viszont figyelmen kívül hagyja annak elcsavarodási és lokális lemezhorpadási tönkremenetelét. Tehát megengedi a 60°-os szelvényekkel való tervezést, ugyanazokat az eljárásokat használva, amiket a 90°-os szelvények esetében alkalmaznak. Rendszeresítését az előbb felsorolt rendelkezésre álló kísérleti eredmények alapján a Kanadai Szabványügyi Szervezet Antenna tornyok ügyében felállított Műszaki Bizottsága fogadta el. Antennák tornyok és antennát tartó szerkezetek” címszóval (CSA 1994) [1].

A CSA szabvány S37-94-es pontjai szerint számított 60°-os szögacél szelvények axiális nyomási teherbírását úgy számítják, hogy azokat az együtthatókat használják, melyeket a CAN/CSA S16.1-M89-es szabvány ad meg „Acél szerkezetek tervezése határállapotra” címszóban (CSA1989b) [2]. Ezek az együtthatók ugyanazok, mint az SSRC oszlop kihajlási tervezésének 2. szabványban vannak. Mivel a lokális kihajlást az utóbbi szabvány elhanyagolja ez a szabvány olyan esetben alkalmazható, ha a szelvény keresztmetszeti osztálya kizárja a lokális lemezhorpadást [1]. Schifflerizált szelvények esetében ez a szabad szélesség-vastagság értékének kisebb, mint $200/\sqrt{f_y}$ esetén áll fent. Ahol f_y az acél anyagának folyáshatára MPa-ban. Az így létrehozott szabvány tehát:

Ha $w/t \leq 200/\sqrt{f_y}$

$$N_{bRd} = \phi A f_y \quad \text{ha } 0 \leq \lambda \leq 0.15$$

$$\text{Ahol } \lambda = \frac{\nu L}{i_z \pi} \sqrt{\frac{f_y}{E}} \quad (6.2.1.)$$

Viszont az antennatornyokban használt szelvények nagy részének szabad szélesség-vastagság meghaladja ezt a határértéket. Ez esetben más szabvány használata szükséges. Ez a szabvány csak a 60°-os szögű szelvények legegyszerűbb esetének számításához megfelelő. A szabvány egy, a következő alfejezetben bemutatott módosítást is tartalmaz mely figyelembe veszi a szelvény egyéb tökrementelét és keresztmetszeti osztályát is.

A szabvány továbbfejlesztése céljából a Kanadai Szabványügyi Szervezet Antenna Torony Ügyi Műszaki Bizottsága előírt egy új kikötést mely a lokális kihajlásért felelős. Ennek leírása a következő szabványban történik.

A szabvány által a teherbírési értékek számításához és szelvény keresztmetszeti osztályozáshoz használt szabad lemezszélesség a szelvény szárának végétől a lekerekítés elejéig tartó lemez hossz. Ez az érték kísérletek alapján igazolt, hogy ennél a szabványnál ezzel a szabad lemezszélességgel való teherbírési számítások állnak a legközelebb a valós, kísérleti értékekhez ahogy azt a **28. ábra** is mutatja.

SPECIMEN	P TEST (kN)	CASE I LOAD RATIO (kN)	CASE II LOAD RATIO (kN)	CASE III LOAD RATIO (kN)	CASE IV LOAD RATIO (kN)	CASE V LOAD RATIO (kN)	CASE VI LOAD RATIO (kN)	CASE VII LOAD RATIO (kN)	CASE VIII LOAD RATIO (kN)
S5-5/16-1	422.	449.	1.06	435.	1.03	393.	0.93	366.	0.87
S5-5/16-2	446.	453.	1.02	440.	0.99	397.	0.89	369.	0.83
S5-5/16-3	440.	449.	1.02	435.	0.99	393.	0.89	366.	0.83
S4-1/4-1	278.	265.	0.95	250.	0.90	227.	0.82	212.	0.76
S4-1/4-2	286.	265.	0.93	250.	0.87	228.	0.80	212.	0.74
S4-1/4-3	311.	267.	0.86	251.	0.81	229.	0.74	213.	0.69
S3.5-5/16-1	350.	280.	0.80	280.	0.80	280.	0.80	274.	0.78
S3.5-5/16-2	366.	280.	0.77	280.	0.77	280.	0.77	275.	0.75
S3.5-5/16-3	350.	281.	0.80	281.	0.80	281.	0.80	275.	0.79
S3-3/8-1	287.	231.	0.81	231.	0.81	231.	0.81	231.	0.81
S3-3/8-2	287.	241.	0.84	241.	0.84	241.	0.84	241.	0.84
S3-3/8-3	286.	241.	0.84	241.	0.84	241.	0.84	241.	0.84
S3-3/8-4	278.	237.	0.85	237.	0.85	237.	0.85	237.	0.85
S3-3/8-5	287.	238.	0.83	238.	0.83	238.	0.83	238.	0.83
S3-3/8-6	289.	241.	0.83	241.	0.83	241.	0.83	241.	0.83
S3-1/4-1	187.	150.	0.80	150.	0.80	148.	0.79	144.	0.77
S3-1/4-2	217.	150.	0.69	150.	0.69	147.	0.68	144.	0.66
S3-1/4-3	208.	149.	0.72	149.	0.72	146.	0.70	143.	0.69

28. ábra Schifflerizált szelvények kísérleti teherbírásának összevetése a CSA S37-94 szabvány szerint számított teherbírési értékekkel [2]

Az ábrán lévő 1. esetben a szelvény keresztmetszetének besorolását és teherbírását a b , méretű szabad lemezszélességgel számították. A 2. esetben ez az érték $(a + b - t - r_f)$. A 3. esetben $(a + b - t)$. A 4. esetben pedig $(a + b)$. Méreteket lásd **18. ábra**. A számított értékek kísérleti értékekkel való összevetése tehát igazolja, hogy a szabvány a legjobban jár el a szabad lemezszélesség méretének számításával melyet $(a + b - t - r_f)$ -nek tételez fel. A szabvány által számított teherbírás értékek minden szelvény esetében kellőképpen megközelítik a kísérleti értékeket, néhol még meg is haladják azokat. Így a szabvány alkalmazása összességében nem mondható biztonságosnak [2].

6.3. CAN/CSA S37-M86

Ez a szabvány figyelembe veszi a szelvény lokális lemezhorpadását és kihajlását, viszont elhanyagolja annak elcsavarodását. Tehát használata akkor célszerű, ha a szelvény hossza kritikus hossz feletti értékű, tehát nem elcsavarodással megy tönkre [1]. A szelvény lokális lemezhorpadásának figyelembevételével a szabvány a szelvény teherbírását annak effektív keresztmetszetével számítja melyet egy másik, CSA S136-os szabvány határoz meg. Tehát olyan szelvények esetében alkalmazzuk ezt a szabványt, melyek szabad szélesség-vastagság aránya meghaladja a fentebb leírt korlátot, viszont kisebb, mint 25 így lokális lemezhorpadással kell számolni és vastagságuk meghaladja a 4,5mm-t. A szelvény szabad szélesség-vastagság aránya tehát meghaladja a $200/\sqrt{f_y}$ határértéket így a szelvény lemezeinek lokális lemezhorpadásra való hajlamosságát egy f_y' effektív folyáshatárral, veszik figyelembe a szelvény axiális nyomási teherbírásának számítása során [1]. Ez a szelvény alsó folyáshatárának egy szabad szélesség-vastagság arány függvényében csökkentett értéke. Ez a szabvány a schifflerizált szelvények szabad szélességét a szelvény szabad végétől a lekerekítés kezdetéig veszi figyelembe. $w = a + b - t - r_f$ lásd **18. ábra**

$$\text{Ha } 200/\sqrt{f_y} \leq w/t \leq 380/\sqrt{f_y} \quad \text{akkor} \quad f_y' = f_y \left[1.667 - 0.667 \left(\frac{w/t}{200/\sqrt{f_y}} \right) \right] \quad (6.3.1.)$$

$$\text{Ha } 380/\sqrt{f_y} \leq w/t \leq 25 \quad \text{akkor} \quad f_y' = \frac{56400}{(w/t)^2} \quad (6.3.2.)$$

Az effektív folyáshatár értékének meghatározása után a szelvény gyengébb (z-z) tengely körüli kihajlási teherbírását is kiszámíthatjuk az alábbi módon:

$$N_{bRd} = \phi A f_y' (1.035 - 0.202\lambda - 0.222\lambda^2) \quad \text{ha } 0.15 \leq \lambda \leq 1.0 \quad (6.3.3.)$$

$$N_{bRd} = \phi A f_y' \left(-0.111 - \frac{0.636}{\lambda} - \frac{0.087}{\lambda^2} \right) \quad \text{ha } 1.0 \leq \lambda \leq 2.0 \quad (6.3.4.)$$

$$\text{Ahol: } \lambda = \frac{\nu L}{i_z \pi} \sqrt{\frac{f_y'}{E}} \quad (6.3.5.)$$

Ennek a szabványnak a teherbírás számítására adott egyenletei egy másik, CAN/CSA S16.1-M89 című szabványéval azonosak [1].

A CSA S37-M86 szabvány egy módosított alkalmazásával a 60°-os szögacél szelvényt elcsavarodási tönkremenetelre is képes méretezni. Ez úgy érhető el, hogy a gyengébbik tengelyre vett inercia sugár i_z helyére az ilyen esetben alacsonyabb tehát mértékadó i_{ff} egyenértékű elcsavarodási inerciasugár értékét helyettesítjük be a szelvények relatív karcsúságának számítása során. Majd a kapott értékekkel a fenti egyenletekbe azokat behelyettesítve a szelvény elcsavarodási teherbírása kiszámítható [1].

Ez a szabvány is az előzőhöz hasonlóan a szelvények szabad lemezszélességet a szelvény-szárok végétől a szelvény lekerekítésének kezdetéig értelmezi. Ennek számítását eltérő módon szintén összevetették a kísérleti eredményekkel, melyeket az alábbi **29. ábra** mutat be.

SPECIMEN	P TEST (kN)	CASE I LOAD (kN)	CASE I RATIO	CASE II LOAD (kN)	CASE II RATIO	CASE III LOAD (kN)	CASE III RATIO	CASE IV LOAD (kN)	CASE IV RATIO
S5-5/16-1	422.	395.	0.94	385.	0.91	351.	0.83	329.	0.78
S5-5/16-2	446.	395.	0.89	385.	0.86	351.	0.79	329.	0.74
S5-5/16-3	440.	395.	0.90	385.	0.88	351.	0.79	329.	0.75
S4-1/4-1	278.	232.	0.83	220.	0.79	203.	0.73	192.	0.69
S4-1/4-2	286.	232.	0.81	220.	0.77	203.	0.71	192.	0.67
S4-1/4-3	311.	232.	0.75	220.	0.71	203.	0.65	192.	0.62
S3.5-5/16-1	350.	226.	0.64	226.	0.64	226.	0.64	226.	0.64
S3.5-5/16-2	366.	226.	0.62	226.	0.62	226.	0.62	226.	0.62
S3.5-5/16-3	350.	226.	0.64	226.	0.64	226.	0.64	226.	0.64
S3-3/8-1	287.	197.	0.69	197.	0.69	197.	0.69	197.	0.69
S3-3/8-2	287.	197.	0.69	197.	0.69	197.	0.69	197.	0.69
S3-3/8-3	288.	197.	0.68	197.	0.68	197.	0.68	197.	0.68
S3-3/8-4	278.	197.	0.71	197.	0.71	197.	0.71	197.	0.71
S3-3/8-5	287.	197.	0.69	197.	0.69	197.	0.69	197.	0.69
S3-3/8-6	289.	197.	0.68	197.	0.68	197.	0.68	197.	0.68
S3-1/4-1	197.	126.	0.67	126.	0.67	126.	0.67	125.	0.67
S3-1/4-2	217.	126.	0.58	126.	0.58	126.	0.58	125.	0.58
S3-1/4-3	208.	126.	0.61	126.	0.61	126.	0.61	125.	0.60

29. ábra Schifflerizált szelvények kísérleti teherbírásának összevetése a CSA S37-M86 szabvány szerint számított teherbírési értékekkel [2]

A szabvány szerint számított teherbírési értékek eseteinek szabad lemezszélességei meg-egyeznek az előző szabvány összehasonlítása során használt eseteivel. Ennél a szabványnál is az látható, hogy a szabvány által választott szabad lemezszélesség nagyságával való számolás a teherbírásoknak kísérleti értékekkel való legnagyobb egyezését adja nagyjából minden pró-badarabra. Ezekből, az eredményekből észrevehető az is, hogy schifflerizált szelvényekre az S37-es kanadai szabvány a tervezett módosítással és megfelelő szabad lemezszélességgel el-fogadhatóan jó eredményeket ad. Az alkalmazott szár szélességet a schifflerizált szelvény hajlított szárának szélességeként vehetjük.

A következő táblázat (**30. ábra**) ugyanazt az összehasonlítást tartalmazza, mint az előző csak ebben az esetben a szabványban megadott biztonsági tényező értéke egy.

TABLE 3.5b
COMPARISON OF EXPERIMENTAL FAILURE LOADS
AND LOADS CALCULATED ACCORDING TO CAN/CSA-S37-M86
Strength based on nominal dimensions, $\phi = 1.0$

SPECIMEN	P TEST (kN)	CASE I LOAD RATIO (kN)	CASE I LOAD RATIO (kN)	CASE II LOAD RATIO (kN)	CASE II LOAD RATIO (kN)	CASE III LOAD RATIO (kN)	CASE III LOAD RATIO (kN)	CASE IV LOAD RATIO (kN)	CASE IV LOAD RATIO (kN)
S5-5/16-1	422.	439.	1.04	428.	1.01	390.	0.92	366.	0.87
S5-5/16-2	446.	439.	0.99	428.	0.96	390.	0.87	366.	0.82
S5-5/16-3	440.	439.	1.00	428.	0.97	390.	0.89	366.	0.83
S4-1/4-1	278.	258.	0.93	244.	0.88	226.	0.81	214.	0.77
S4-1/4-2	286.	258.	0.90	244.	0.85	226.	0.79	214.	0.75
S4-1/4-3	311.	258.	0.83	244.	0.79	226.	0.73	214.	0.69
S3.5-5/16-1	350.	251.	0.72	251.	0.72	251.	0.72	251.	0.72
S3.5-5/16-2	366.	251.	0.69	251.	0.69	251.	0.69	251.	0.69
S3.5-5/16-3	350.	251.	0.72	251.	0.72	251.	0.72	251.	0.72
S3-3/8-1	287.	219.	0.76	219.	0.76	219.	0.76	219.	0.76
S3-3/8-2	287.	219.	0.76	219.	0.76	219.	0.76	219.	0.76
S3-3/8-3	288.	219.	0.76	219.	0.76	219.	0.76	219.	0.76
S3-3/8-4	278.	219.	0.79	219.	0.79	219.	0.79	219.	0.79
S3-3/8-5	287.	219.	0.76	219.	0.76	219.	0.76	219.	0.76
S3-3/8-6	289.	219.	0.76	219.	0.76	219.	0.76	219.	0.76
S3-1/4-1	187.	140.	0.75	140.	0.75	140.	0.75	139.	0.74
S3-1/4-2	217.	140.	0.65	140.	0.65	140.	0.65	139.	0.64
S3-1/4-3	208.	140.	0.67	140.	0.67	140.	0.67	139.	0.67

** note : case (I):w+b; (II):w+a+b-c; (III):w+a+b-c; (IV):w+a+b
** See Fig. 1.3 for notation; RATIO=Load P as per spec. / 'P Test'

30. ábra Schifflerizált szelvények kísérleti teherbírásának összevetése a CSA S37-M86 szabvány szerint számított teherbírási értékekkel [2]

A táblázatban jól észrevehető, hogy a szabvány által számított teherbírási értékek főleg nagyobb méretű szelvények esetén jól megközelítik a kísérleti eredményeket, főleg a kísérletben használt nagyobb méretű szelvények esetén. Viszont a kisebb méretű szelvények esetén is elég gazdaságosnak mondható a szabvány használata.

6.4. CSA S136

Ez a szabvány szintén figyelembe veszi a szelvények lokális lemezhorpadását és kihajlását elcsavarodási tönkremenetelét viszont figyelmen kívül hagyja. Tehát ezt a szabványt olyan szögacél szelvények esetében használjuk melyek szabad szélesség-vastagság aránya, szintén meghaladja a fent említett korlátot, így lokális lemezhorpadásra méretezni kell, a szelvény vastagsága viszont nem haladja meg a 4,5mm-t [1]. Ez a szabvány hidegen alakított acél szerkezeti egységekre vonatkozik. A szabvány a szelvény lokális lemezhorpadását az axiális nyomási teherbírás számítása során az előző szabványtól eltérően oly módon veszi figyelembe, hogy egy különálló tervezési egyenletet ad meg. Ez a tervezési egyenlet korlátozza a szelvény teherbírását a lokális lemezhorpadás figyelembevételével. Az egyenérték elcsavarodási inerciasugár értéke rugalmas stabilitási zsebkönyvekben adott értékekből is kiszámítható [1].

A fenti szabványok alkalmazhatóságának ellenőrzésére a kísérletekből nyert és a szabványokból számított tönkremeneteli terheléseket összevetették ugyanazokra a próbadarabokra. Az eredményt az alábbi táblázat (**31.-33. ábra**) tartalmazza:

Tesztelem elnevezése	1. eset			2. eset			3. eset		
	λ	Számított teherbírás [kN]	Számított/kísérleti teherbírás	λ	Számított teherbírás [kN]	Számított/kísérleti teherbírás	λ	Számított teherbírás [kN]	Számított/kísérleti teherbírás
S5-5/16	0,66	440	1,01	1,03	322	0,74	0,64	378	0,87
S4-1/4	0,83	249	0,85	1,11	186	0,64	0,80	211	0,72
S3,5-5/16	1,08	281	0,79	1,08	281	0,79	0,97	233	0,66
S3-3/8	1,47	238	0,83	1,47	238	0,83	1,17	186	0,65
S3-1/4	1,26	150	0,74	1,26	150	0,74	1,14	127	0,62

31. ábra Az első kísérleti program és a kanadai szabványok összevetése [1]

Tesztelem elnevezése	1. eset			2. eset			3. eset		
	λ	Számított teherbírás [kN]	Számított/kísérleti teherbírás	λ	Számított teherbírás [kN]	Számított/kísérleti teherbírás	λ	Számított teherbírás [kN]	Számított/kísérleti teherbírás
H1	0,79	252	0,95	0,92	226	0,72	0,72	199	0,75
H2	1,08	117	0,82	1,18	104	1,02	1,02	101	0,70
H3	0,89	146	1,00	1,12	114	0,84	0,84	122	0,83
H4	0,43	186	0,91	1,03	121	0,41	0,41	151	0,74
H5	0,90	260	0,95	1,13	202	0,86	0,86	220	0,80
H6	0,80	267	1,03	1,09	198	0,77	0,77	228	0,87
H7	0,63	306	1,02	1,05	213	0,60	0,60	257	0,85

32. ábra A második kísérleti program és a kanadai szabványok összevetése schifflerizált szelvények esetében [1]

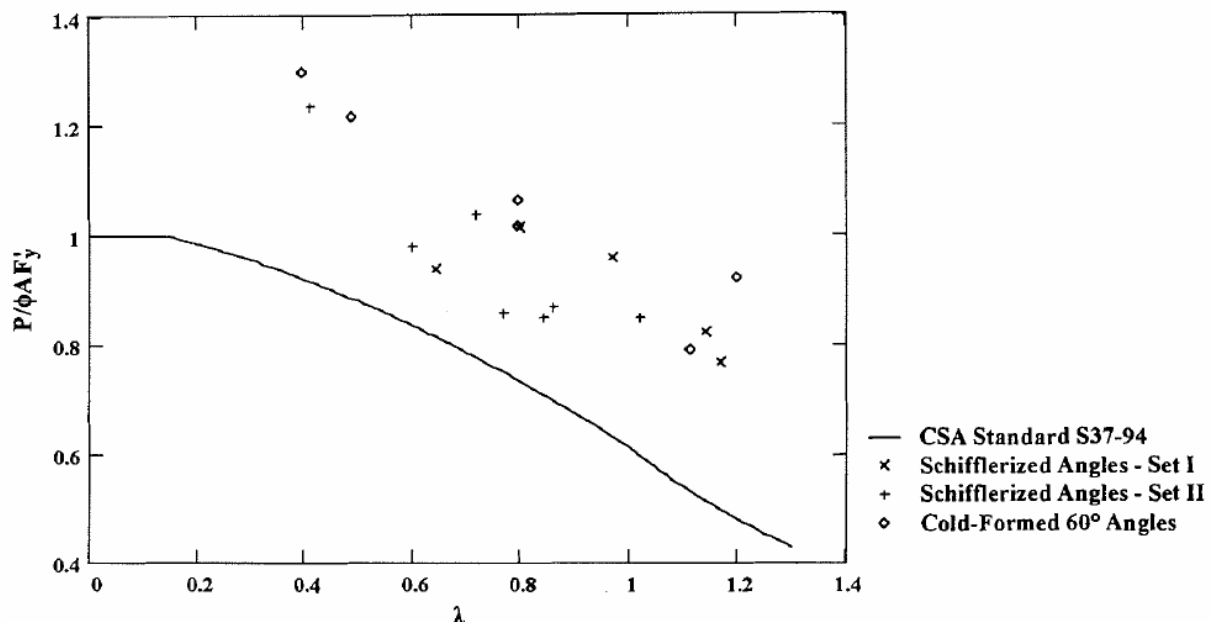
Tesztelem elnevezése	1. eset			2. eset			3. eset		
	λ	Számított teherbírás [kN]	Számított/kísérleti teherbírás	λ	Számított teherbírás [kN]	Számított/kísérleti teherbírás	λ	Számított teherbírás [kN]	Számított/kísérleti teherbírás
C1	1,13	37	0,76	1,13	37	0,76	1,11	33	0,75
C2	0,81	51	0,84	0,81	51	0,84	0,80	44	0,70
C3	0,51	67	0,90	0,81	55	0,75	0,49	54	0,83
C4	1,21	68	0,58	1,21	68	0,58	1,20	61	0,74
C5	0,80	105	0,77	0,80	105	0,77	0,79	94	0,80
C6	0,40	133	0,82	0,65	117	0,72	0,39	115	0,87

33. ábra A második kísérleti program és a kanadai szabványok összevetése hidegen alakított szelvények esetében [1]

A táblázatokban lévő 1. esetben a szelvények mért folyáshatárával számolják azok teherbírását $\phi = 1.0$, és a számítások során csak a lokális lemezhorpadást és kihajlást vesszük figyelembe. Ez az eset a CAN/CSA S16.1-M89-es szabvánnyal való számítást dolgozza fel, amely a kihajlást és a lokális lemezhorpadást veszi figyelembe [1]. Ez hatással van a szabvány által számított teherbírási értékekre melyek az elcsavarodást és annak bizonyos hossztartományban csökkentett inerciasugarát figyelmen kívül hagyja ez a szabvány az általa számított teherbírasi

értékek bizonyos kacsúsági és hossztartományban túl nagyok így vészesen megközelítik vagy egy esetben 3%-al meg is haladják a szelvények kísérleti teherbírását. A 2. eset számításai során mindhárom tönkremeneteli módot figyelembe vesszük $\phi = 1.0$ és szintén a szelvény mért folyáshatárával számítjuk annak teherbírását [1]. Ebben az esetben az olyan szelvények esetében melyek elcsavarodással mentek tönkre azok kísérleti teherbírása átlagosan 25%-al alacsonyabb volt, mint a szabvány által számított teherbírás, mely ezzel gazdaságtalan tervezéshez vezet. A 3. esetben a CSA S37-94 szabvány szerint számoljuk a szelvények teherbírásának értékét mely csak a szelvény lokális lemezhorpadását, és kihajlását veszi figyelembe, a szelvények névleges folyáshatárát 300MPa-nak vesszük fel és $\phi = 0.9$ -el számolunk [1]. A szelvények mért folyáshatára helyett a CAN/CSA S37-M86 által előírt effektív folyáshatárt használjuk, ahol ez szükséges, mindezeknek eredményeképpen a szelvények teherbírása a 3. számítási esetben csökken az 1. esethez képest.

A következő **34. ábra** a fenti első és második kísérleti program eredményeit és a kiegészített szabvánnyal számított teherbírás értékeit ábrázolja.



34. ábra Az első és második kísérleti program és a CSA S37-94 módosított szabvány kihajlási görbéjének összehasonlítása [1]

Az ábrán jól látható hogy a CSA S37-94 szabvány kihajlási görbéje konzervatív, elég biztonságos közelítést ad a kísérleti eredményekhez, alkalmazása tehát biztonságos. Viszont lehetne gazdaságosabb, nagy eltérése főleg az alacsony a kihajlási görbe számításához használt függvények konzervatív természete miatt van [1].

6.5. ANSI/ASCE 10-90

Ez a szabvány egy Amerikában nagyon széles körben elterjedt mérnöki előírás melyet elektromos jeladó tornyok tervezésére használnak („Rácsos jeladó acél szerkezetek tervezése” 1992). Teherbírásának számítása során a szelvény tönkremenetelének mindhárom módját figyelembe veszi. A szelvény teherbírásának meghatározásához egy képlékeny tervezési határállapotot használ így nincs χ kihajlás csökkentő tényezője sem [1]. A szelvény szárának lokális lemezhorpadását szintén egy effektív folyáshatárral veszi figyelembe a szabvány melyek az alábbiak:

$$f_y' = f_y \quad \text{ha } w/t \leq 209.6/\sqrt{f_y} \quad (6.5.1)$$

$$f_y' = f_y \left[1.667 - 0.667 \left(\frac{w/t}{209.6/\sqrt{f_y}} \right) \right] \quad \text{ha } 209.6/\sqrt{f_y} \leq w/t \leq 25 \quad (6.5.2)$$

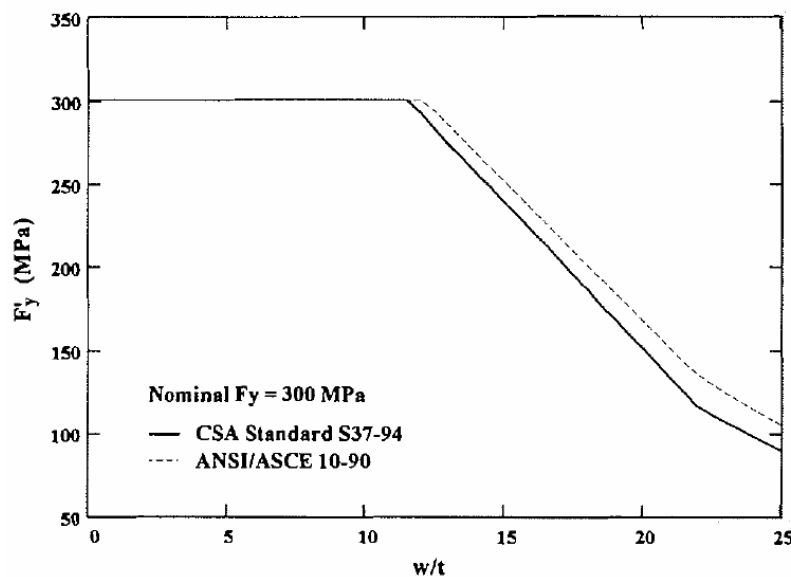
$$f_y' = \frac{65534}{(w/t)^2} \quad \text{ha } 25 \leq w/t \quad (6.5.3)$$

Az effektív folyáshatár értékekből pedig azok behelyettesítésével a következő egyenletbe szelvény nyomási teherbírásának értéke kiszámítható:

$$N_{uRd} = A f_y' (1 - 0.25 \lambda^2) \quad \text{ha } \lambda \leq \sqrt{2} \quad (6.5.4)$$

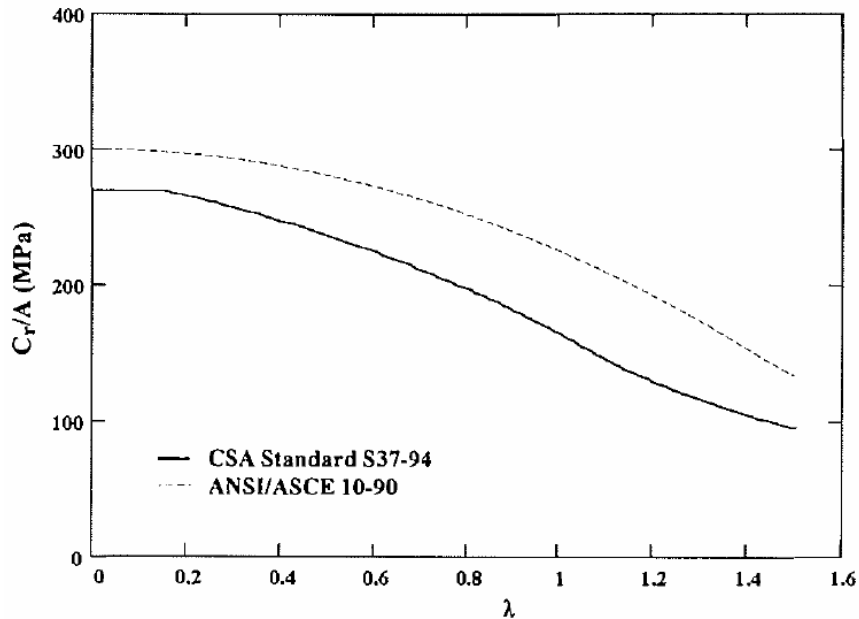
$$N_{uRd} = \frac{\pi^2 EI_z}{\nu L^2} \quad \text{ha } \lambda \geq \sqrt{2} \quad (6.5.5)$$

Ezt a szabványt érdemes összevetni az előző, CSA S37-94 módosított szabvánnyal ugyanazokra a próbadarabokra számított teherbírási eredményeiket összehasonlítani [1]. Ez a számítás az első és a második kísérleti program szelvényein történt melyet a következő ábra mutat be. A két eltérő szabványból számított effektív folyáshatárok 300MPa névleges folyáshatár esetén az ábra (35. ábra) alapján a következők.



35. ábra módosított CSA S37-94 és ANSI/ASCE 10-90 szabványok szerint számított effektív folyáshatárok [1]

Az ábrán láthatjuk, hogy a módosított CSA S37-94 szabvány által számított effektív folyáshatárok az alkalmazott szabad szélesség-vastagság arány tartományán kisebbek, mint amiket az ANSI/ACSE 10-90 szabvány ajánl, tehát a teherbírás számítása során a CSA S37-94 szabvány értékei alacsonyabbak lehetnek emiatt is mint az ANSI/ACSE 10-90 szabványé [1].



36. ábra CSA S37-94 és ANSI/ASCE 10-90 szabványok által számított teherbírások [1]

Az ábrán jól látszik hogy a CSA S37-94 módosított szabvány alkalmazása biztonságosabb mint az ANSI/ASCE 10-90 szabványé. Tehát használható annak ellenére, hogy a szelvények elcsavarodási tönkremenetelét figyelmen kívül hagyja a teherbírások számítása során. Ez túlnyomórészt azért van, mert a kihajlási görbe számítása során a CSA S37-94 szabvány egyenletei a λ karcsúsággal számított függvényei alacsonyabb értékűek. Másrészt pedig azért, mert a CSA S37-94 szabvány bevezetett effektív folyáshatár értékei is alacsonyabbak, mint az ANSI/ASCE 10-90 szabványé, ahogy az az **36. ábrán** is látható. A teherbírás ilyen módon történő számításával az elcsavarodási tönkremenetel tehát elhanyagolható, kiváltható. Mindez az összehasonlítás 300MPa névleges folyáshatár esetén történt.

6.6. ASCE kézikönyv 52-es

Az ASCE kézikönyv 52-es pontja melynek címe „Útmutató acél távközlési tornyok tervezéséhez” egy szintén széles körben használt szabvány melegen hengerelt acél szelvények tervezésére. Többek közt a 60°-os schifflerizált szögacél axiális nyomási teherbírásának értékének kiszámítására is alkalmas melyet annak határállapotában számít ki. Képlete rugalmas tartományban az Euler egyenleten alapszik képlékeny tartományban pedig azon a kihajlási teherbírásos melyet az SSRC hozott létre [2]. A szabvány által számított teherbírás az alábbi tartományban a következő:

$$N_{uRd} = \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{vL/i}{C_c} \right)^2 \right] f_y \quad \text{ha} \quad vL/i \leq C_c \quad (6.6.1)$$

$$N_{uRd} = \frac{286000}{\left(\frac{vL}{i} \right)^2} \quad \text{ha} \quad vL/i \geq C_c \quad (6.6.2)$$

$$\text{Ahol: } C_c = \pi \sqrt{\frac{2E}{f_y}} \quad (6.6.3)$$

Ennél a szabványnál a szelvény szárának szabad szélesség-vastagság aránya nem szabad hogy meghaladja a $80/\sqrt{f_y}$ értéket mivel a szelvény kihajlását képlékeny módon feltételeztük. Abban az esetben, ha a szelvény szárának szabad szélesség-vastagság aránya mégis meg-

haladja a fent említett határértéket így a szelvényt rugalmas tartományban, kell méretezni, akkor annak axiális nyomási teherbírásának kiszámításához a szabvány a szelvény anyagára jellemző folyáshatár csökkentett értékével számol az alábbi módon. A fent írt teherbírást meghatározó egyenletekbe f_y folyáshatárt felváltja f_y' effektív folyáshatár [2].

$$f_y' = \left[1.667 - 0.667 \frac{w/t}{(w/t)_{\text{lim}}} \right] f_y \quad \text{ha} \quad \frac{80}{\sqrt{f_y}} \leq \frac{w}{t} \leq \frac{144}{\sqrt{f_y}} \quad (6.6.4)$$

$$f_y' = \frac{9500}{(w/t)^2} \quad \text{ha} \quad \frac{144}{\sqrt{f_y}} \leq \left(\frac{w}{t} \right) \quad (6.6.5)$$

Az oszlop teherbírásokat, melyeket az ASCE útmutató ad meg valódi méretek használatával az alábbi táblázat mutatja be. Ahol a figyelembe vett szabad lemezszélesség szintén a 2. esetben lévő érték.

TABLE 5.6b
COMPARISON OF EXPERIMENTAL FAILURE LOADS
AND LOADS CALCULATED ACCORDING TO ASCE MANUAL 52-1988
Strength based on nominal dimensions, $\Phi=1.00$

SPECIMEN	P TEST (KN)	CASE I LOAD RATIO (KN)	CASE I LOAD RATIO (KN)	CASE II LOAD RATIO (KN)	CASE II LOAD RATIO (KN)	CASE III LOAD RATIO (KN)	CASE III LOAD RATIO (KN)	CASE IV LOAD RATIO (KN)	CASE IV LOAD RATIO (KN)
S5-5/16-1	422.	499.	1.18	484.	1.15	436.	1.03	407.	0.97
S5-5/16-2	446.	499.	1.12	484.	1.09	436.	0.98	407.	0.91
S5-5/16-3	440.	499.	1.13	484.	1.10	436.	0.99	407.	0.93
S4-1/4-1	278.	306.	1.10	286.	1.03	259.	0.93	241.	0.87
S4-1/4-2	286.	306.	1.07	286.	1.00	259.	0.90	241.	0.84
S4-1/4-3	311.	306.	0.99	286.	0.92	259.	0.83	241.	0.78
S3.5-5/16-1	350.	306.	0.87	306.	0.87	306.	0.87	306.	0.87
S3.5-5/16-2	366.	306.	0.84	306.	0.84	306.	0.84	306.	0.84
S3.5-5/16-3	350.	306.	0.87	306.	0.87	306.	0.87	306.	0.87
S3-3/8-1	287.	291.	1.01	291.	1.01	291.	1.01	291.	1.01
S3-3/8-2	287.	291.	1.01	291.	1.01	291.	1.01	291.	1.01
S3-3/8-3	288.	291.	1.01	291.	1.01	291.	1.01	291.	1.01
S3-3/8-4	278.	291.	1.05	291.	1.05	291.	1.05	291.	1.05
S3-3/8-5	287.	291.	1.01	291.	1.01	291.	1.01	291.	1.01
S3-3/8-6	289.	291.	1.01	291.	1.01	291.	1.01	291.	1.01
S3-1/4-1	187.	185.	0.99	185.	0.99	185.	0.99	185.	0.99
S3-1/4-2	217.	185.	0.85	185.	0.85	185.	0.85	185.	0.85
S3-1/4-3	208.	185.	0.89	185.	0.89	185.	0.89	185.	0.89

** note : case (I) w/b; (II) w/a+b-t-c; (III) w/a+b-t; (IV) w/a+b
** See Fig. 1.3 for notation; RATIO=Load P as per spec. / 'P Test'

37. ábra ASCE kézikönyv 52-es szabvány teherbírési eredményeinek kísérleti értékekkel való összevetése [2]

A táblázatból jól látható hogy a szabvány által számított teherbírési értékek túlságosan megközelítik a szelvények kísérleti teherbírását. Sok esetben még azok fölé is mennek, tehát ennek a szabványnak az alkalmazása nem biztonságos szinte semmilyen esetben sem.

6.7 AISC LRFD 1986

Ez a szabvány az előzőekhez hasonlóan a szelvények axiális nyomási teherbírását a szelvény szabad szélesség-vastagság arányától függően határozza meg. A szelvény tönkremenetelének mindhárom módját figyelembe veszi, azok mindegyikére különböző számítási módot ad meg, melyek közül a legkisebb a mértékadó [2].

Lokális lemezhorpadásra vonatkozó tervezési teherbírás:

$$N_{bRd} = \phi_c P_n \quad \text{ha} \quad b/t \leq 76/\sqrt{f_y} \quad (6.7.1)$$

ahol: $\phi_c = 0.85$

$$P_n = A_{nett} f_y \quad (6.7.2)$$

Olyan szelvények teherbírásának számításához melyek szabad szélesség-vastagság aránya meghaladja a fent említett értéket a szabvány a következő megkötések, alkalmazza. Szintén bevezet egy folyáshatárt, csökkentő tényezőt, melyet Q-val jelöl [2].

$$\text{Ha} \quad b/t \leq 76/\sqrt{f_y} \quad \text{akkor} \quad Q = 1.0 \quad (6.7.3)$$

$$\text{Ha} \quad 76/\sqrt{f_y} \leq b/t \leq 155/\sqrt{f_y} \quad \text{akkor} \quad Q = 1.340 - 0.00447(b/t)\sqrt{f_y} \quad (6.7.4)$$

$$\text{Ha} \quad 155/\sqrt{f_y} \leq b/t \quad \text{akkor} \quad Q = 15500/[f_y(b/t)^2] \quad (6.7.5)$$

Kihajlásra vonatkozó tervezési teherbírása:

$$N_{bRd} = (0.658^{\lambda_c^2}) f_y \quad \text{ha} \quad \lambda_c \leq 1.5 \quad (6.7.6)$$

$$N_{bRd} = \left[\frac{0.877}{\lambda_c^2} \right] f_y \quad \text{ha} \quad 1.5 \leq \lambda_c \quad (6.7.7)$$

$$\text{Ahol:} \quad \lambda_c = \frac{vl}{i\pi} \sqrt{\frac{f_y}{E}} \quad (6.7.8)$$

Elcsavarodásra vonatkozó tervezési teherbírása:

$$N_{tRd} = Q(0.658^{Q\lambda_e^2}) f_y \quad \text{ha} \quad \lambda_e \sqrt{Q} \leq 1.5 \quad (6.7.9)$$

$$N_{tRd} = \left[\frac{0.877}{\lambda_e^2} \right] f_y \quad \text{ha} \quad 1.5 \leq \lambda_e \sqrt{Q} \quad (6.7.10)$$

$$\text{Ahol:} \quad \lambda_e = \sqrt{f_y / f_e} \quad (6.7.11)$$

f_y a szelvény anyagának alsó folyáshatára

f_e a szelvény rugalmas tartományban való elcsavarodási kritikus feszültsége

A következő táblázatban a szabvány által számított teherbírési értékek és a kísérleti teherbírési értékek összevetése történik. A szabvány a szabad lemezszélességet a szelvény hajlított részének lemezszélességként veszi figyelembe. Tehát az alábbi táblázatból az 1. esethez tartozó oszlop értékeit kell figyelembe venni.

TABLE 5.7d
COMPARISON OF EXPERIMENTAL FAILURE LOADS
AND LOADS CALCULATED ACCORDING TO AISC-LRFD-1986
Strength based on nominal dimensions, $\Phi=0.95$

SPECIMEN TEST	P (kN)	CASE I	CASE II	CASE III	CASE IV	CASE I LOAD RATIO (kN)	CASE II LOAD RATIO (kN)	CASE III LOAD RATIO (kN)	CASE IV LOAD RATIO (kN)
		LOAD RATIO (kN)	LOAD RATIO (kN)	LOAD RATIO (kN)	LOAD RATIO (kN)				
S5-5/16-1	422.	311.	0.74	308.	0.73	299.	0.71	293.	0.69
S5-5/16-2	446.	311.	0.70	308.	0.69	299.	0.67	293.	0.66
S5-5/16-3	440.	311.	0.71	308.	0.70	299.	0.68	293.	0.67
S4-1/4-1	278.	194.	0.70	190.	0.68	185.	0.67	182.	0.65
S4-1/4-2	286.	194.	0.68	190.	0.67	185.	0.65	182.	0.64
S4-1/4-3	311.	194.	0.62	190.	0.61	185.	0.60	182.	0.58
S3.5-5/16-1	350.	229.	0.65	229.	0.65	229.	0.65	229.	0.65
S3.5-5/16-2	366.	229.	0.63	229.	0.63	229.	0.63	229.	0.63
S3.5-5/16-3	350.	229.	0.65	229.	0.65	229.	0.65	229.	0.65
S3-3/8-1	287.	212.	0.74	212.	0.74	212.	0.74	212.	0.74
S3-3/8-2	287.	212.	0.74	212.	0.74	212.	0.74	212.	0.74
S2-3/8-3	288.	212.	0.74	212.	0.74	212.	0.74	212.	0.74
S3-3/8-4	278.	212.	0.76	212.	0.76	212.	0.76	212.	0.76
S3-3/8-5	287.	212.	0.74	212.	0.74	212.	0.74	212.	0.74
S3-3/8-6	289.	212.	0.73	212.	0.73	212.	0.73	212.	0.73
S3-1/4-1	187.	135.	0.72	135.	0.72	135.	0.72	134.	0.72
S3-1/4-2	217.	135.	0.62	135.	0.62	135.	0.62	134.	0.62
S3-1/4-3	208.	135.	0.65	135.	0.65	135.	0.65	134.	0.65

** note : case (I):w=b; (II):w=a+b-t-c; (III):w=a+b-t; (IV):w=a+b
** See Fig. 1.3 for notation:RATIO='Load P as per spec.'/'P Test'

38. ábra AISC LRFD 1986 teherbírási eredményeinek kísérleti értékekkel való összevetése [2]

6.8. BS 5950 1. rész 1985

A szabvány szerinti axiális nyomási teherbírás tervezési értéke a következőképpen számítható [2]:

$$N_{cRd} = AP_{cr} \quad \text{ha} \quad w/t \leq 11.5\sqrt{275/f_y} \quad (6.8.1)$$

Ahol P_{cr} értékét a Perry féle gerenda képletből nyerjük:

$$P_{cr} = \frac{P_E P_y}{\phi + \sqrt{\phi^2 - P_E P_y}} \quad \text{ahol:} \quad \phi = \frac{P_y + (\eta + 1)P_E}{2} \quad \text{ahol:} \quad P_E \text{ Euler féle teherbírás} \quad (6.8.2)$$

$$P_y = Af_y \text{ tervezési teherbírás}$$

$$\eta \text{ Perry tényező}$$

Az η Perry tényezőt kihajlás esetén a következő képletből számítjuk [2]:

$$\eta = 0.001a(\lambda - \lambda_0) > 0 \quad \text{ahol:} \quad a \text{ Robertson állandó, ami oszlopok esetén 5,5}$$

$$\lambda_0 \text{ határkarcsúság: } \lambda_0 = 0.2\sqrt{\left(\frac{\pi^2 E}{P_y}\right)}$$

Ha a szelvény lemezének szabad szélesség-vastagság aránya meghaladja a fent leírt határértéket akkor a szelvény anyagának folyáshatárához a következő csökkentő tényezőket adják [2]:

$$\frac{11}{a+b} - 4 \quad \frac{19}{2(a+b)} - 4$$

$$t \sqrt{\frac{275}{f_y}} \quad \text{és} \quad t \sqrt{\frac{275}{f_y}}$$

ahol az „a” és „b” méretek a **18. ábrán** láthatók.

A következő táblázat (**39. ábra**) a szabvány szerint számított teherbírasi értékeket hasonlítja össze a kísérleti teherbírasi értékekkel. A szabvány által használt szabad lemezszélesség a szelvény hajlított részének szélessége így a táblázat első esetét kell figyelembe venni.

TABLE 5.8b
COMPARISON OF EXPERIMENTAL FAILURE LOADS
AND LOADS CALCULATED ACCORDING TO BS 5950:PART 1:1995
Strength based on nominal dimensions

SPECIMEN	P TEST (kN)	CASE I LOAD RATIO (kN)	CASE I LOAD RATIO (kN)	CASE II LOAD RATIO (kN)	CASE II LOAD RATIO (kN)	CASE III LOAD RATIO (kN)	CASE III LOAD RATIO (kN)	CASE IV LOAD RATIO (kN)	CASE IV LOAD RATIO (kN)
S5-5/16-1	422.	393.	0.91	369.	0.87	369.	0.87	369.	0.87
S5-5/16-2	446.	393.	0.86	369.	0.83	369.	0.83	369.	0.83
S5-5/16-3	440.	393.	0.87	369.	0.84	369.	0.84	369.	0.84
S4-1/4-1	278.	220.	0.79	207.	0.75	207.	0.75	207.	0.75
S4-1/4-2	286.	220.	0.77	207.	0.73	207.	0.73	207.	0.73
S4-1/4-3	311.	220.	0.71	207.	0.67	207.	0.67	207.	0.67
S3.5-5/16-1	350.	232.	0.66	232.	0.66	232.	0.66	232.	0.66
S3.5-5/16-2	366.	232.	0.63	232.	0.63	232.	0.63	232.	0.63
S3.5-5/16-3	350.	232.	0.66	232.	0.66	232.	0.66	232.	0.66
S3-3/8-1	287.	215.	0.75	215.	0.75	215.	0.75	215.	0.75
S3-3/8-2	287.	215.	0.75	215.	0.75	215.	0.75	215.	0.75
S3-3/8-3	288.	215.	0.75	215.	0.75	215.	0.75	215.	0.75
S3-3/8-4	278.	215.	0.77	215.	0.77	215.	0.77	215.	0.77
S3-3/8-5	287.	215.	0.75	215.	0.75	215.	0.75	215.	0.75
S3-3/8-6	289.	215.	0.74	215.	0.74	215.	0.74	215.	0.74
S3-1/4-1	187.	133.	0.71	133.	0.71	133.	0.71	125.	0.67
S3-1/4-2	217.	133.	0.61	133.	0.61	133.	0.61	125.	0.58
S3-1/4-3	208.	133.	0.64	133.	0.64	133.	0.64	125.	0.60

** note : case (I):w=b; (II):w=a+b-t-c; (III):w=a-b-s; (IV):w=a+b
** See Fig. 1.3 for notation:RATIO=Load P as per spec./'P Test'

39. ábra BS5950 1985 szabvány által számított teherbírások összevetése a kísérleti értékekkel [2]

A szabvány által számított teherbírasi értékek a kísérleti értékeket sok esetben nem közelítik meg kellő mértékben ez főleg a kisebb méretű szelvények esetében igaz. Így azok esetében a szabvány nem mondható gazdaságosnak, viszont a nagyméretű szelvények esetében a szabvány kellőképpen pontos közelítéseket ad.

6.9. ECCS előírások (1985)

Ezt a szabványt az Európai Acélművek Tervezési (ECCS) adta ki 1985-ben. Az egy egyenlő szárú melegen hengerelt szelvények esetén használt szabvány. Az ilyen szelvényekre számított axiális kritikus nyomási teherbírás a szabvány alapján [2]:

$$f_{cr} = f_y \quad \text{ha} \quad \frac{b}{t} \leq \left(\frac{b}{t} \right)_{\text{lim}} = 0.567 \sqrt{E / f_{cr}} = 260 / \sqrt{f_{cr}} \quad (6.9.1)$$

$$f_{cr} = f_y \left[2 - \left(\frac{b}{t} \right) / \left(\frac{b}{t} \right)_{\text{lim}} \right] \quad \text{ha} \quad \left(\frac{b}{t} \right)_{\text{lim}} \leq \frac{b}{t} \leq \frac{4}{3} \left(\frac{b}{t} \right)_{\text{lim}} \quad (6.9.2)$$

$$f_{cr} = \pi^2 E / (5.1b/t)^2 \quad \text{ha} \quad \frac{4}{3} \left(\frac{b}{t} \right)_{\text{lim}} \leq \frac{b}{t} \quad (6.9.3)$$

A számítások során alkalmazott segédmenyiség a szelvények dimenziótlan relatív karcsúsága:

$$\chi = \Lambda = \lambda / (\pi \sqrt{E / f_{cr}})$$

Az ezzel a mennyiséggel meghatározott kihajlási görbe értékei a melegen hengerelt szelvényekre a következők (40. ábra):

VALUES OF NON-DIMENSIONAL COLUMN CURVE
EQUATION $\bar{\lambda} = \Lambda$

λ	.00	.01	.02	.03	.04	.05	.06	.07	.08	.09
.2	1.0000	.9987	.9974	.9961	.9947	.9934	.9920	.9907	.9893	.9879
.3	.9865	.9850	.9836	.9821	.9806	.9791	.9776	.9761	.9745	.9729
.4	.9713	.9696	.9679	.9662	.9644	.9626	.9608	.9589	.9570	.9551
.5	.9531	.9510	.9489	.9468	.9446	.9423	.9400	.9376	.9352	.9327
.6	.9301	.9274	.9247	.9219	.9190	.9160	.9129	.9097	.9064	.9030
.7	.8995	.8959	.8921	.8883	.8843	.8802	.8759	.8715	.8670	.8623
.8	.8575	.8525	.8474	.8421	.8366	.8310	.8253	.8193	.8133	.8070
.9	.8007	.7941	.7875	.7807	.7737	.7667	.7595	.7522	.7449	.7374
1.0	.7298	.7222	.7146	.7068	.6991	.6913	.6834	.6756	.6678	.6600
1.1	.6521	.6444	.6366	.6289	.6212	.6136	.6060	.5985	.5910	.5837
1.2	.5764	.5691	.5620	.5549	.5479	.5410	.5342	.5274	.5203	.5142
1.3	.5078	.5014	.4951	.4889	.4828	.4768	.4709	.4651	.4593	.4536
1.4	.4481	.4426	.4372	.4319	.4266	.4215	.4164	.4114	.4065	.4017
1.5	.3969	.3922	.3876	.3831	.3786	.3742	.3699	.3657	.3615	.3573
1.6	.3533	.3493	.3454	.3415	.3377	.3339	.3302	.3266	.3230	.3195
1.7	.3160	.3126	.3093	.3060	.3027	.2995	.2963	.2932	.2901	.2871
1.8	.2841	.2812	.2783	.2755	.2727	.2699	.2672	.2645	.2619	.2593
1.9	.2567	.2542	.2517	.2492	.2468	.2444	.2420	.2397	.2374	.2351
2.0	.2329	.2307	.2286	.2264	.2243	.2222	.2202	.2182	.2162	.2142
2.1	.2122	.2103	.2084	.2066	.2047	.2029	.2011	.1993	.1976	.1959
2.2	.1942	.1925	.1908	.1892	.1876	.1860	.1844	.1828	.1813	.1798
2.3	.1783	.1768	.1753	.1739	.1724	.1710	.1696	.1683	.1669	.1656
2.4	.1642	.1629	.1616	.1603	.1591	.1578	.1566	.1554	.1541	.1530
2.5	.1518	.1506	.1494	.1483	.1472	.1461	.1450	.1439	.1428	.1417
2.6	.1407	.1396	.1386	.1376	.1366	.1356	.1346	.1336	.1326	.1317
2.7	.1307	.1298	.1289	.1280	.1270	.1261	.1253	.1244	.1235	.1227
2.8	.1218	.1210	.1201	.1193	.1185	.1177	.1169	.1161	.1153	.1145
2.9	.1138	.1130	.1122	.1115	.1108	.1100	.1093	.1086	.1079	.1072
3.0	.1065	.1058	.1051	.1044	.1038	.1031	.1024	.1018	.1011	.1005

Table 2.1 Non-dimensional Buckling Curve based on EC3 Recommendation

40. ábra EC3 előírás 1985 kihajlási görbéje [2]

A következő táblázat (41. ábra) a szabvány által számított teherbírások értékeinek kísérleti eredményekkel való összevetését tartalmazza. A szabvány a szabad lemezszélesség értékét a szelvény szárának hajlított részeként veszi figyelembe, tehát a táblázatban látható 1. eset értékeit kell figyelembe venni.

TABLE 3.9a
COMPARISON OF EXPERIMENTAL FAILURE LOADS
AND LOADS CALCULATED ACCORDING TO ECCS - 1985
Strength based on actual dimensions

SPECIMEN	P TEST (kN)	CASE I LOAD (kN)	CASE I RATIO	CASE II LOAD (kN)	CASE II RATIO	CASE III LOAD (kN)	CASE III RATIO	CASE IV LOAD (kN)	CASE IV RATIO
S5-5/16-1	422.	574.	1.36	574.	1.36	546.	1.29	505.	1.20
S5-5/16-2	446.	582.	1.30	582.	1.30	551.	1.24	510.	1.14
S5-5/16-3	440.	574.	1.30	574.	1.30	546.	1.24	505.	1.15
S4-1/4-1	278.	360.	1.30	360.	1.30	323.	1.16	297.	1.07
S4-1/4-2	286.	360.	1.26	360.	1.26	324.	1.13	298.	1.04
S4-1/4-3	311.	362.	1.16	362.	1.16	325.	1.04	299.	0.96
S3.5-5/16-1	350.	337.	0.96	337.	0.96	337.	0.96	337.	0.96
S3.5-5/16-2	366.	338.	0.92	338.	0.92	338.	0.92	338.	0.92
S3.5-5/16-3	350.	339.	0.97	339.	0.97	339.	0.97	339.	0.97
S3-3/8-1	287.	261.	0.91	261.	0.91	261.	0.91	261.	0.91
S3-3/8-2	287.	272.	0.95	272.	0.95	272.	0.95	272.	0.95
S3-3/8-3	288.	272.	0.94	272.	0.94	272.	0.94	272.	0.94
S3-3/8-4	278.	267.	0.96	267.	0.96	267.	0.96	267.	0.96
S3-3/8-5	287.	271.	0.94	271.	0.94	271.	0.94	271.	0.94
S3-3/8-6	289.	272.	0.94	272.	0.94	272.	0.94	272.	0.94
S3-1/4-1	187.	179.	0.95	179.	0.95	179.	0.95	179.	0.95
S3-1/4-2	217.	178.	0.82	178.	0.82	178.	0.82	178.	0.82
S3-1/4-3	208.	175.	0.84	175.	0.84	175.	0.84	175.	0.84

** note : case (I):w**b**; (II):w**a+b-t-c**; (III):w**a+b-t**; (IV):w**a+b**
** See Fig. 1.3 for notation;RATIO="Load P as per spec."/'P Test'

41. ábra ECCS szabvány teherbírásainak összevetése a kísérleti értékekkel [2]

A szabvány által számított teherbírások a kísérleti teherbírások értékeit nagyon szorosan megközelítik, néhány próbadarab esetében nagymértékben meghaladják. Alkalmazása ezért nem biztonságos nagyobb méretű szelvények esetén. A kísérlet során tesztelt viszonylag kisméretű próbadarabok esetében azonban a szabvány gazdaságosnak bizonyul.

7. Következtetések

A kísérleti teherbírások értékeihez legjobban közelítő szabvány a CSA S37-M86 volt. Ez a szabvány nagy pontossággal közelítette meg a kísérleti teherbírásokat értékeit viszont nem haladta meg azokat, alkalmazása tehát biztonságos és pontos, gazdaságos. Főleg a nagyméretű, 4-5 hüvelykes szelvények esetében ahol a kísérleti teherbírásoktól kevesebb mint 10%-al tértek el a szabvány által számított értékek. Viszont a kísérleti értékek ennél sokkal pontosabb alulról való megközelítése nem ajánlatos mivel a kísérletek értékei sem teljesen pontosak. Eltéréseket okoztak a kísérleti eredményekben a szelvények folyáshatárának és méretének valódi és névleges érték közötti eltérése. Említésre méltó még a BS5950 szabvány mely szintén nagyméretű szelvények esetében adott jó közelítéseket, viszont nem egyeznek a számított teherbírási értékei annyira, mint a fent írt szabványé. A kisméretű, 3-4 hüvelykes szelvények méretezésére pedig az ECCS 1985 szabvány ajánlott. Az általa adott teherbírási értékek kevesebb, mint 10%-al térnek el a kísérleti értékektől viszont nagyméretű szelvények méretezésének esetében a szabvány nem biztonságos.

Irodalomjegyzék

- [1] Murty K. S Madugula: Design os equal-leg steel angles according to CSA standard S37-94, Canadian Journal of Civil Engineering., 2011
- [2] Seshi Madhava Rao. Adluri.: Ultimate strength of schifflerized angels, University of Windsor, Windsor, Elecrtonic theses and dissertations paper 4449
- [3] Dr Katula Levente: Előadásjegyzet infrastruktúra szerkezetek című tárgyhoz
- [4] Dr Horváth László: Acél szerkezetek II oktatási segédlet, HEFOP 2004/3.3.1/0001.01
- [5] Prasad Rao Napa, Rajendra Pitambar Rokade, Balagopar R., Mohan S. J., Schifflerized angle sections for triangular based communication towers. The IES Journal part A Civil and Structura Engineering 2013 www.researchgate.net/publication/263139473
- [6] Theodore V Galambos: Guide to stability design criteria for metal, ISBN-10: 0471127426, Wiley 1998