

## **1. A feladat bevezetése**

A megadott adatokkal tervezzen egy csővéget vakkármával lezáró csavarkötést és szilárdságilag ellenőrizze az elemeket.

## **2. A feladat értékelése**

Az elérhető maximális pontszám 15 pont.

## **3. Adatok**

A belső üzemi nyomás,  $p_u$ : ... 15 ..... bar.  $\approx 1,5 \text{ [MPa]}$

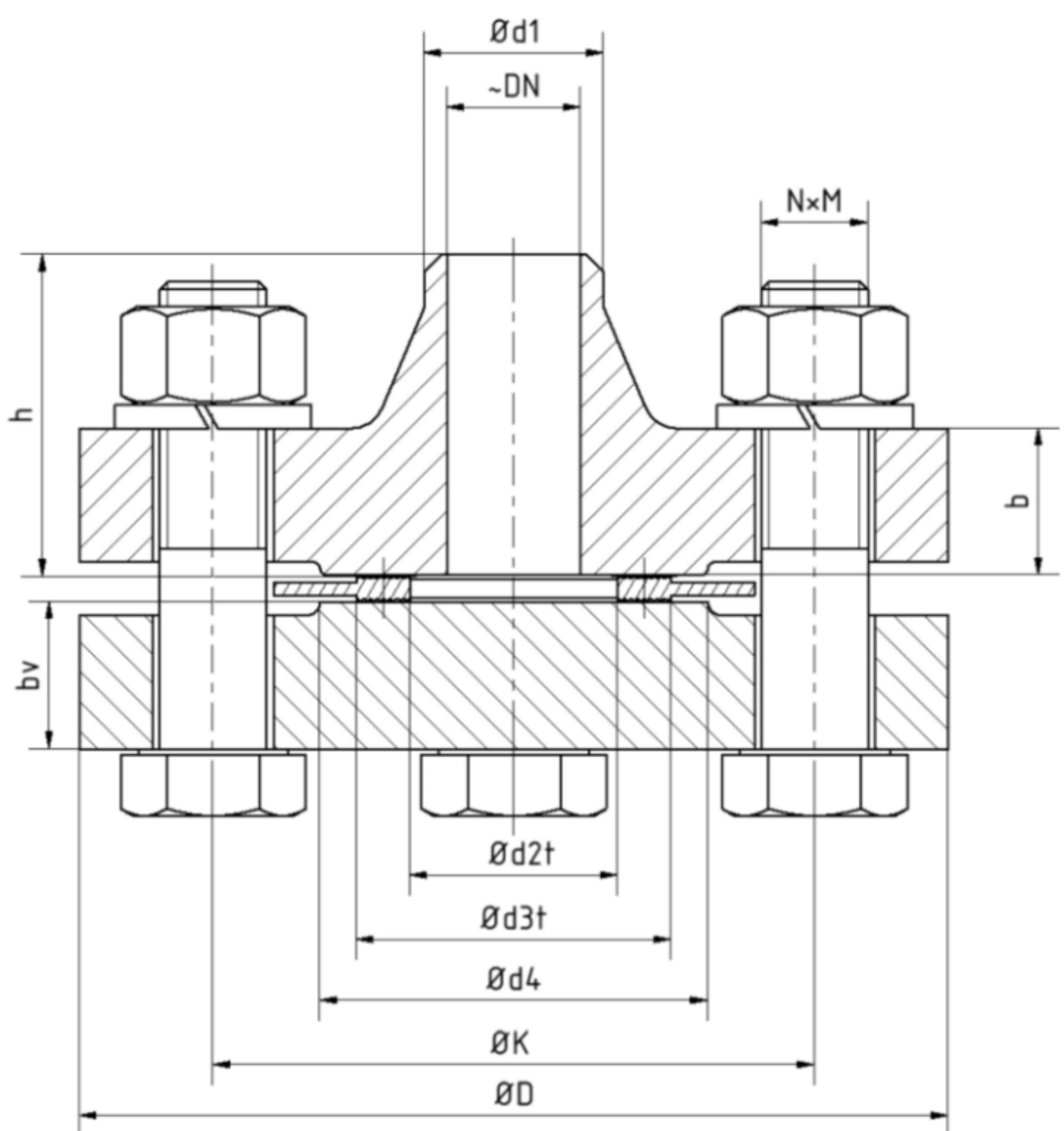
A cső névleges átmérője,  $DN$ : ... 80 ..... mm.

A vezeték folyadékot szállít.

## **4. A feladat részletezése**

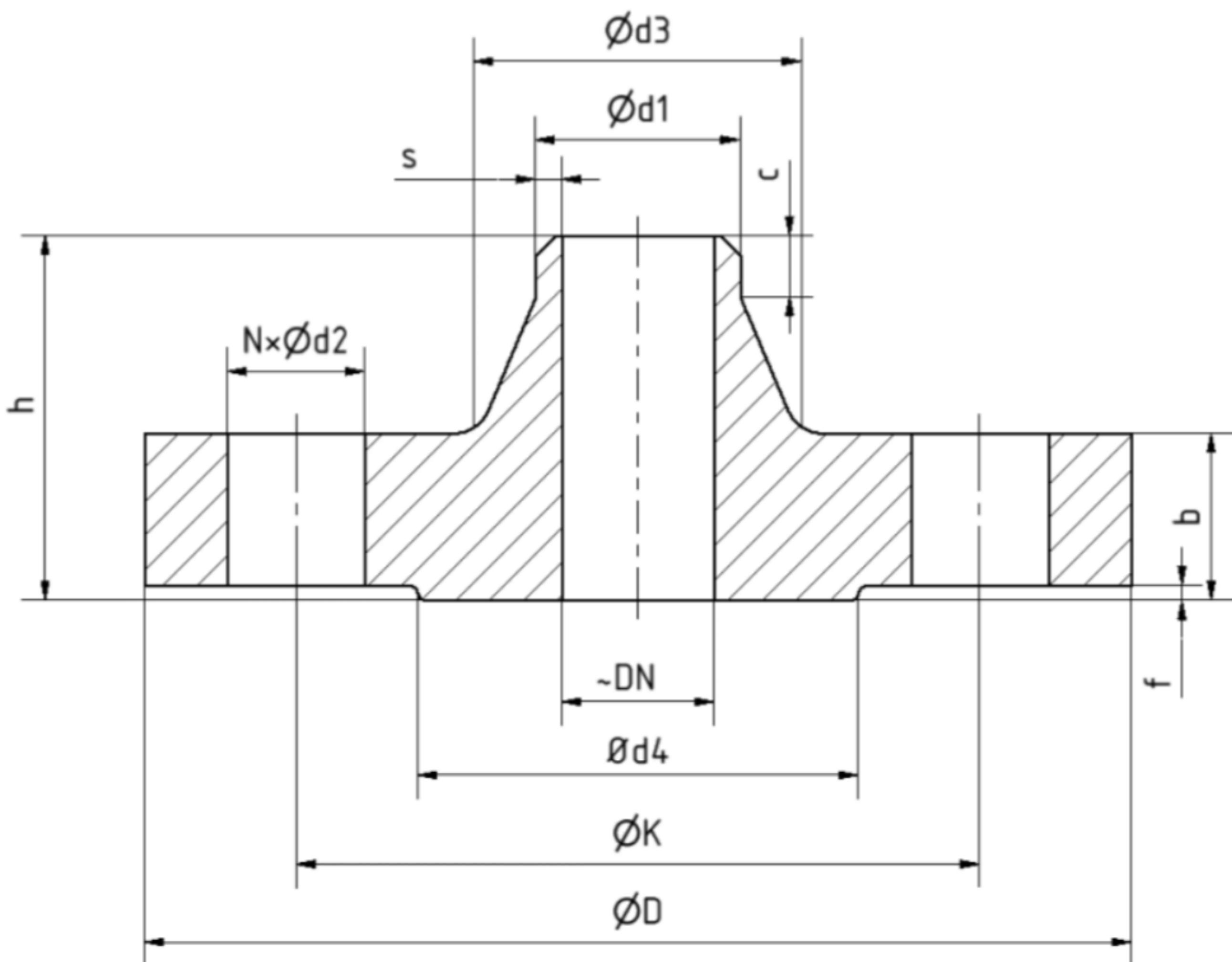
- a) Vázolja fel méretarányosan a konstrukció előtervét!
- b) Számítsa ki a vakkárra minimálisan szükséges vastagságát, majd válasszon szabványos méretű lemezvastagságot!
- c) Válasszon megfelelő méretű lapos tömítést és számítsa ki a minimálisan szükséges tömítő erőt!
- d) Számítsa ki az üzemi nyomásból a csavarra jutó terhelést!
- e) Egy reális biztonsági tényező felvételével határozza meg a csavar előfeszítését és számítsa ki a szükséges meghúzási nyomatéket!
- f) Határozza meg a csavarban ébredő egyenértékű feszültséget és válassza ki a csavar megfelelő anyagát!
- g) Készítse el a kötés összeállítási rajzát! Jelölje rajta a főbb méreteket!

# a) Vázolja fel méretarányosan a konstrukció előtervét!



Karima:

Rajz:



3. ábra

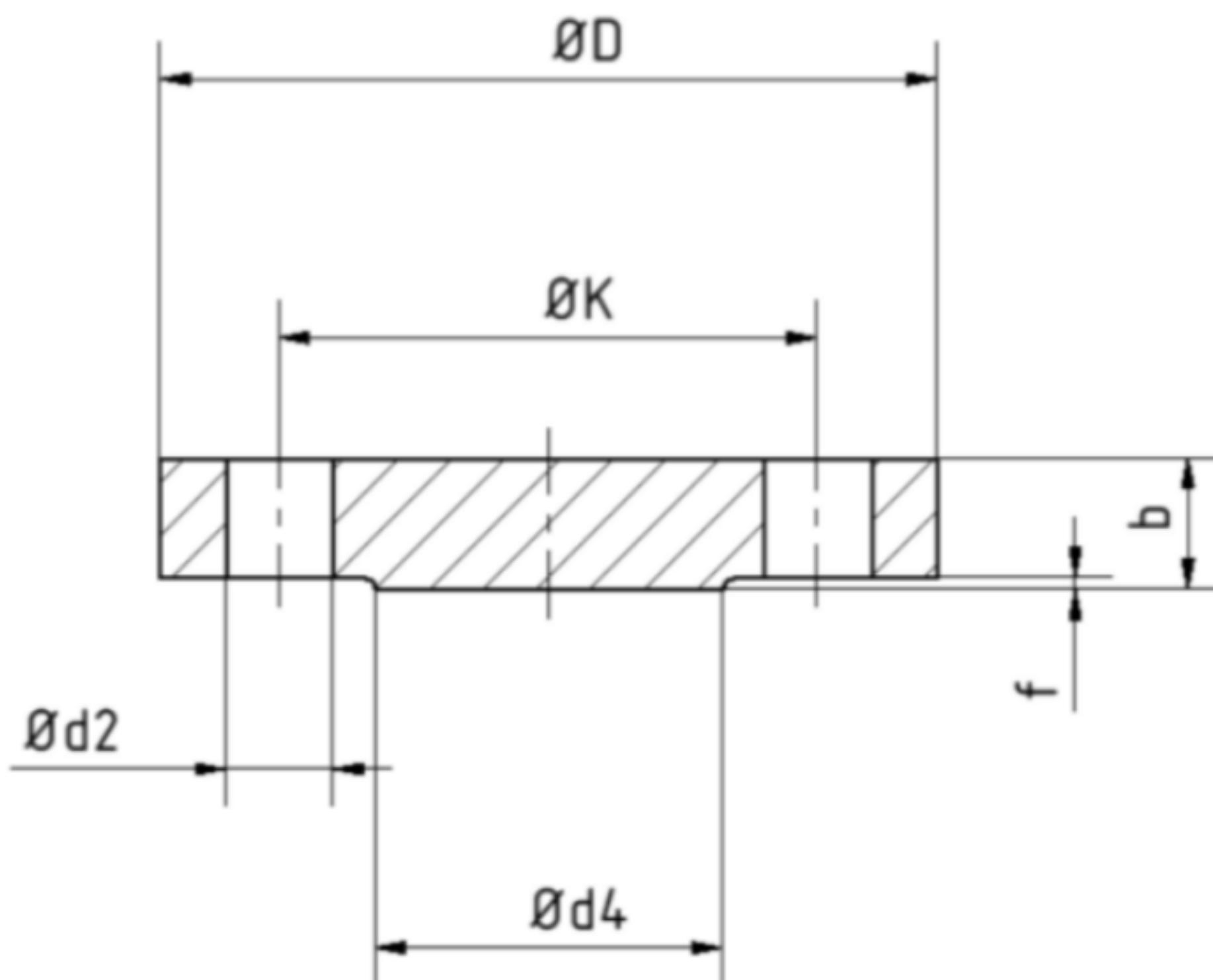
$$m = \varrho b g_1 [h_y]$$

$C = 10 [nm]$  Méretei:

$D = 230$ mm:	Karima külső átmérője.	$K = 180$ mm:	Csavarok közép átmérője.
$f = 3$ mm:	Kiugrás mérete	$b = 32$ mm	csavarok alapja és tőmítési sík távolsága.
$d_4 = 138$ mm:	Tőmítő felület külső átmérője.	$d_3 = 120$ mm:	Kúp alsó átmérője.
$d_2 = 26$ mm:	Csavar lyukkör átmérője.	$d_1 = 38,9$ mm:	Cső csatlakozás külső mérete.
$s = 445$ mm:	Falvastagság	$M = M 24$	Csavarok mérete
$N = 1$ :	Csavarok száma.	$h = 78$ mm:	Karima magassága.

Vakkarima:

Rajz:



4. ábra

Méretei:

$D = 220$ mm:	vakkarima külső átmérője	$180$ mm:	Csavarok közép átmérője.
$f = 3$ mm:	Kiugrás mérete.	$32$ mm:	Vakkarima magassága.
$d_2 = 26$ mm:	Csavar lyukkör mérete.	$138$ mm:	Tőmítő felület külső átmérője.

## b) Számítsa ki a vakkarima minimálisan szükséges vastagságát, majd válasszon szabványos méretű lemezt a vastagságával!

A belső tölgyomásból adódó erőt és a tömítőgyűrű felületére ható összeszorító erőt, a (3. ábra) jelöléseihez, a

$$d_t = \frac{(d_1 - 2 \cdot s) + d_4}{2} = 100 \text{ [mm]}$$

összefüggésből számítható,  $d_t$  átmérőjű kör területén vehetjük egyenletesen megoszlónak. A vakkarima félkör felületére ható erőt a félkörfelület súlypontjában összpontosítva vehetjük fel. A csavarok  $k$  lyukkörén egyenletesen megoszló erő pedig a  $k$  átmérőjének megfelelő félkörív súlypontjában összpontosítható. A felvett törési keresztmetszetre ez a két erő ad nyomatéket. A súlypontok távolsága:

$$y_k = \frac{k}{\pi} \quad \text{valamint} \quad y_d = \frac{2}{3} \cdot \frac{d_t}{\pi}$$

A fél karima felületére ható erőhatásnak a számításba vételénél a felfelé és lefelé ható nyomatékok különbsége a keresztmetszeti tényezőnek és a karima hajlítószilárdságának a szorzatával egyenlő. A hajlított keresztmetszet hosszúságának a  $k$  lyukkör átmérőt vehetjük. Így a karima minimális vastagsága az alábbi összefüggésből határozható meg.

$$b_{min} = \frac{d_t}{2} \cdot \sqrt{\frac{3 \cdot p_u}{\sigma_{hajl}} \cdot \left(1 - \frac{2}{3} \cdot \frac{d_t}{k}\right)} \quad [\text{mm}] = 51.243 \text{ [mm]}$$

*Segélyt. rutt*

ahol  $d_t$  a tömítés középmérője [mm],

$p_u$  az üzemi nyomás [MPa],

$\sigma_{hajl}$  a karima anyagára megengedhető maximális hajlító feszültség [MPa] (1. táblázat),

$k$  a csavarok lyukkör átmérője [mm].

Anyagminőség	$R_{eH}$ [MPa]	$R_m$ [MPa]	$\sigma_{hajl}$ [MPa]
RSt 37.2 (A 38 B ; S235JR)	195 .. 235	340 .. 470	128 .. 172
KO 36	300 .. 370	500 .. 750	183 .. 275
KL 7D (P355N)	335 .. 355	490 .. 650	180 .. 238
St 44.2 (A 44 B ; S275JR)	225 .. 275	430 .. 560	153 .. 205

Anyag választás *anyagok.pdf*

Ezekhez a méretekhez a S235-ös acélt választottam az anyag választékból, aminek a  $\sigma_{hajl}=290 \text{ MPa}$ .<sup>3</sup>

$$\Rightarrow \sigma_{hajl} = 290 \text{ [MPa]}$$

A karimához a EN 1092-1 Type 11 - WNRF PN100-as<sup>1</sup> szabványt használtam, mivel ez a szabvány a nekem szükséges 75 báros üzemi nyomás megtartására is alkalmas.

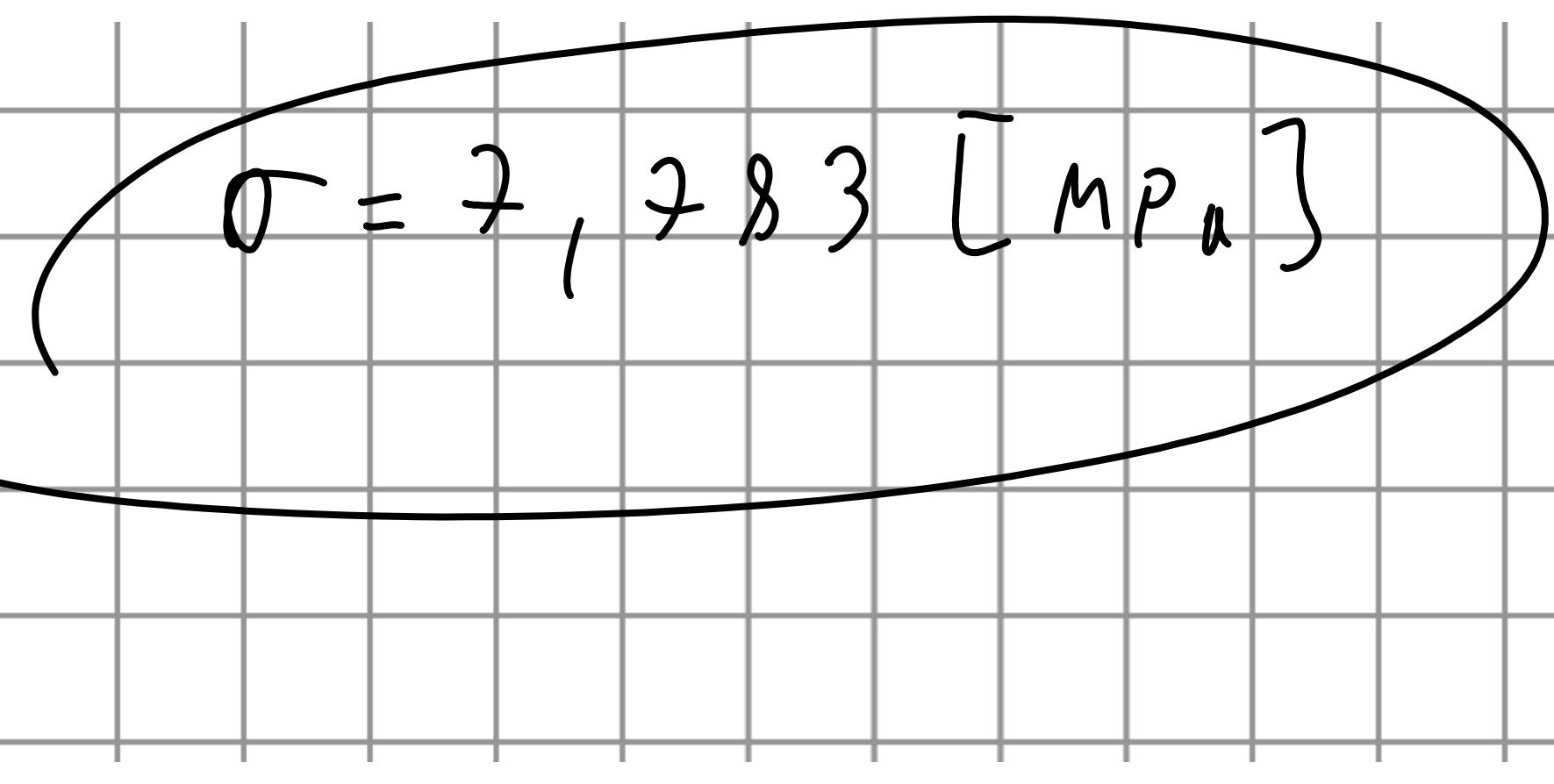
A vakarimához a EN 1092-1/B - 05 vagy más néven DIN 2527/E szabványt használtam a PN100-as nyomás osztályból.<sup>2</sup> Mind a kettő alkatséznak a tömítés felfekvő felülete munkaléces felület, mivel ezt a konstrukciót választva a tömítések felfekvő felületeihez a kisebb felületi érdességet könnyebb kialakítani.

$$\Leftrightarrow b = k$$

$$\sigma = \frac{d_t^2}{4} \cdot \frac{3 \cdot P_u}{b_{min}^2} \cdot \left( 1 - \frac{2}{3} \cdot \frac{d_t}{K} \right)$$

4. egyenletben a tagok, amiket a 2. ábrán is jelöltem:

- $d_t$ : a tőmítés közép átmérője [mm],
- $p_u$ : az üzemi nyomás [MPa],
- $b_{min}$ : a vakkarima minimális vastagsága [mm],
- K: a csavarok lyukkörének az átmérője [mm].



Ez n=  $\frac{\sigma_{hajl}}{\sigma} = \frac{32,26}{\cancel{37,07}}$  [-] biztonsági tényezővel felel meg a terhelésnek.

c) Válasszon megfelelő méretű lapos tömítést és számítsa ki a minimálisan szükséges tömítő erőt!

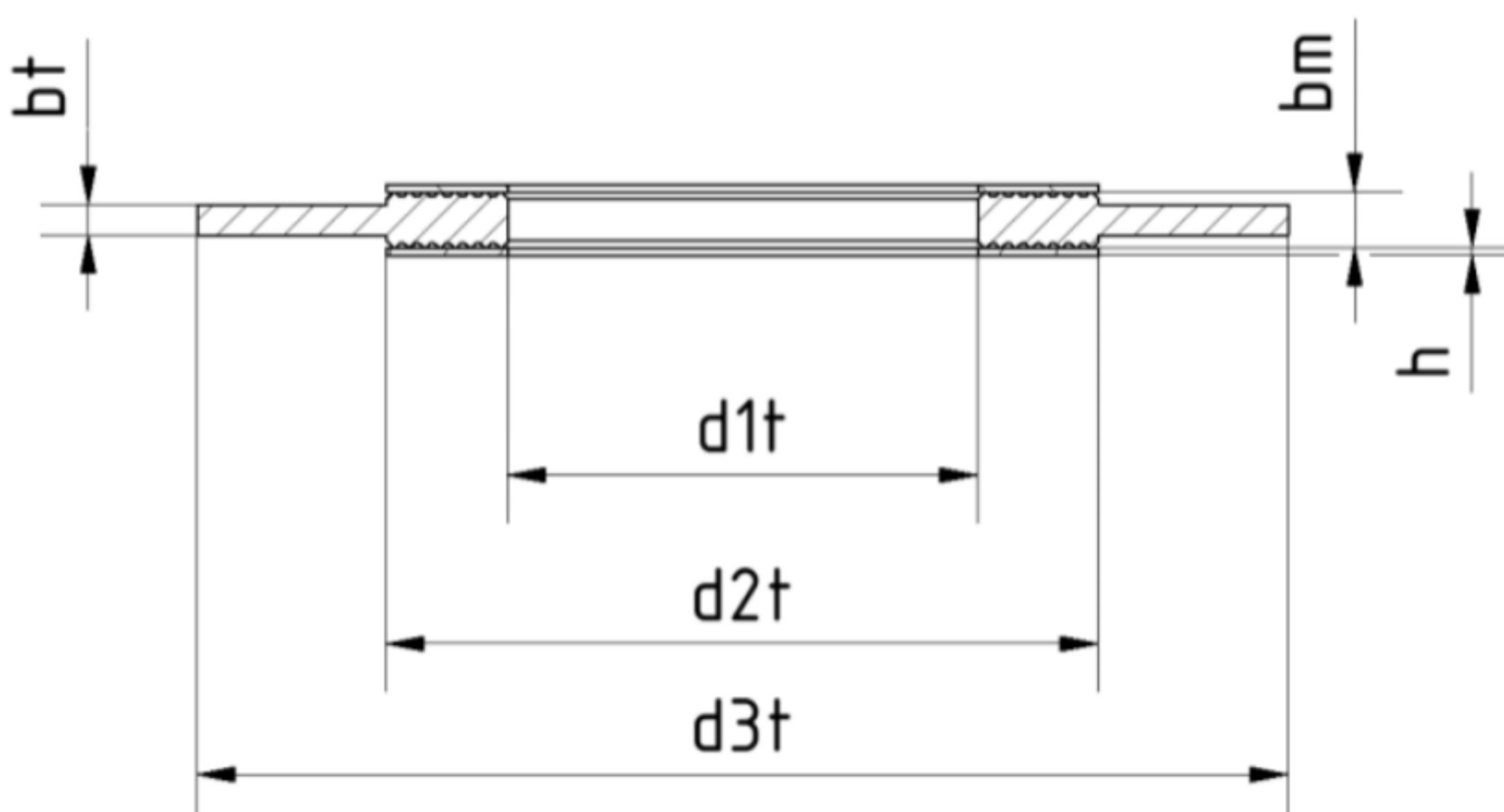
## 4. Tömítés választása és ellenőrzése

A DIN EN 1514-6 szabvány<sup>5</sup> alapján választottam a B29A profilú tömítést a PN100-as soztályból, mivel ez a féle tömítés nagy nyomások tömítése is alkalmas. Ez a tömítés 1.4541 fém ből és PTFE borításból készül, ahol a tömítés fém fésűi az előfeszítő erő hatására plasztikusan deformálják a PTFE boritást, hogy így létre jöjjön a tömítő erő.



**Tervezete:**

**Rajz:**



5. ábra

**5.ábrán a méretek:**

$d_{1t} = 95$ mm:	Tömítés belső átmérője,	$b_t = 3$ mm:	távtartó gyűrű vastagsága,
$d_{2t} = 115$ mm:	Tömítés felfekvő felületének külső átmérője,	$b_m = 5$ mm:	Fém mag magassága
$d_{3t} = 154$ mm:	Távtartó gyűrű külső átmérője.	$h = 0,5 \text{ mm}   h = 0,3 \text{ mm}$ :	szerelés előtt/utáni távolsága a PTFE lemezektől a vasmag tetejének



## Tőmítő erő meghatározása

### Belső nyomásból származó csőerő

Ez az erő ami az üzemi nyomással tart ellen<sup>6</sup>:

$$F_{cso} = \frac{dN^2 \cdot \pi}{4} \cdot P_u \quad \text{---} \quad = 2539,822 \quad [N] \quad (6)$$

6. egyenletben a tagok:

- DN: A cső belső átmérője [mm],
- $P_u$ : Az üzemi nyomás [MPa].

### Belső nyomásból származó gyűrűfelületi csőerő:

A gyűrű alsó felülete alá benyomodó folyadék által kifejtett nyomás<sup>7</sup>:

$$F_p = \frac{(d_t^2 - DN^2) \cdot \pi}{4} \cdot p_u \quad \text{---} \quad = 6452,157 \quad [N] \quad (7)$$

7. egyenletben a tagok:

- DN: A cső belső átmérője [mm],
- $d_t$ : A tőmítés közép átmérője [mm],
- $P_u$ : Az üzemi nyomás [MPa].

$$F_{Tu} = n_t \cdot p_u \cdot \pi \cdot d_t \cdot b_t^* \quad \text{---} \quad = 23451,2 \quad [N] \quad (9)$$

8. és a 9. egyenletekben található paraméterek:

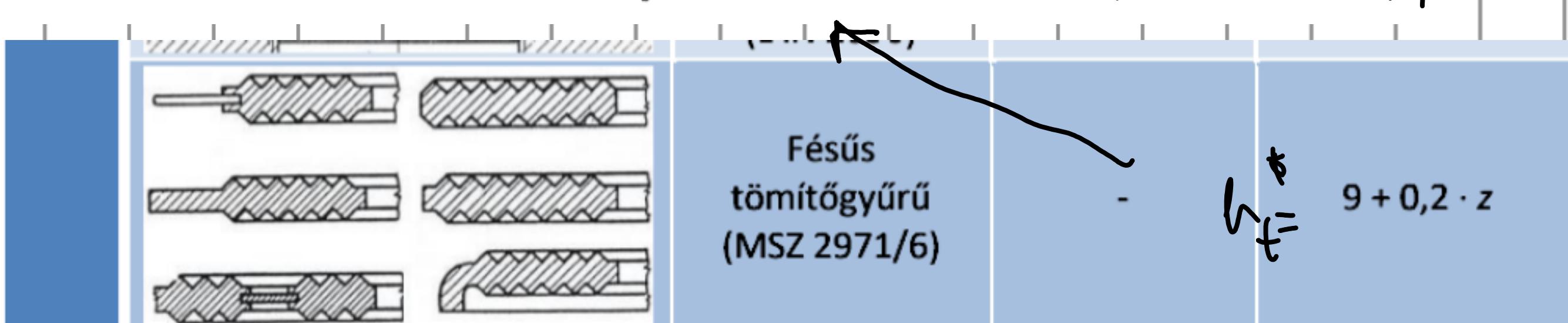
- $d_{1t}$ : Tőmítés belső átmérője [mm],
- $d_{2t}$ : Tőmítés tőmítőfelületének a külső átmérője [mm],
- z: a fogak száma [db],
- $b_t^*$ : tőmítés hatásos szélessége [mm],
- $n_t$ : tőmítés anyagát figyelembe vevő biztonsági tényező, ez esetben fémhez:  $n_t=1,3$  [-],
- $P_u$ : Az üzemi nyomás [MPa],
- $d_t$ : A tőmítés közép átmérője [mm].

Ez az erő ami minimálisan szükséges ahhoz hogy a tőmítés kialakuljon.<sup>8</sup>

Ide fontos paraméter a  $b_t^*$ , aminek meghatározásához kell fésük száma:

$$z = \frac{(d_{2t} - d_{1t})}{2} \quad \text{---} \quad = 10 \quad [mm]$$

Mivel egy fésű 1 mm szélés. Így  $b_t^* = 9 + 0,2 \cdot z = 9 + 0,2 \cdot 10 = 11$  mm



$b_t$ : a tőmítés szélessége; z : a fésűk száma

## Összesítés

Csavarokra ható üzemi erő:

$$F_{\text{csavar üzemi}} = \cancel{1100} (F_{cso} + F_p + F_{Tu}) = \cancel{2326,1994} + \cancel{683,24} + \cancel{12062,60} - \cancel{21022,0898} N \\ = 21342,174 [N] \quad (10)$$

10. egyenletbe a paraméterek:

- $F_{cso}$ : Belső nyomásból származó csőerő [N],
- $F_p$ : Beslő nyomásból származő gyűrűfelületi erő [N],
- $F_{Tu}$ : Minimális tőmítő erő [N].

Csavarokra ható szerelési erőhőz n= ~~1100~~ [-]-es biztonsági tényezőt választottam<sup>9</sup>:

$$F_{\text{csavar szerelesi}} = \cancel{1100} \cdot \overset{7,4}{\underset{\text{bizt}}{F_{\text{csavar üzemi}}}} = \cancel{2326,1994} N \\ = 29879,044 [N]$$

# d) Számítsa ki az üzemi nyomásból a csavarra jutó terhelést!

## 5. Csavarok terhelése

A csavarok terhelésének meghatározásához a legnagyobb fellépő erőt, a  $F_{\text{csavar szerelesi}}$ -t használjuk.<sup>10</sup>

Egy csavarra ható erő.

$$F_v = \frac{F_{\text{csavar szerelesi}}}{n} = \frac{214051}{4} = 53513 \text{ N} \quad (11)$$

11.egyenletbe a tagok:

- $F_{\text{csavar szerelesi}}$ : A csavarok szerelésénél alkalmazott erő [N],
- $n$ : Csavarok száma [db].

e) Egy reális biztonsági tényező felvételével határozza meg a csavar előfeszítését és számítsa ki a szükséges meghúzási nyomatékot!

### Meghuzási nyomaték számolása:

<sup>24</sup>  
Itt a MSZ menethez a ISO 724 szabvány alapján számoltam:<sup>11</sup>

Értékek:

$p = 3$ $d_{3cs} = 18,319$ mm:	a menet emelkedés,	$d_{2cs} = 14,401$ mm:	a csavar közép átmérője,
	Az orsó magátmérője,	$\mu_w = 33,6$ mm	

A menetemelkedés szöge:

$$b = 54 \text{ [mm]} ; l = 100 \text{ [mm]}$$

$$\alpha = \arctan \left( \frac{p}{d_2 \cdot \pi} \right) = \arctan \left( \frac{3}{14,401 \cdot \pi} \right) = 2,4700^\circ \quad (12)$$

~~$\approx 2,47^\circ$~~

P: menet elemelkedés  
 Itt a:  $d_2$ : a menet közép átmérője.  
 $\alpha$ : a menetemelkedés szöge.

### A látszolag súrlodási kúpfélszög:

Ehhez szüigséges súrlodási együtt ható ( $\mu_{min}, \mu_{max}$ ) ismerete, ezt szabványból használom.<sup>12</sup>  
 Először  $\rho'_{min}$ :

$$\rho'_{min} = \arctan(\mu'_{min}) = \arctan \left( \frac{\mu_{min}}{\cos\left(\frac{\beta}{2}\right)} \right) = \arctan \left( \frac{0,1}{\cos(30^\circ)} \right) = 6,587^\circ \quad (13)$$

Aztán  $\rho'_{max}$ :

$$\rho'_{max} = \arctan(\mu'_{max}) = \arctan \left( \frac{\mu_{max}}{\cos\left(\frac{\beta}{2}\right)} \right) = \arctan \left( \frac{0,14}{\cos(30^\circ)} \right) = 9,183^\circ \quad (14)$$

$\rho_{min} = 0,1$ : Minimális surlodási tényező.

Itt a:  $\rho_{max} = 0,14$ : Maximális surlodási tényező.

$\beta = 60^\circ$ : A menetprofil szöge.

<sup>10</sup> Az alábbi egyenletek, illetve a levezetés a közzétett "BMGE-1hf-segedlet v1.pdf" dokumentumból van (9. oldal)

<sup>11</sup> ISO 724: Menetszabvány

<sup>12</sup> MSZ EN24014: Súrlodásra értékre hesznált szabvány.

## A csavar meghuzásához szükséges nyomaték:

Ez a csavar mentén ébredő surlódás és az anya homlok felületén ébredő súrlodási erő leküzdéséhez szükséges nyomatékok összege:

$$M_{\text{meghuzasi}} = M_{\text{csavar}} + M_{\text{anya}}$$

Itt a csavar menetén ébredő surlódás leküdéséhez szükséges nyomaték a következő egyenlettel számítható:

$$M_{\text{csavar}} = F_v \cdot \frac{d_{2\text{cs}}}{2} \cdot \tan(\alpha + \rho') \quad (15)$$

### 15.egyenletben a paraméterek:

- $F_v$ : egy csavarra ható üzemi erő [N],
- $d_{2\text{cs}}$ : a menet közép átmérője [mm],
- $\alpha$ : a menetemelkedés szöge [fok],
- $\rho'$ : a látszólagos súrlodási félkúpszög [fok].

Itt a megfelelő paraméterekkel behelyettesítve:

Minimális surlodás esetén a menet surlodása:

$$M_{\text{csavar min}} = F_v \cdot \frac{d_{2\text{cs}}}{2} \cdot \tan(\alpha + \rho'_{\min}) = 6480,63 \cdot \frac{14,701}{2} \cdot \tan(2,4796^\circ + 6,5868^\circ) = 2608,41 \text{ Nmm}$$
$$= 6571,065 \quad [N_{\text{mm}}] \quad (16)$$

Maximális surlodás esetén a menet surlodása:

$$M_{\text{csavar max}} = F_v \cdot \frac{d_{2\text{cs}}}{2} \cdot \tan(\alpha + \rho'_{\max}) = 6480,63 \cdot \frac{14,701}{2} \cdot \tan(2,4796^\circ + 9,1820^\circ) = 9841,51 \text{ Nmm}$$
$$= 8499,683 \quad [N_{\text{mm}}] \quad (17)$$

Csavaranya felüle alatt keletkező súrlodási erő:

$$M_{\text{anya}} = F_v \cdot \frac{d_a}{2} \cdot \mu \quad (18)$$

### 18.egyenletben a paraméterek:

- $F_v$ : egy csavarra ható üzemi erő [N],
- $d_a = \frac{d_w + d_{1\text{cs}}}{2} = \frac{27,16}{2} = 13,5 \text{ mm}$ : az anya felfekvő felületének közepes átmérője,
- $\mu$ : súrlodási együttható [-].

Ide megfelelő paraméterekkel behelyettesítve:

Minimális surlodás esetén az anya homlok felület surlodása:  $= 5378,228 \quad [N_{\text{mm}}]$

$$M_{\text{anya min}} = F_v \cdot \frac{d_a}{2} \cdot \mu_{\min} = 6480,63 \cdot \frac{13,5}{2} \cdot 0,1 = 643,28 \text{ Nmm} \quad (19)$$

Maximális surlodás esetén az anya homlok felület surlodása:  $\approx 7529,52 \quad [N_{\text{mm}}]$

$$M_{\text{anya max}} = F_v \cdot \frac{d_a}{2} \cdot \mu_{\max} = 6480,63 \cdot \frac{13,5}{2} \cdot 0,1 = 8710,72 \text{ Nmm} \quad (20)$$

Meghuzási nyomatékok:

$$= 71949,293 \text{ [Nmm]}$$

Minimális:  $M_{\text{meghuzasi min}} = M_{\text{csavar min}} + M_{\text{anya min}}$   ~~$= 1603,41 + 6243,28 = 13851,70 \text{ Nmm}$~~  (21)

Maximális:  $M_{\text{meghuzasi max}} = M_{\text{csavar max}} + M_{\text{anya max}}$   ~~$= 9841,5 + 8740,73 = 18582,23 \text{ Nmm}$~~  (22)

$$= 16029,202 \text{ [Nmm]}$$

f) Határozza meg a csavarban ébredő egyenértékű feszültséget és válassza ki a csavar megfelelő anyagát!



## 6. Csavarokba ébredő feszültségek és csavar osztály választása

A csavarok igénybevétele a húzás meg csavarás. A csavarásnál a legnagyobb igénybevételre, a maximális meghúzási nyomatékokra méretezék<sup>13</sup>:

### Huzó igénybevétel:

Kelletkező feszültség:

$$\sigma = \frac{F_v}{A_e} \quad (23)$$

Itt a:  $F_v$ : Egy csavar előfeszítési ereje [N],

Itt a:  $A_e$ : A csavar erőt vivő keresztmetszetének a területe [ $\text{mm}^2$ ].

Ide szükséges az  $A_e$  meghatározása, ami a csavarok keresztmetszeti felülete:

$$A_e = \frac{\left(\frac{d_{2cs} + d_{3cs}}{2}\right)^2 \cdot \pi}{4} = \frac{(15,146 + 14,701)^2}{4} \cdot \pi = 352,49 \text{ mm}^2 \quad [ \text{mm}^2 ] \quad (24)$$

Itt a:  $d_{2cs}$ : a menet középmérője mm,

Itt a:  $d_{3cs}$ : a menet belső átmérője mm.

Így a Kelletkező húzó feszültség:

$$\sigma = \frac{F_v}{A_e} = \frac{15946,5}{156,666} = 10,16 \text{ MPa} \quad [ \text{MPa} ] \quad (25)$$

### Cavaró igénybevétel:

A kelletkező feszültség:

$$\tau = \frac{M_{\text{csavar}}}{K_p} \quad (26)$$

Itt a:  $M_{\text{csavar}}$ : A csavar menetén surlodásból számoszó csavaró nyomaték [Nm],

Itt a:  $K_p$ : A csavar keresztmetszetének poláris másodrendű nyomatéka [ $\text{mm}^3$ ].

Ide szükséges a keresztmetszet poláris másodrendű nyomatéka:

$$K_p = \frac{\left(\frac{d_2 + d_3}{2}\right)^3 \cdot \pi}{16} = \frac{(15,146 + 14,701)^3}{16} \cdot \pi = 1866,88 \text{ mm}^3 \quad [ \text{mm}^3 ] \quad (27)$$

<sup>13</sup>Az alábbi egyenletek, illetve a levezetés a közzétett "BMGE-1hf-segedlet v1.pdf" dokumentumból van (10. oldal)

$$M_{\text{gyűrű}} = (M_{\text{menet}})_{\text{max}}$$

Itt a:  $d_{2cs}$ : a menet középmérője mm,  
 $d_{3cs}$ : a menet belső átmérője mm.

Így a kelletkező csavaró feszültség:

$$= 4,033 \text{ [MPa]}$$

$$\tau = \frac{M_{\text{csavar}}}{K_p} = \frac{8740,73}{8,3 \cdot 10^7} = 15,8 \text{ MPa} \quad (28)$$

### Redukált feszültség:

Hogy a csavarokat tudjuk méretezni tudnunk kell a redukált feszültséget, mivel ez alapján választhatjuk meg a szilárdsági osztályát a csavaroknak, így ide a Mohr féle egyenértékű feszültség képletét használom<sup>14</sup>:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{41,4 \cdot 10^2 + 3 \cdot 15,8^2} = 49,63 \text{ MPa} \quad (29)$$

Itt a:  $\sigma$ : a huzásból eredő huzó feszültség MPa,  
 $\tau$ : a csavarásból származó nyíró feszültség MPa.

Innen meghatározva a csavarok szilárdsági osztályát, ami 3.6- kell legyen<sup>15</sup>. Mivel ezzel az osztállyal a csavarnak 300 MPa-os szakító szilárdsága és 180 MPa-os folyáshatárába bőven belefér ez az igénybevétel. Így csavarok igénybevétele  $n = \frac{R_{eh}}{\sigma_{\text{red}}} = \frac{180}{49,63} = 3,63$ -os biztonsági tényezővel megfelel a maximális igénybevételnek.

$$= 14,1783 [-]$$

g) Készítse el a kötés összeállítási rajzát! Jelölje rajta a főbb méreteket!

