

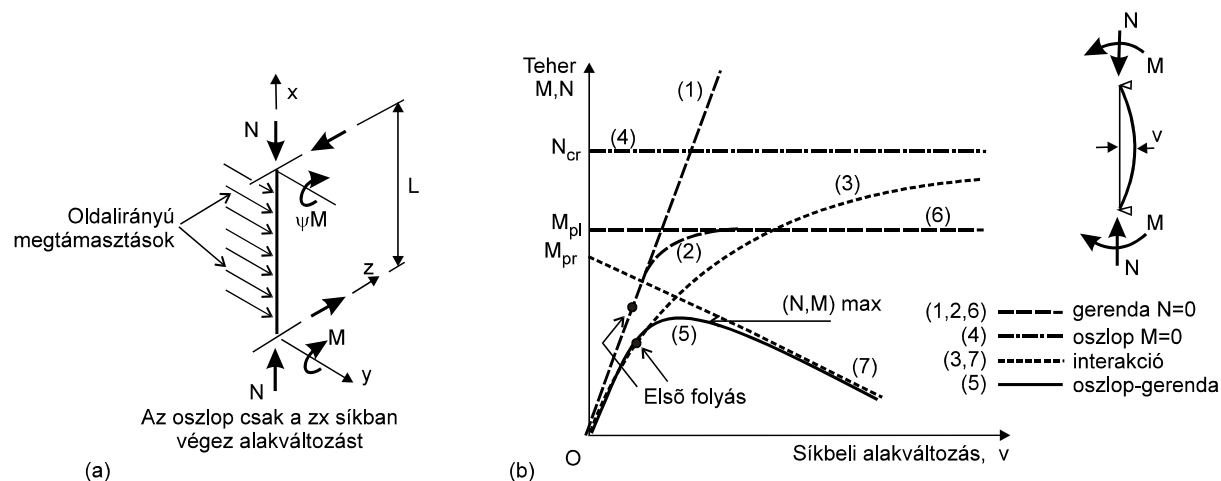
A.16-17. Nyomott-hajlított rudak

A.16.1. A nyomott-hajlított elemek síkbeli viselkedése

Nyomott-hajlított elemeknek nevezzük azokat a szerkezeti elemeket, amelyekre egyidejű hajlítás és nyomás hat. Elvileg minden szerkezeti elem nyomott-hajlított elem, és a gerendák ($N = 0$), illetve az oszlopok ($M = 0$) csupán két szélső esetet jelentenek. Attól függően, hogy a terhek pontosan hogyan adódnak át a szerkezeti elemre, milyenek a megtámasztási viszonyok és milyen az elem keresztmetszetének alakja, a szerkezeti elem viselkedése különböző lehet.

Ezek közül a legegyszerűbb az egyik főtengely körüli tiszta hajlítás, amikor a szerkezeti elem kizárólag a nyomatéki igénybevétel síkjában kap hajlítást.

Ha egy különálló nyomott-hajlított elem alakváltozása a hajlítás síkjára korlátozódik (A.16.1.a ábra), viselkedését a gerenda hajlítása és a nyomott elem kihajlása közötti kölcsönhatás határozza meg (A.16.1.b ábra). Az ábra 1. görbéje a rugalmas gerenda lineáris viselkedését mutatja, míg a 6. görbe a merev-képlékeny gerenda teljes képlékeny nyomaték (M_{pl}) melletti viselkedését. A 2. görbe a valóságos rugalmas-képlékeny gerendák 1. és 6. görbe közötti átmeneti viselkedését mutatja. A központosan terhelt nyomott elem rugalmas kritikus terhénél (N_{cr}) bekövetkező rugalmas kihajlást mutatja a 4. görbe. A 3. görbe a hajlítás és a kihajlás közötti kölcsönhatást mutatja rugalmas szerkezeti elem esetén, tekintve véve a normálerő által okozott $N-v$ nyomatékot. A 7. görbe mutatja a hajlítónyomaték és normálerő közötti kölcsönhatást, amely az elem teljes képlékenyedését okozza. Ez a görbe figyelembe veszi a normálerő által a képlékeny nyomatékban okozott csökkenést (M_{pl} helyett M_{pr}), valamint az $N-v$ többlet nyomatékot is. A nyomott-hajlított elem tényleges viselkedését az 5. görbe mutatja, amely átmenetet jelent a rugalmas elemekre vonatkozó 3. görbétől a teljes képlékenyedéshez tartozó 7. görbéhez.



A.16.1. ábra: Nyomott-hajlított elemek síkbeli viselkedése

A.16.1.1. A keresztmetszet viselkedése

A.16.1.1.1. Hajlítás és normálerő 1. és 2. osztályú keresztmetszetek esetén

Ha megengedjük a teljes képlékenyedés kialakulását, akkor egyidejű normálerő és hajlítónyomaték esetén a tönkremenetel feltétele (A.16.2. ábra) az alábbi alakban adható meg.

(a) eset: Ha $y_n \leq (h - t_f) / 2$, akkor a semleges tengely a gerincben van, és

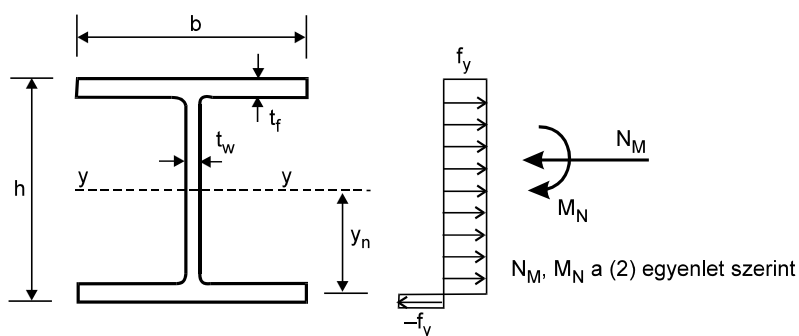
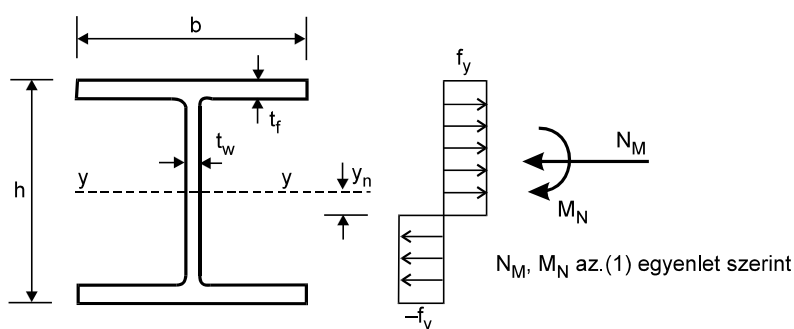
$$N_M = 2f_y t_w y_n;$$

$$M_N = f_y b t_f (h - t_f) + f_y \left[\left(\frac{h - 2t_f}{2} \right)^2 - y_n^2 \right] t_w. \quad (\text{A.16.1})$$

(b) eset: Ha $y_n > (h - t_f) / 2$, akkor a semleges tengely az övben van, és

$$N_M = f_y \left[t_w (h - 2t_f) + 2b \left(t_f - \frac{h}{2} + y_n \right) \right];$$

$$M_N = f_y b \left(\frac{h}{2} - y_n \right) (h - y_n) t_f. \quad \text{A.16.2)}$$



A.16.2. ábra: Teljes képlékenyedés normálerő és nyomaték hatására

A A.16.3. ábra az (1) és (2) egyenleteket hasonlítja össze az Eurocode 3 által használt közelítő képletekkel:

$$M_{Ny.Rd} = M_{pl.y} (1 - n) / (1 - 0,5a), \text{ de } M_{Ny.Rd} \leq M_{ply.Rd}, \quad (\text{A.16.3})$$

ahol $n = N_{Sd} / N_{pl,Rd}$ a normálerő és az $f_y \cdot A$ nagyságú, teljes képlékenyedést okozó teher hányadosa, továbbá $a = (A - 2bt_f) / A \leq 0,5$.

Azokra a keresztmetszetekre, amelyekben nincsenek csavarlyukak, a z tengely körüli hajlítás esetén a következő közelítések alkalmazhatóak:

- ha $n \leq a$:

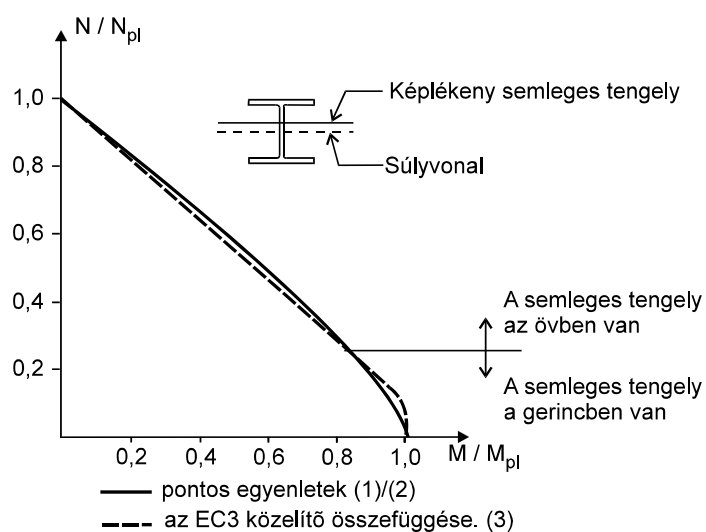
$$M_{Nz.Rd} = M_{pl.z.Rd} ;$$

- ha $n > a$:

$$M_{Nz.Rd} = M_{pl.z.Rd} \cdot \left[1 - \left(\frac{n-a}{1-a} \right)^2 \right],$$

ahol $n = N_{Sd} / N_{pl,Rd}$, továbbá $a = (A - 2bt_f) / A$, de $a \leq 0,5$.

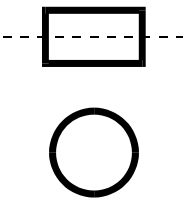
Néhány gyakori keresztmetszeti alakra további közelítő összefüggéseket az A.16.1. táblázat tartalmaz. M_N értéke természetesen egyik esetben sem haladhatja meg M_{pl} értéket.



A.16.3. ábra: A teljes képlékenyedéshez tartozó kölcsönhatási görbe – HEA 450 szelvény, erős tengely körüli hajlítás

A.16.1. táblázat: Az M_N redukált képlékeny nyomatéki ellenállásra vonatkozó közelítő összefüggések ($n = N_{Sd} / N_{pl,Rd}$) [EC3: 5.4.8.1.]

Keresztmetszet	Szelvényalak	M_N képlete
Hengerelt H és I		$M_{N,y} = 1,11M_{pl,y}(1-n)$
		$M_{N,z} = 1,56M_{pl,z}(1-n)(0,6+n)$
Négyzet alakú zárt szelvény		$M_{N,y} = 1,26M_{pl}(1-n)$
Téglalap alakú zárt szelvény		$M_{N,y} = 1,33M_{pl,y}(1-n)$

Kör alakú zárt szelvény		$M_{N,y} = M_{pl,z} \frac{1-n}{0,5 + \frac{ht}{A}}$ $M_{N,y} = 1,04 M_{pl} (1 - n^{1,7})$
-------------------------	---	---

A.16.1.1.2. Hajlítás és normálérő 3. osztályú keresztmetszetek esetén

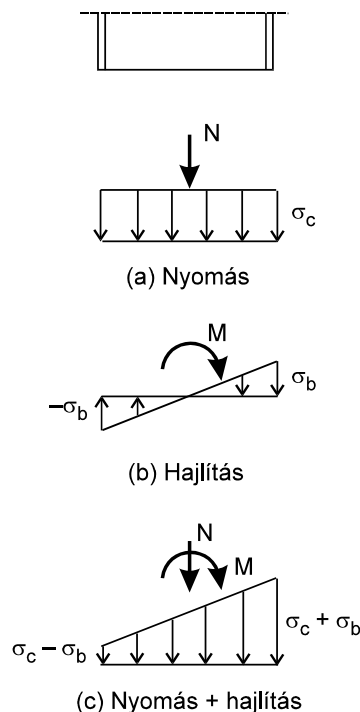
A *A.16.4. ábra* egy H szelvényű oszlop valamely keresztmetszetét mutatja, amelyben a nyomóerő és az y tengely körüli hajlítónyomaték a *A.16.4.a-b ábrákon* bemutatott egyenletes és változó feszültségeloszlást okozza.

Rugalmas viselkedés esetén a szuperpozíció elve alkalmazható, így a két feszültségeloszlás egyszerűen összeadható (*A.16.4.c ábra*). Az első folyás tehát a keresztmetszet szélső szálában alakul ki, a maximális nyomófeszültség helyén. A feltétel így írható:

$$f_y = \sigma_c + \sigma_b,$$

ahol

- f_y az anyag folyáshatára,
- $\sigma_c = N/A$ a nyomóerőből származó feszültség,
- $\sigma_b = \frac{Mh/2}{I}$ a nyomatékból származó maximális nyomófeszültség, ahol h a szelvény teljes magassága, I pedig az y tengelyre vonatkozó tehetetlenségi nyomaték.



A.16.4. ábra: Nyomott-hajlított keresztmetszet rugalmas viselkedése

A 3. osztályba tartozó keresztmetszet akkor felel meg, ha a $\sigma_{x,Ed}$ maximális normál feszültség kielégíti az alábbi feltételt:

$$\sigma_{x.Ed} \leq f_{yd},$$

ahol $f_{yd} = f_y / \gamma_{M0}$.

A.16.1.1.3. Hajlítás és normálérő 4. osztályú keresztmetszetek esetén

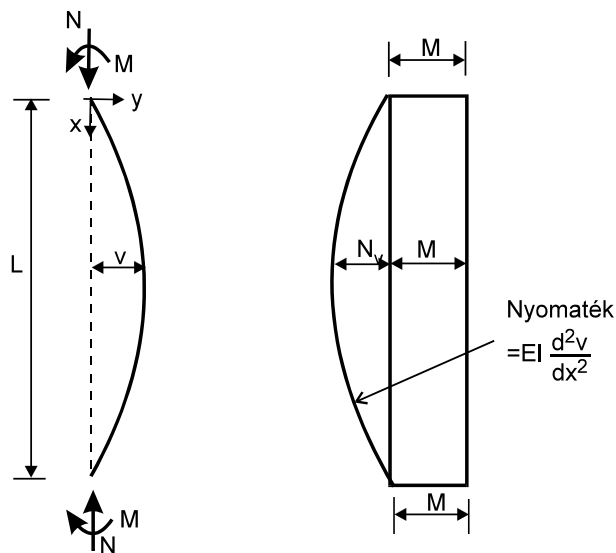
A 4. osztályba tartozó keresztmetszet akkor felel meg, ha a nyomott lemezelemek hatékony szélességével a számított maximális normál feszültség kielégíti a következő feltételt:

$$\sigma_{x.Ed} \leq f_{yd},$$

ahol $f_{yd} = f_y / \gamma_{M0}$.

A.16.1.2. Globális stabilitás

A keresztmetszeti viselkedés előző fejezetben bemutatott kezelése nem foglalkozott azzal, hogy pontosan hogyan állítottuk elő a vizsgált keresztmetszetre működő M nyomatékot. Az A.16.5. ábra a nyomott-hajlított elem oldalirányú alakváltozását mutatja egyidejű nyomás és egyenlő nagyságú, ellentétes előjelű végnyomatékok hatására.



A.16.5. ábra: Elsődleges és másodlagos hajlítónyomaték

A hajlító nyomatéki igénybevétel az elem bármely keresztmetszetében két tag összegének tekinthető, ahol

- az első tag az elsődleges M nyomatékból származik,
- a második pedig a másodlagos $N \cdot v$ nyomatékból.

A probléma rugalmas vizsgálata megadja a középpont legnagyobb eltolódását [5]:

$$v_{\max} = \frac{M}{N} \sec \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{N}{P_{Ey}} - 1}, \quad (\text{A.16.4})$$

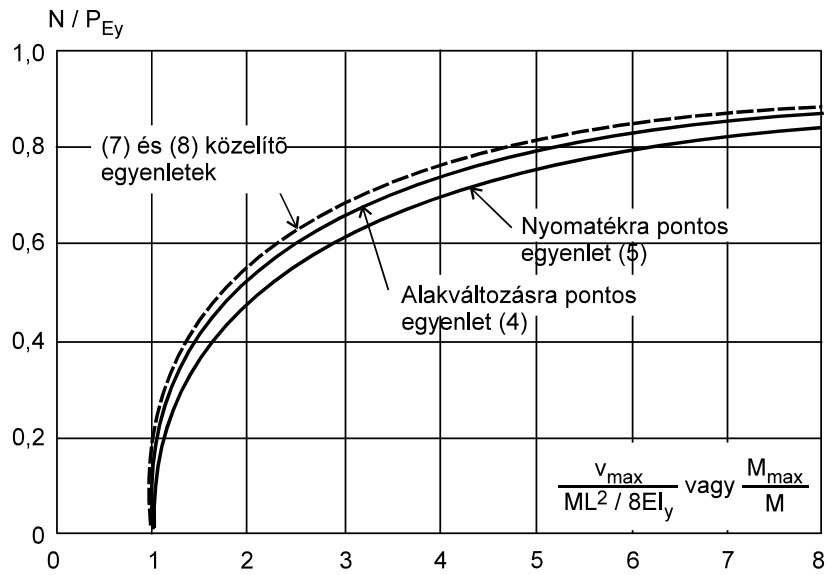
ahol

$$P_{Ey} = \frac{\pi^2 EI_y}{L^2}$$

az Euler-féle kritikus teher erős tengely körüli kihajlás esetén, míg a maximális nyomaték:

$$M_{\max} = M \sec \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{N}{P_{Ey}}} \quad (\text{A.16.5})$$

Az M nyomaték előzőek szerinti szorzótényezője mindkét egyenletben helyettesíthető, hiszen mind az önállóan működő végnyomatékokból származó elsőrendű eltolódást, mind pedig a klasszikus hajlítási elméletből számítható elsőrendű M nyomatékot közelítőleg a következő tényezővel kell szorozni:



A.16.6. ábra: Egyenlő végnyomatékkal terhelt nyomott-hajlított elemek maximális eltolódása és nyomatéka

$$\frac{1}{1 - N/P_{Ey}} \quad (\text{A.16.6})$$

Ezt mutatja a A.16.6. ábra. Ekkor:

$$v_{\max} = \frac{ML^2}{8EI_y} \frac{1}{1 - N/P_{Ey}}; \quad (\text{A.16.7})$$

$$M_{\max} = M \frac{1}{1 - N/P_{Ey}} \quad (\text{A.16.8})$$

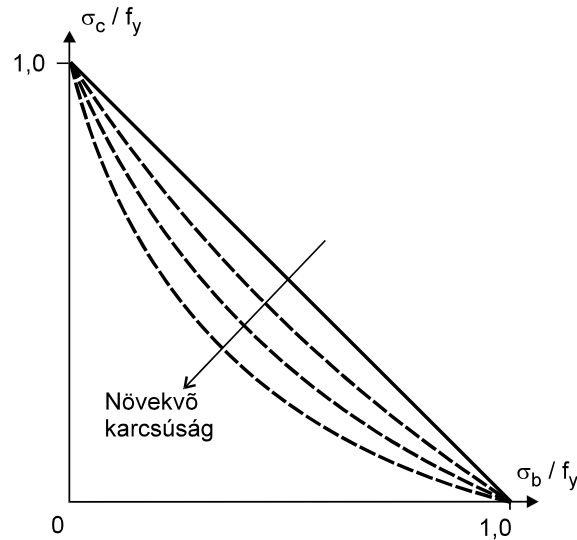
Mínt hogy a maximális rugalmas feszültség:

$$\sigma_{\max} = \sigma_c + \sigma_b \frac{M_{\max}}{M}, \quad (\text{A.16.9})$$

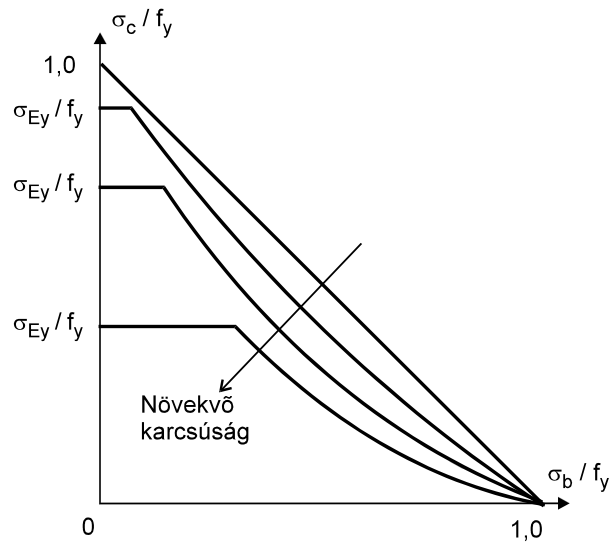
a (A.16.9) egyenlet a következő alakban írható:

$$\frac{\sigma_c}{f_y} + \frac{\sigma_b}{f_y(1 - N/P_{Ey})} = 1,0. \quad (\text{A.16.10})$$

A (A.16.10) egyenletből különböző P_{Ey} értékek esetén meghatározhatók a folyást okozó összetartozó σ_c és σ_b értékek (P_{Ey} az L/r_y karcsúságtól függ). Ez egy görbesereget ad, amelyet a *A.16.7. ábra* szemléltet. Az ábrán látható, hogy amennyiben σ_b zérushoz tart, σ_c az anyag f_y folyási szilárdságához közelít. Ez azt jelenti, hogy a (A.16.10) egyenlet nem tartalmazza a tiszta nyomás hatására σ_{Ey} feszültségnél bekövetkező kihajlás lehetőségét:



A.16.7. ábra: A (A.16.10) egyenlet alakja



A.16.8. ábra: A (10) és (11) egyenletek kombinációja

$$\sigma_{Ey} = \frac{P_{Ey}}{A} = \frac{\pi^2 EI_y}{AL^2} = \frac{\pi^2 E}{\lambda_y^2}. \quad (\text{A.16.11})$$

Mindkét feltétel figyelembevételét a (10) és a (11) egyenlet együttes alkalmazása biztosítja, (A.16.A8. ábra).

A.16.1.3. Az Eurocode 3 eljárása

A (10) és (11) egyenletekben feszültségek szerepelnek, és abból a megfontolásból indulnak ki, hogy a tönkremenetelt az első folyás bekövekezése vagy a tökéletes szerkezeti elem rugalmas kihajlása jelenti. A határállapotokon alapuló tervezési szabványok, így az Eurocode 3 is, a statikus terheléssel szembeni ellenállást definiálásakor általában a tönkremenetelt okozó teherre adnak meg tervezési feltételt. Ezeket az egyenleteket tehát át kell írni úgy, hogy erők és nyomatékok szerepeljenek bennük. Miközben ezt tesszük, szükséges még azon hatások figyelembevétele is (például kezdeti görbeség, gyártási sajátfeszültségek), amelyek a valós szerkezetekben jelen vannak, de eddig még közvetlenül nem vettük figyelembe. A tervezés következetessége érdekében természetesen alapvetően fontos, hogy ha a nyomaték vagy a normálerő zérussá válik, a kombinált terhelésre vonatkozó interakciós egyenlet az oszlop, illetve a gerenda tervezési eljárására redukálódjon.

A.16.1.3.1. 1. és 2. osztályú keresztmetszetekkel rendelkező szerkezeti elemek

Az Eurocode 3 eljárása (y tengely körüli hajlítást feltételezve) a következő:

$$\frac{N_{Sd}}{\chi_y A f_y} + \frac{k_y M_{y,Sd}}{W_{pl,y} f_y} \leq 1, \quad (\text{A.16.12})$$

ahol χ_y az oszlopkihajlás csökkentő tényezője, továbbá

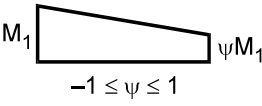
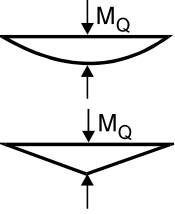
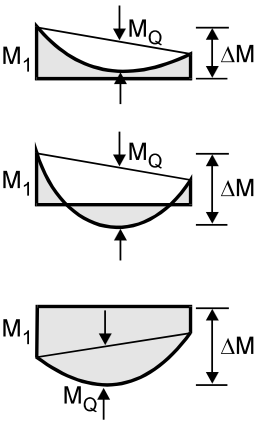
$$k_y = 1 - \frac{\mu_y N_{Sd}}{\chi_y A f_y}, \text{ de } k_y \leq 1,5,$$

ahol k_y az A.16.1.3.4. szakaszban bevezetett módosító tényező, illetőleg

$$\mu_y = \bar{\lambda}_y (2\beta_{My} - 4) + \frac{W_{pl,y}}{W_{el,y}} - 1, \text{ de } \mu_y \leq 0,90,$$

ahol β_{My} az egyenértékű állandó nyomatéki tényező, mely azt teszi figyelembe, hogy a nyomatéki ábra ordinátái nem állandók (lásd a A.16.2. táblázatot, y tengely körüli hajlítás és z irányú megtámasztás esetén.)

A.16.2. táblázat: $A \square_M$ egyenértékű állandó nyomatéki tényező

Nyomatéki ábra	β_M tényező
<p>Végnyomatékok</p>  <p>M_1 ψM_1 $-1 \leq \psi \leq 1$</p>	$\beta_{M,\psi} = 1,8 - 0,7\psi$
<p>Terhelésből származó nyomatékok</p> 	<p>Egyenletesen megoszló teher esetén: $\beta_{M,Q} = 1,3$</p> <p>Koncentrált erő esetén: $\beta_{M,Q} = 1,4$</p>
<p>Terhelésből és végnyomatékból származó nyomatékok</p> 	$\beta_M = \beta_{M,\psi} + \frac{M_Q}{\Delta M} (\beta_{M,Q} - \beta_{M,\psi})$ <p>ahol:</p> <p>$M_Q = \max M$ csak terhelésből</p> <p>és</p> <p>$\Delta M = \max M$ előjelváltás nélküli nyomatéki ábra esetén</p> <p>$\Delta M = \max M + \min M$ ha a nyomatéki ábra előjelet vált</p>

A.16.1.3.2. 3. osztályú keresztmetszetekkel rendelkező szerkezeti elemek

Azoknak a nyomott-hajlított elemeknek, amelyek keresztmetszete a 3. osztályba tartozik, ki kell elégíteniük a következő feltételt:

$$\frac{N_{sd}}{\chi_y A f_y} + \frac{k_y M_{y, sd}}{W_{el,y} f_y} \leq 1, \quad (\text{A.16.13})$$

ahol k_y és χ_y ugyanaz, mint a (A.16.12) egyenletben, továbbá

$$\mu_y = \bar{\lambda}_y (2\beta_{My} - 4), \text{ de } \mu_y \leq 0,90.$$

A.16.1.3.3. 4. osztályú keresztmetszetekkel rendelkező szerkezeti elemek

Azoknak a nyomott-hajlított szerkezeti elemeknek, amelyek keresztmetszete a 4. osztályba tartozik, ki kell elégíteniük a következő feltételt:

$$\frac{N_{Sd}}{\chi_y A_{eff} f_y} + \frac{k_y (M_{y.Sd} + N_{Sd} e_{N.z})}{W_{eff.y} f_y} \leq 1, \quad (\text{A.16.14})$$

ahol

- k_y és χ_y ugyanaz, mint a (A.16.12) és (A.16.13) egyenletekben,
- A_{eff} a tiszta nyomáshoz tartozó hatékony keresztmetszeti terület,
- $W_{eff.y}$ a tiszta hajlításhoz tartozó hatékony keresztmetszeti tényező,
- $e_{N.z}$ a semleges tengely elvándorlása, azaz a teljes keresztmetszet és a horpadás miatti (tiszta nyomás feltételezésével számított) hatékony keresztmetszet semleges tengelyei közötti távolság.

1.3.4. A k_y tényező szerepe

A k_y tényező értéke, ahogy ezt a (A.16.12) egyenletet magyarázó egyenletek mutatják, meglehetősen összetett módon függ a következő tényezőktől:

- a normálerő nagyságától, amelyet az $N_{Sd} / \chi_y A f_y$ hányadossal mérünk;
- a szerkezeti elem χ_y karcsúságától,
- a keresztmetszet W_{pl} képlékeny és W_{el} rugalmas keresztmetszeti tényezője közötti eltéréstől (csak 1. és 2. osztályú keresztmetszetek esetén),
- az elsődleges nyomatóterek eloszlásától.

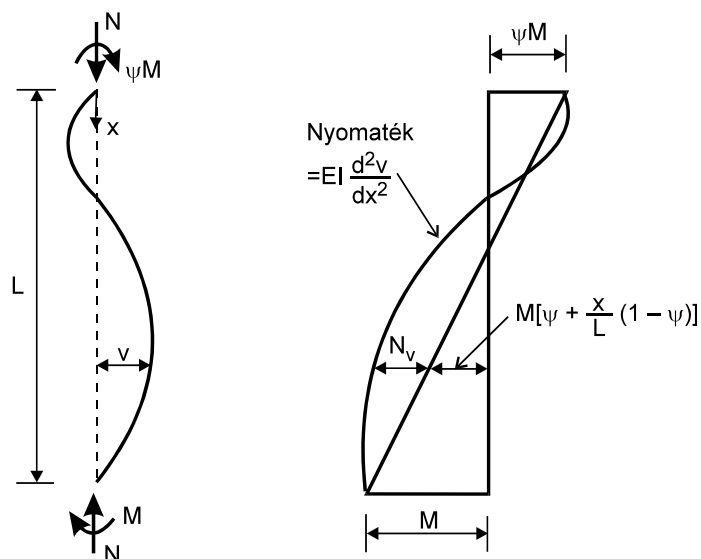
Amikor mindezek a legkedvezőtlenebb módon kombinálódnak, k_y biztonságos értéke 1,5. k_y szerepe az, hogy figyelembe vegye a korábban leírt másodlagos nyomatóterek hatását, a nyomatóterek változásának hatásait és a folyás terjedését.

Az A.16.5. ábra bemutatta, hogy abban a speciális esetben, amikor a gerendára egyenlő, de ellentétes értelmű végnyomatóterek működnek, hogyan növekszik az elsődleges nyomatóterek az N normálerő és a v oldalirányú elmozdulás hatására. Ha az elsődleges nyomatóterek eloszlása különböző, a két hatás nem adódik össze közvetlenül, hiszen az elsődleges és a másodlagos nyomatóterek maximuma nem szükségszerűen jelentkezik ugyanazon a helyen. Az A.16.9. ábra illusztrálja az M és $\psi \cdot M$ végnyomatóterek esetét, ahol a ψ tényező +1 (állandó görbület) és 1 (kettős görbület) közötti értékeket vehet fel. A bemutatott eset $\psi \cong -0,5$ értéknek felel meg.

A bemutatott esetben a maximális nyomatóterek még mindig az elem hosszán belül lép fel, ám – feltételezve, hogy ψ értékétől eltekintve minden más feltétel azonos – a helyzet nyilvánvalóan kedvezőbb az A.16.5. ábrán szereplőnél. Ezt a gyakorlati tervezés során is figyelembe vesszük azáltal, hogy az interakciós összefüggésben a nyomatóteki tag súlyát csökkentjük. Az Eurocode 3 k_y tényezője tehát (lásd a (12) egyenletet) függ a ψ nyomatótekaránytól.

Mint ahogy az állandó egyszeres görbületű eset a legkedvezőtlenebb, biztonságos egyszerűsítés, ha az eljárásban mindig $\psi = 1,0$ értéket használunk.

Visszatérve az A.16.9. ábrához, elfőrdulhat, hogy a maximális nyomatóterek az elemnek azon a végén keletkezik, amelyiken a nagyobb elsődleges nyomatóterek működik. Ez az eset általában akkor áll elő, ha a normálerő és/vagy a karcsúság kicsi – ilyenkor csekélyek ugyanis a másodlagos nyomatóteki hatások. Ekkor a mértékadó feltétel az lesz, hogy megfelelő keresztmetszeti ellenállást biztosítsunk az elemvégnél. Következésképpen az A.16.2. táblázatnak az adott szelvényalakhoz tartozó képletét kell használni. Azokban az esetekben, ha csak az állandó nyomatóteki eloszlást ($\psi = 1,0$) vesszük figyelembe, a (12) egyenlettel adott globális kihajlási ellenőrzés mindig kedvezőtlenebb lesz a keresztmetszeti ellenőrzésnél (vagy szélső esetben megegyezik vele), tehát ez utóbbit nem szükséges külön elvégezni.



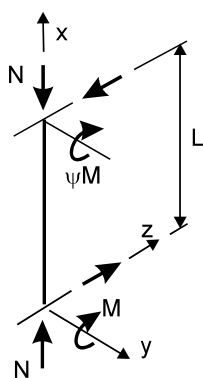
A.16.9. ábra: Változó nyomaték esete

A.16.2. Nyomott-hajlított elemek kifordulása

Ha egy oldalirányban nem megtámasztott gerendát az erősebb tengelye körül hajlítunk (A.16.10. ábra), akkor oldalirányú kitéréssel és elcsavarodással járó stabilitásvesztés következhet be, a síkbeli vizsgálat által jószolt maximális terhelésnél lényegesen kisebb teherszinten. Ez a kifordulás létrejöhet az elem rugalmas állapotában (lásd a A.16.11. ábra 1. görbét), vagy bizonyos fokú képlékenyedés után (2. görbe), a melyet a fellépő hajlítás és nyomás okoz.

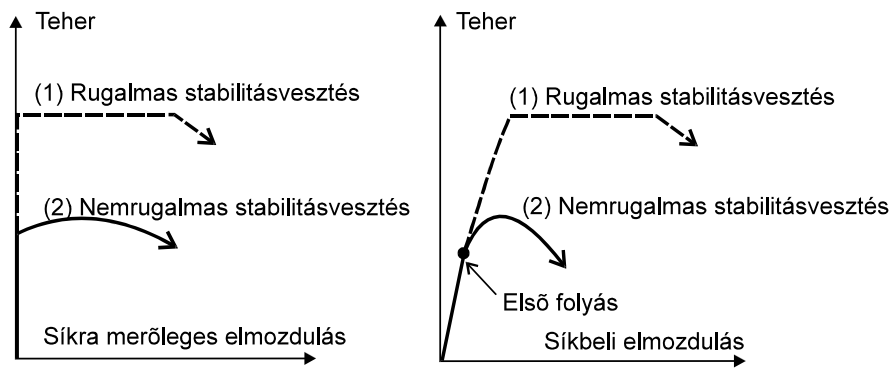
A.16.2.1. Kifordulás

Tekintsük egy oldalirányban nem megtámasztott, erősebb tengelye körül hajlított nyomott-hajlított elem kifordulási viselkedését. Feltételezve, hogy a viselkedés rugalmas, és a terhelési és megtámasztási viszonyok a A.16.12. ábra szerinti, a normálerő és a hajlítónyomaték kritikus kombinációi Chen és Atsuta [2] megoldásából nyerhetők:



Az oszlop a xz síkban végez alakváltozást, majd kifordul, az yx síkban létrejövő alakváltozással és az x tengely körüli elcsavarodással.

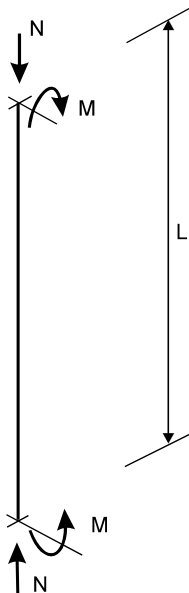
A.16.10. ábra: Kifordulási viselkedés



(a) Síkra merőleges viselkedés

(b) Síkbeli viselkedés

A.16.11. ábra: Nyomott-hajlított elemek kifordulása



A végtámaszok megakadályozzák az oldalirányú elmozdulást és elcsavarodást, de nem gátolják az elfordulást és öblösödést.

A.16.12. ábra: A kifordulás alapesete

$$\frac{M^2}{i_0^2 P_{Ez} P_{E0}} = \left(1 - \frac{N}{P_{Ez}}\right) \left(1 - \frac{N}{P_{E0}}\right), \quad (\text{A.16.15})$$

ahol

- $i_0 = \sqrt{\frac{I_y + I_z}{A}}$ a poláris inerciasugár;
- $P_{Ez} = \frac{\pi^2 EI_z}{L^2}$ a gyengébb tengelyre vonatkozó kritikus teher;

- $P_{E0} = \frac{GI_t}{i_0^2} \left(1 + \frac{\pi^2 EI_w}{GI_t L^2} \right)$ a tisztán elcsavarodó kihajláshoz tartozó kritikus teher.

Ha N tart zérushoz, akkor a (15) egyenlet a gerenda kifordulásának összefüggésére redukálódik, míg ha M tart zérushoz, akkor az oszlop síkbeli kihajlási (P_{Ez}) vagy tisztán elcsavarodó kihajlási (P_{E0}) képletét adja. Az első esetben M kritikus értéke a következőre adódik:

$$M_{cr} = \frac{\pi}{L} \sqrt{EI_z GI_t} \sqrt{1 + \frac{\pi^2 EI_w}{L^2 GI_t}}, \quad (\text{A.16.16})$$

ahol

- EI_z a gyenge tengelyre vonatkozó hajlítási merevség,
- GI_t a csavarási merevség,
- EI_w az öblösödési merevség.

A (A.16.15) egyenlet levezetésénél nem vették figyelembe, hogy a síkbeli nyomatékok megnőhetnek amiatt, hogy a normálerő egy síkbeli alakváltozást szenvedett tartóra működik. Ezt közelítőleg az

$$\frac{M}{1 - N/P_{Ey}}$$

szorzótényezővel lehet figyelembe venni. Következésképpen a (15) egyenlet a következőképpen módosítható:

$$\frac{M^2}{i_0^2 P_{Ez} P_{E0}} = \left(1 - \frac{N}{P_{Ey}} \right) \left(1 - \frac{N}{P_{Ez}} \right) \left(1 - \frac{N}{P_{E0}} \right). \quad (\text{A.16.17})$$

Figyelembe véve P_{Ey} , P_{Ez} és P_{E0} relatív nagyságát, és az egyenletet átrendezve a következő közelítést kapjuk:

$$\frac{N}{P_{Ez}} + \frac{1}{1 - N/P_{Ey}} \frac{M}{i_0 \sqrt{P_{Ez} P_{E0}}} = 1 \quad (\text{A.16.18})$$

vagy

$$\frac{N}{P_{Ez}} + \frac{1}{1 - N/P_{Ey}} \frac{M}{M_{cr}} = 1. \quad (\text{A.16.19})$$

A.16.2.2. Az Eurocode 3 tervezési eljárása

Amint azt a korábbi előadásokban az oszlopokkal és a gerendákkal kapcsolatban részletesen tárgyaltuk, a tervezés során megfelelő módon figyelembe kell venni többek között a kezdeti görbeség, a részleges képlékenyedés és a gyártási sajátfeszültségek feszültségei (összefoglalóan: az imperfekciók) hatását is. A (A.16.19) egyenletet tehát úgy kell módosítani, hogy alkalmas legyen tervezésre. Különösen fontos, hogy a szélső esetek ($M = 0$ és $N = 0$) illeszkedjenek az oszlopokra és a gerendákra megadott eljárásokhoz.

A.16.2.2.1. 1. és 2. osztályú keresztmetszetekkel rendelkező szerkezeti elemek

Az Eurocode 3 a következő interakciós képletet használja:

$$\frac{N_{Sd}}{\chi_z A f_y} + \frac{k_{LT} M_{y.Sd}}{\chi_{LT} W_{pl.y} f_y} \leq 1, \quad (\text{A.16.20})$$

amelyben χ_z a gyenge tengely körüli kihajlásra vonatkozó csökkentő tényező, χ_{LT} a kifordulási csökkentő tényező, továbbá

$$k_{LT} = 1 - \frac{\mu_{LT} N_{Sd}}{\chi_z A f_y}, \text{ de } k_{LT} \leq 1,0,$$

továbbá

$$\mu_{LT} = 0,15(\bar{\lambda}_z 2\beta_{M,LT} - 1), \text{ de } \mu_{LT} \leq 0,90,$$

ahol a $\chi_{M,LT}$ tényező azt veszi figyelembe, hogy a nyomatéki ábra nem állandó (lásd a A.16.2. táblázatot, y tengely körüli hajlítás és y irányú megtámasztás esetén).

A.16.2.2.2. 3. osztályú keresztmetszetekkel rendelkező szerkezeti elemek

Azoknak a szerkezeti elemeknek, amelyeknek a keresztmetszete a 3. osztályba tartozik, ki kell elégíteniük a következő feltételt:

$$\frac{N_{Sd}}{\chi_z A f_y} + \frac{k_{LT} M_{y.Sd}}{\chi_{LT} W_{el.y} f_y} \leq 1. \quad \text{A.16.(21)}$$

A.16.2.2.3. 4. osztályú keresztmetszetekkel rendelkező szerkezeti elemek

Azoknak a szerkezeti elemeknek, amelyek keresztmetszete a 4. osztályba tartozik, ki kell elégíteniük a következő feltételt:

$$\frac{N_{Sd}}{\chi_z A f_y} + \frac{k_{LT} M_{y.Sd} + N_{Sd} e_{N,z}}{\chi_{LT} W_{eff.y} f_y} \leq 1. \quad (\text{A.16.22})$$

A.16.2.2.4. A k_{LT} tényező szerepe

A k_{LT} tényező értéke, amint azt a (20) egyenletet magyarázó egyenletek mutatják, a következő tényezőktől függ:

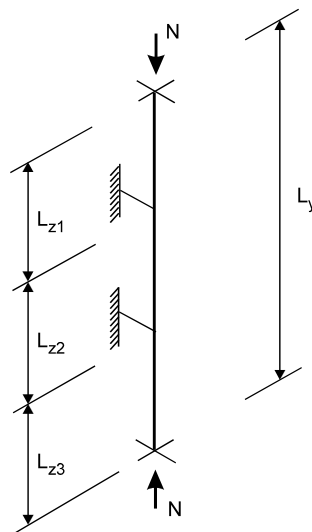
- a normálereő nagyságától, amelyet az $N_{Sd} / \chi_z A f_y$ hányadossal mérünk;
- a szerkezeti elem χ_z karcsúságától;
- az elsődleges nyomatékok eloszlásától.

A legkedvezőtlenebb kombináció esetében k_{LT} 1,0 értéket vesz fel, amely a nyomási és a hajlítási tag lineáris kombinációjának felel meg. Ez tükrözi a nyomaték-növelő hatások korlátozott voltát, minthogy N_{Sd} értéke nem haladhatja meg $\chi_z A f_y$ -t, ami viszont lényegesen kisebb, mint a síkbeli kihajlás P_{Ey} rugalmas kritikus terhe.

Természetesen meg kell gátolni a hajlítás síkjában bekövetkező azon tönkremenetelt is, amelyet a túlzott síkbeli alakváltozások okozhatnak egy, a (A.16.20) egyenlet által meghatározott tehernél alacsonyabb teherszinten. Ez például bekövetkezhet olyan helyzetekben, amikor különböző rácsozási és/vagy megtámasztási viszonyok vannak az xy és xz síkban (A.16.13. ábra). Ezeket az eseteket úgy kell kezelni, hogy a (A.16.20) egyenlet mellett ellenőrizni kell a következő, a síkbeli viselkedésre vonatkozó feltételt is:

$$\frac{N_{Sd}}{\chi_{\min} A f_y} + \frac{k_y M_{y.Sd}}{W_{pl.y} f_y} \leq 1, \quad (\text{A.16.23})$$

ahol χ_{\min} a síkbeli viszonyok függvénye. Általában azonban a (A.16.20) egyenlet mértékadó.

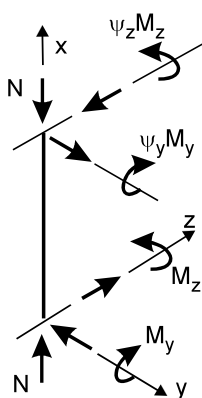


A.16.13. ábra: Az xy és xz síkban különböző megtámasztással rendelkező oszlop

A.16.3. Nyomott-hajlított elemek kéttengelyű hajlítás esetén

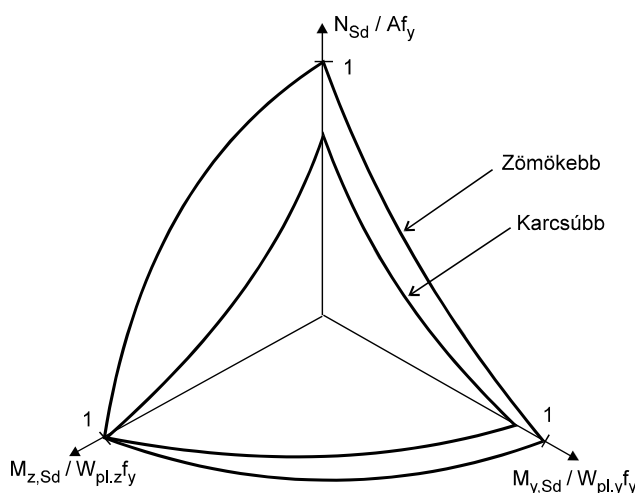
A teljes háromdimenziós eset vizsgálata, még az egyszerű rugalmas módon is, rendkívül összetett, és nem állnak rendelkezésre zárt képletek. A megfelelő tervezési eljárás kérdésének analitikus megközelítése helyett célravezetőbb, ha a viselkedésre vonatkozó megfontolásokból és az egyszerűbb esetekre már kidolgozott módszerekből indulunk ki (A.16.14. ábra).

A A.16.15 ábra diagramos formában mutatja be a tervezési követelményt. Az $N-M_z$ és $N-M_y$ tengelyek a két, már vizsgált egytengelyű esetnek felelnek meg. Az M_z és M_y nyomatékok kölcsönhatása a vízszintes síknak felel meg. Amikor mindhárom terhelési komponens (N , M_y és M_z) egyaránt jelen van, a létrejövő interakció valahol a diagram által bemutatott háromdimenziós térben helyezkedik el. Bármely, a határfelületen belül elhelyezkedő pont biztonságos teherkombinációt jelent.



Az oszlop alakváltozást végez a zx és yx síkban, és elcsavarodik az x -tengely körül

A.16.14. ábra: Kéttengelyű hajlítás



A.16.15. ábra: Interakciós diagram kéttengelyű hajlítás esetén

Ha egyparaméteres terhet tételezünk fel, bármely kombináció egy, az origóból kiinduló vektornak tekinthető, amelynek iránya a három teherkomponens relatív nagyságától függ. A terhek növelése addig növeli a vektor hosszát, amíg az végül eléri és meghaladja a határfelületet. A többparaméteres terhelés ilyen vektorok seregének felelne meg.

A tengelyeket minden esetben úgy kell felvenni, hogy rajtuk a teherkomponens és az elem adott teherkomponenssel mint egyedüli terheléssel szembeni ellenállásának hányadosa szerepeljen (tehát például $N_{Sd} / \chi_{\min} A f_y$ a nyomóerő esetén). A A.16.15. ábra egy ilyen konkrét, adott keresztmetszeti jellemzőkkel, karcsúsággal és teherelrendezéssel jellemzett esetet ábrázol. Ezek valamelyikének vagy mindegyikének változása módosítani fogja a bemutatott interakciós felület alakját, de az alkalmazott alapelveket nem.

A.16.3.1. Kéttengelyű hajlításra és nyomatékra való tervezés

Az 1. és 2. osztályba tartozó keresztmetszettel rendelkező, kéttengelyű hajlításra és nyomásra igénybe vett szerkezeti elemeknek ki kell elégíteniük a következő feltételt:

$$\frac{N_{Sd}}{\chi_{\min} A f_y} + \frac{k_y M_{y,Sd}}{W_{pl,y} f_y} + \frac{k_z M_{z,Sd}}{W_{pl,z} f_y} \leq 1 \quad (\text{A.16.24})$$

ahol k_z a (A.16.12) egyenletben szereplő k_y -hoz hasonló tényező.

Azoknak a 1. és 2. osztályba tartozó keresztmetszettel rendelkező, kéttengelyű hajlításra és nyomásra igénybe vett szerkezeti elemeknek, amelyeknél felléphet kifordulás, ki kell elégíteniük a következő feltételt is:

$$\frac{N_{Sd}}{\chi_z A f_y} + \frac{k_{LT} M_{y,Sd}}{\chi_{LT} W_{pl,y} f_y} + \frac{k_z M_{z,Sd}}{W_{pl,z} f_y} \leq 1. \quad (\text{A.16.25})$$

A 3. osztályba tartozó keresztmetszettel rendelkező, kéttengelyű hajlításra és nyomásra igénybe vett szerkezeti elemeknek ki kell elégíteniük a következő feltételt:

$$\frac{N_{Sd}}{\chi_{\min} A f_y} + \frac{k_y M_{y,Sd}}{W_{el,y} f_y} + \frac{k_z M_{z,Sd}}{W_{el,z} f_y} \leq 1. \quad (\text{A.16.26})$$

Az olyan 3. osztályba tartozó keresztmetszettel rendelkező, kéttengelyű hajlításra és nyomásra igénybe vett szerkezeti elemeknek, amelyeknél felléphet kifordulás, ki kell elégíteniük a következő feltételt is:

$$\frac{N_{Sd}}{\chi_z A f_y} + \frac{k_{LT} M_{y,Sd}}{\chi_{LT} W_{el,y} f_y} + \frac{k_z M_{z,Sd}}{W_{el,z} f_y} \leq 1. \quad (\text{A.16.27})$$

A 4. osztályba tartozó keresztmetszettel rendelkező, kéttengelyű hajlításra és nyomásra igénybe vett szerkezeti elemeknek ki kell elégíteniük a következő feltételt:

$$\frac{N_{Sd}}{\chi_{\min} A_{\text{eff}} f_y} + \frac{k_y (M_{y,Sd} + N_{Sd} e_{Nz})}{W_{\text{eff},y} f_y} + \frac{k_z (M_{z,Sd} + N_{Sd} e_{Ny})}{W_{\text{eff},z} f_y} \leq 1. \quad (\text{A.16.28})$$

Az olyan 4. osztályba tartozó keresztmetszettel rendelkező, kéttengelyű hajlításra és nyomásra igénybe vett elemeknek, amelyeknél felléphet kifordulás, ki kell elégíteniük a következő feltételt is:

$$\frac{N_{Sd}}{\chi_z A_{\text{eff}} f_y} + \frac{k_{LT} M_{y,Sd} + N_{Sd} e_{Ny}}{\chi_{LT} W_{\text{eff},y} f_y} + \frac{k_z (M_{z,Sd} + N_{Sd} e_{Nz})}{W_{\text{eff},z} f_y} \leq 1. \quad (\text{A.16.29})$$

A bemutatott összefüggésekben szereplő A_{eff} és W_{eff} definíciójával kapcsolatban fontos megjegyezni, hogy a keresztmetszeti jellemzők számítását, és így a keresztmetszeti osztályozást is mind a három teherkomponensre (N , M_y és M_z) külön-külön kell elvégezni. Ez természetesen azt jelenti, hogy ugyanaz az elem tartozhat mondjuk az 1. osztályba az erős tengely körüli hajlítás, a 2. osztályba a gyenge tengely körüli hajlítás, és a 3. osztályba a

nyomás szempontjából. Ilyen esetekben a biztonságos tervezési eljárás az, ha az összes, nyomott-hajlított elemre vonatkozó ellenőrzést a legkedvezőtlenebb osztályra adott eljárás alkalmazásával végezzük el.

A.16.3.2. Keresztmetszeti ellenőrzések

Ha a k tényező meghatározása során – α_M -en keresztül – figyelembe vettük, hogy az állandó görbületű hajlítástól eltérő nyomatékeloszlásnak kevésbé kedvezőtlen a hatása, ellenőrizni kell azt is, hogy a keresztmetszet bármely pontban képes elviselni a nyomás és az elsődleges nyomaték(ok) kombinációját.

A.16.3. táblázat: A (30) egyenletben szereplő α és β értékei ($n = N_{sd} / N_{pl,Rd}$)

A keresztmetszet típusa	α	β
I és H szelvények	2	$5n \text{ de} \geq 1$
Csövek	2	2
Téglalap alakú zárt szelvények	$\frac{1,66}{1 - 1,33n^2} \text{ de} \leq 6$	$\frac{1,66}{1 - 1,33n^2} \text{ de} \leq 6$
Tömör téglalap alakú szelvények és lemezek	$1,73 + 1,8n^3$	$1,73 + 1,8n^3$

A nyomás és az egytengelyű hajlítás esetére vonatkozó összefüggéseket az A.16.1.1. fejezetben adtuk meg számos keresztmetszeti típusra. Kéttengelyű hajlításra az Eurocode 3 a következő képletet alkalmazza:

A.16.4. Állandó keresztmetszetű hajlított és nyomott rudak

Hajlított és tengelyirányban nyomott rudaknak ki kell elégíteni:

$$\frac{N_{Ed}}{\chi_y N_{Rk} / \gamma_{M1}} + k_{yy} \frac{M_{y,Ed} + \Delta M_{y,Ed}}{\chi_{LT} M_{y,Rk} / \gamma_{M1}} + k_{yz} \frac{M_{z,Ed} + \Delta M_{z,Ed}}{\chi_{LT} M_{z,Rk} / \gamma_{M1}} \leq 1$$

$$\frac{N_{Ed}}{\chi_z N_{Rk} / \gamma_{M1}} + k_{zy} \frac{M_{y,Ed} + \Delta M_{y,Ed}}{\chi_{LT} M_{y,Rk} / \gamma_{M1}} + k_{zz} \frac{M_{z,Ed} + \Delta M_{z,Ed}}{\chi_{LT} M_{z,Rk} / \gamma_{M1}} \leq 1$$

ahol: N_{Ed} , $M_{y,Ed}$ és $M_{z,Ed}$ a nyomóerő, az y-y és a z-z tengelyre vett maximális nyomatékok tervezési értékei

ΔM_y , ΔM_z a súlypont eltolódásából származó nyomatékok

χ_y és χ_z a kihajlási csökkentő tényezők

χ_{LT} a kifordulási csökkentő tényező

$k_{yy}, k_{yz}, k_{zy}, k_{zz}$ interakciós tényezők, meghatározásukra két módszer adott.

$N_{Rk} = f_y A$, $M_{i,Rk} = f_y W_i$ és $\Delta M_{i,Ed}$ értékei:

Km-i osztály	1	2	3	4
A	A	A	A	A_{eff}
W_y	$W_{pl,y}$	$W_{pl,y}$	$W_{el,y}$	$W_{eff,y}$
W_z	$W_{pl,z}$	$W_{pl,z}$	$W_{el,z}$	$W_{eff,z}$
ΔM_y	0	0	0	$e_{N,y} N_{Ed}$
ΔM_z	0	0	0	$e_{N,z} N_{Ed}$