

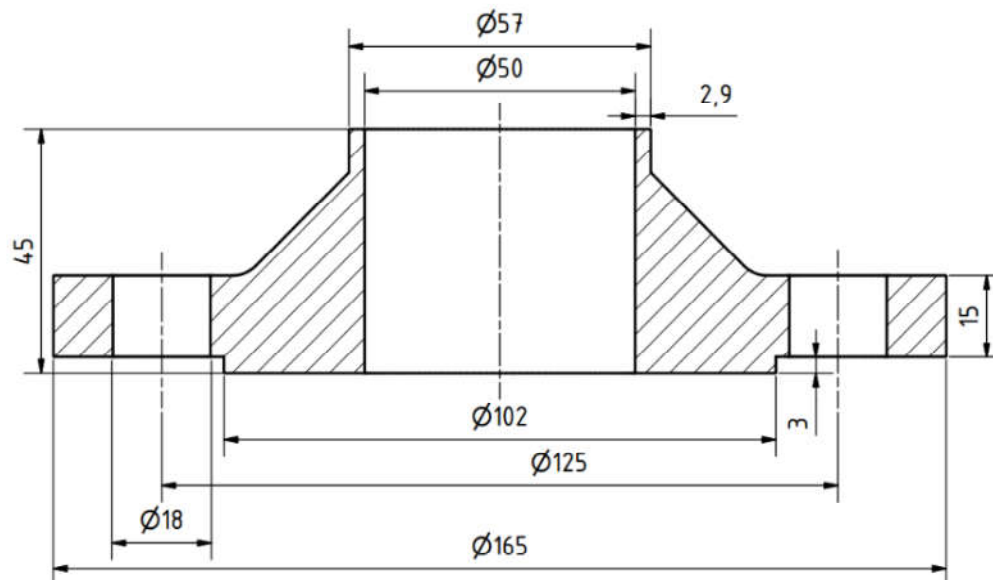
A feladat célja

A cél egy csővég megtervezése ismert 8 bar üzemi nyomással és 50 mm-es csőátmérővel. A csővéget egy tömítéses vakkarimával zárjuk le. A kettő közötti kapcsolatot egy átmenő csavarkötéssel biztosítjuk. A feladat a tömítés és a csavarkötés szilárdságtani ellenőrzése, illetve ezek anyagválasztása.

Előtervezés

A szerkezet egy hegtoldatos karimából, egy tömítésből és egy vakkarimából áll, valamint az őket összefogó csavarokból.

A hegtoldatos karimából a választás a DIN 2632 PN10-re esett, amely a Zetamec szabványa [1] szerint az alábbi adatokkal rendelkezik:

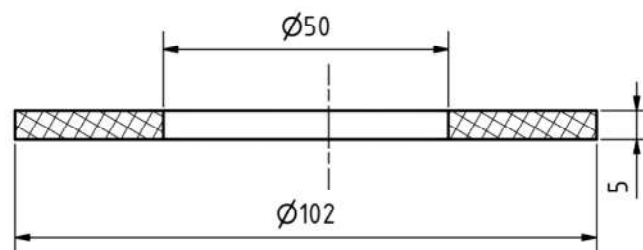


Ahol:

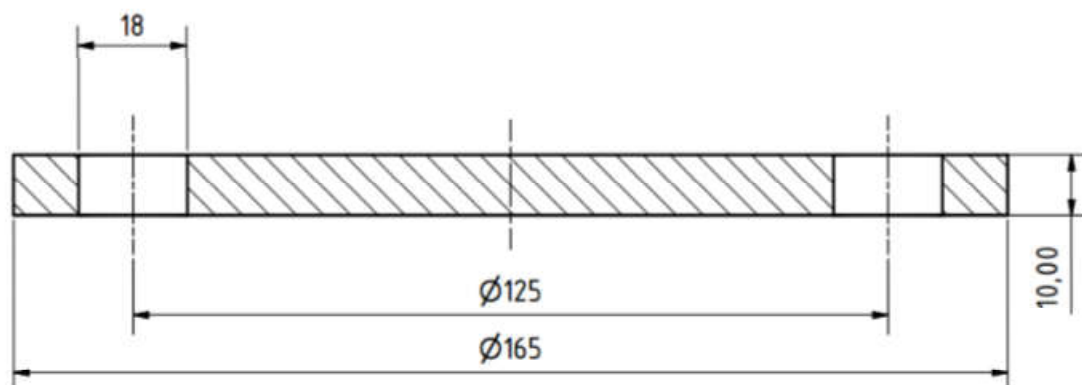
$$d_1 := 57 \text{ mm} \quad k := 125 \text{ mm} \quad p_u := 8 \text{ bar} = 0.8 \text{ MPa} \quad D_N := 50 \text{ mm} \quad s := 2.9 \text{ mm}$$

$$d_3 := 72 \text{ mm} \quad d_2 := 18 \text{ mm} \quad D := 165 \text{ mm} \quad d := D_N \quad d_4 := 102 \text{ mm}$$

A tömítésnek a méretei, mivel a csővég karimás, ezért a méretei $\varnothing D_N = 50 \text{ mm}$ és $\varnothing d_4 = 102 \text{ mm}$ -re választom. A vastagságot nem érdemes túl nagyra választani, mert a csavarokban hajlító erő ébred, ami nagyban növeli a tönkremenetel kockázatát.



A tömítést a vakkarimával szorítjuk rá a nyakra. A vakkarimát az MSZ 4582, DIN 2527 P10 [2] szabvány alapján méretezzük. A vastagságát később számoljuk ki.



Anyagválasztás:

Mielőtt elkezdhetjük a méretezést, előtte anyagot kell választani. Mivel az üzemi nyomás nem túl maga, ezért eltérhetünk a költséghatékonyság irányába.

A karima anyagának az S235 jelű általános rendeltetésű szerkezeti acélt választom.

A tömítés anyagának legcélszerűbb egy egyszerű gumi lágytömítést választani.

A csavar anyagát a feszültségek kiszámolása után tudjuk megmondani.

Az S235-ös acélnak a folyáshatára $R_{eH} := 290 \text{ MPa}$

A biztonsági tényezőt $n := 1.5$ -re választjuk

Vakkarima vastagsága

Ekkor azt megmondhatjuk, hogy mennyi a megengedhető legnagyobb hajlító feszültség ha biztonsági tényező $n = 1.5$

$$\sigma_{hajl} := \frac{R_{eH}}{n} = 193.333 \text{ MPa}$$

$$d_t := \frac{d_1 - 2 s + d_4}{2} = 76.6 \text{ mm}$$

$$b_{min} := \frac{d_t}{2} \cdot \sqrt{\frac{3 p_{ii}}{\sigma_{hajl}} \cdot \left(1 - \frac{2 d_t}{3 k}\right)} = 3.282 \text{ mm}$$

A szabványban előírt érték 18 mm lenne, de a költséghatékonyság érdekében egy vékonyabb $b := 10 \text{ mm}$ -es értéket választottam.

A tömítés erő kifejtése

A tömítés adatai:

$$A \text{ tömítés szélessége: } b_t := \frac{d_4 - (d_1 - 2 s)}{2} = 25.4 \text{ mm}$$

$$A \text{ tömítéshatékony szélessége: } b'_t := 1.1 \cdot b_t$$

Valamint a tömítés anyagát figyelembe vevő tényező: $n_t := 1.5$

$$F_t := n_t \cdot p_{\bar{u}} \cdot \pi \cdot d_t \cdot b'_t = 8.068 \text{ kN}$$

A csavar húzószilárdsági ellenőrzése

A csavarokra kétféle igénybevétel hat: egy (σ_N) normál, ami a feszítő erőből származik, illetve egy csavaró feszültség (τ_t) ami a lecsavarodást akadályozza meg.

Az ébredő feszültséget a $\sigma_N = \frac{F_V}{A_e}$ képlettel számolhatjuk.

$$A_d := \frac{(d_1 - 2 s)^2 \pi}{4} = 2058.874 \text{ mm}^2$$

$$F_{cső} := p_{\bar{u}} \cdot A_d = 1.647 \text{ kN}$$

A vakkarimát nyomó csőerő a rögzítés révén húzza a csavart

$$F_p := \frac{p_{\bar{u}} \cdot (d_t^2 - (d_1 - 2 s)^2) \pi}{4} = 2.04 \text{ kN}$$

Az üzemi nyomásból származó erő a tömítés felületén hat

$$F_{\bar{u}} := 1.2 (F_{cső} + F_p + F_t) = 14.106 \text{ kN}$$

Mivel $N := 4$ csavarra méretezünk, így kiszámolhatjuk az előfeszítő erőt

$$F_V := \frac{F_{\bar{u}}}{N} = 3.527 \text{ kN}$$

A csavarokban feszültsége az egyenértékű keresztmetszeten hat, amely átmérője a csavar magátmérője és a középátmérőjének átlaga. Az értékeket kikereshetjük a szabványból [3]
Az értékek: $d_{cs} := 16 \text{ mm}$ esetén

$$A \text{ középátmérő: } d_{2cs} := 14.701 \text{ mm}$$

$$A \text{ magátmérő: } d_{3cs} := 13.546 \text{ mm}$$

$$A \text{ menetemelkedés: } P := 2 \text{ mm}$$

$$d_e := \frac{d_{3cs} + d_{2cs}}{2} = 14.124 \text{ mm}$$

Ahol d_3 a magátmérő d_2 a középátmérő d_e pedig az egyenértékű átmérő

$$A_e := \frac{d_e^2 \cdot \pi}{4} = 157 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_N := \frac{F_V}{A_e} = 22.51 \text{ MPa} \quad \text{Ahol } \sigma_N \text{ a csavarban ébredő normál feszültség, } F_V \text{ pedig az előfeszítés}$$

A csavarok csavarószilárdsági ellenőrzése

A csavarkötés τ -igénybevétele a szilárdságtanból ismert képlet alapján: $\tau_t = \frac{M_t}{I_p} \cdot r$ a keresztmetszetben kifelé haladva a feszültség folyamatosan nő, és a feszültségmaximum $r := \frac{d_e}{2} = 7.062 \text{ mm}$ -nél van.

$$\text{A körkeresztmetszet poláris másodrendű nyomatéka } I_p := \frac{d_e^4 \cdot \pi}{32} = 3906.333 \text{ mm}^4$$

A csavarónyomaték két részből áll elő. Hat egy része a menetekben, ezt a menetemelkedés és a látszólagos súrlódási félkúpszög tangensével írhatjuk fel. Emellett hatnia kell egy savarónyomatéknak az anya alatt is, amely a becsavaráskor keletkezik, és egy anya alatti súrlódási együtthatóval írhatjuk fel.

$$M_t = F_V \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\alpha + \rho') + F_V \cdot \frac{d_a}{2} \cdot \mu_a$$

A menetemelkedés számítható a szabványban található adatokból [3]

$$\alpha := \text{atan}\left(\frac{P}{d_{2cs} \cdot \pi}\right) = 2.48 \text{ deg}$$

Az anya alatti felfekvő felületet jellemzi a d_a , amelyet felírhatunk az átmérő és a laptávolság távolságából. Az anya (ISO 4032) laptávolságát is megnézhetjük szabványban [4] $s_{anya} := 24 \text{ mm}$

$$d_a := \frac{d_{cs} + s_{anya}}{2} = 20 \text{ mm}$$

A súrlódási tényezők tapasztalat értékek. Értéküket tapasztalati úton lehet meghatározni eléggé nagy pontatlansággal. A $\mu_{min} := 0.1$ valamint $\mu_{max} := 0.23$

A menetemelkedés szöge metrikus menetre: $\beta := 60^\circ$

$$\rho'_{min} := \text{atan}\left(\frac{\mu_{min}}{\cos\left(\frac{\beta}{2}\right)}\right) = 6.58678^\circ$$

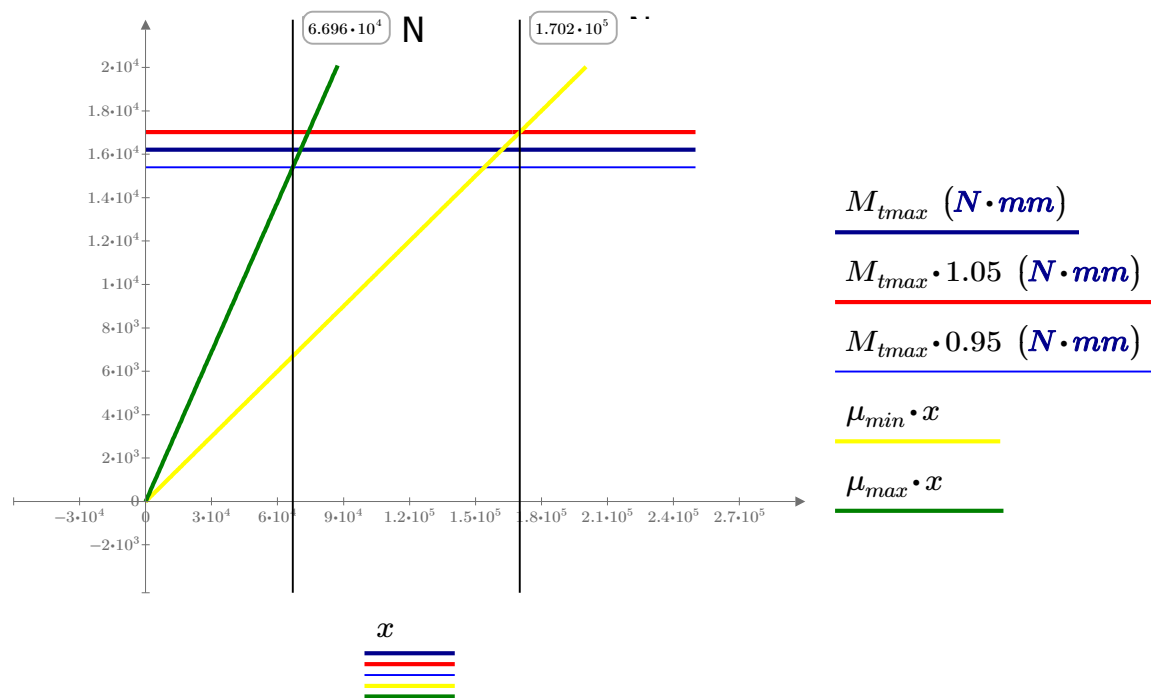
$$\rho'_{max} := \text{atan}\left(\frac{\mu_{max}}{\cos\left(\frac{\beta}{2}\right)}\right) = 14.87333^\circ$$

$$M_{tmin} := F_V \cdot \left(\frac{d_{2cs}}{2} \cdot \tan(\alpha + \rho'_{min}) + \frac{d_a}{2} \cdot \mu_{min} \right) = 7.663 \text{ } \mathbf{N \cdot m}$$

$$M_{tmax} := F_V \cdot \left(\frac{d_{2cs}}{2} \cdot \tan(\alpha + \rho'_{max}) + \frac{d_a}{2} \cdot \mu_{max} \right) = 16.211 \text{ } \mathbf{N \cdot m}$$

$$\tau_t := \frac{M_{tmax}}{I_p} \cdot \frac{d_e}{2} = 29.306 \text{ } \mathbf{MPa}$$

Klein-diagram



Csavarok egyenértékű feszültségei

$$\sigma_{egy} := \sqrt{\sigma_N^2 + 3 \tau_t^2} = 55.526 \text{ MPa}$$

Ezt kell összehasonlítani a csavar szakítószilárdságával, és az egyenletet átrendezve megkaphatjuk, hogy mennyire erős csavarra van szükségünk:

$$\sigma_{egy} \quad \sigma_{meg} := \frac{R_{eH}}{n} = 193.333 \text{ MPa}$$

$$R_{eHmin} := \sigma_{egy} \cdot n = 83.29 \text{ MPa}$$

Áttható, hogy viszonylag alacsony szakítószilárdsági értékű csavar is megfelelő. Így a csavar anyagának egy 3.6-os acélt választunk, valamint egy hozzá illő 4.6-os anyát.

Bibliográfia

1. Zetamec szabvány PN10 karimára
[http: www.zetamec.com din-2632-pn10 eng.htm](http://www.zetamec.com/din-2632-pn10_eng.htm) (2017.10.18)
2. A well ft. szabványa
[http: www.wellkft.hu karima 17.html](http://www.wellkft.hu/karima_17.html) (2017.10.18)
3. Tribology a metrikus menet ISO 724 részletes adatai
[http: www.tribology-abc.com calculators metric-iso.htm](http://www.tribology-abc.com/calculators/metric-iso.htm) (2017.10.18)
4. ISO 4032 anya szabványa
[http: www.sasovits.hu cnc irodalom gepelemek anya.pdf](http://www.sasovits.hu/cnc/irodalom/gepelemek/anya.pdf) (2017.10.18)
5. A súrlódási tényezők táblázata VDI 2230
[http: corp.brwtools.hu web4archiv objects objekte tools downloads 1 reibung reibungszahlen hu.pdf](http://corp.brwtools.hu/web4archiv/objects/objekte/tools/downloads/1/reibung_reibungszahlen_hu.pdf) (2017.10.18)