



TECHNICKÁ UNIVERZITA V KOŠICIACH
Strojnícka fakulta

KATEDRA KONŠTRUKČNÉHO A DOPRAVNÉHO
INŽINIERSTVA

Praktiká pre konštruovanie strojov a strojových súčiastok

PodĎakovanie

PodĎakovanie patrí grantovej agentúre KEGA, ktorá prostredníctvom projektu: Vytvorenie interaktívneho nástroja pre zvýšenie zručností a kompetencií študentov v rámci výučby predmetov zameraných na tvorbu konštrukčnej dokumentácie, 037TUKE-4/2024, podporila vydanie týchto učebných textov.

PodĎakovanie patrí aj grantovej agentúre VEGA, ktorá prostredníctvom projektu: Výskum, vývoj a testovanie ladičov torzných vibrácií, 1/0573/25, podporila vydanie týchto učebných textov.

Recenzenti:

prof. Ing. Peter Demeč, CSc.
doc. Ing. Milan Vaško, PhD.

Praktiká pre konštruovanie strojov a strojových súčiastok

© **prof. Ing. Robert GREGA, PhD.**
Ing. Daniela KEPEŇ HARACHOVÁ, PhD.
Ing. Lucia ŽUĽOVÁ, PhD.
Ing. Matej URBANSKÝ, PhD.

2025

ISBN 978-80-553-4935-0

OBSAH

1. Všeobecné jednoduché konštrukčné problémy	5
2. Skrutky a skrutkové spoje	15
3. Spojenie hriadeľa s nábojom.....	70
4. Čapy a hriadele	126
5. Valivé ložiská.....	160
6. Nerozoberateľné spoje	170
7. Všeobecné komplexné konštrukčné problémy	213
Prílohy	227

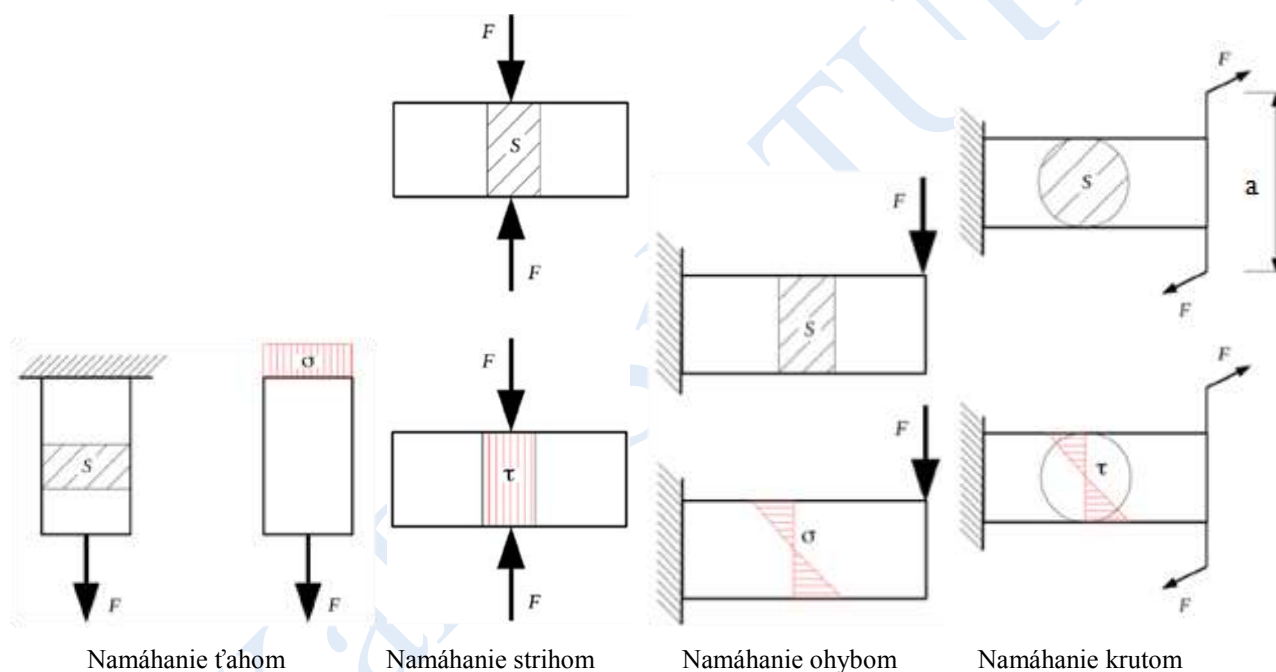
Zoznam symbolov a skratiek

k	bezpečnosť	-
σ	normálové napätie	Pa, MPa
τ	šmykové napätie	Pa, MPa
p	napätie v tlaku	Pa, MPa
σ_{red}	redukované napätie	Pa, MPa
σ_c	medza únavy	Pa, MPa
σ_c^*	redukovaná medza únavy	Pa, MPa
R_m	medza pevnosti	Pa, MPa
R_e	medza klzu	Pa, MPa
σ_D	dovolené napätie	Pa, MPa
m	hmotnosť	kg
M_k	krútiaci moment	N.m
M_o	ohybový moment	N.m
M_T	trecí moment	N.m
E	modul pružnosti v ťahu	Pa, MPa
G	modul pružnosti v šmyku	Pa, MPa
d, D	priemer	m, mm
l, L	dĺžkový rozmer	m, mm
F	sila	N
F_Q	sila predpätia	N
ε	pomerné predĺženie	-
μ	Poissonova konštanta (číslo)	-
S	plocha, prierez	m ² , mm ²
W	prierezový modul	m ³ , mm ³
f	súčiniteľ trenia	-
N	počet cyklov	-
P, P_h	rozstup závitů	m, mm
$\gamma, \beta, \alpha, \varphi$	uhol	°
a, b, c, h	rozmer	m, mm
T, t	tolerancia	mm, μ m
i	počet	-
n	otáčky	s ⁻¹ , min ⁻¹

1. Všeobecné jednoduché konštrukčné problémy

Jednoduché konštrukčné úlohy sú charakteristické statickým zaťažením. Statické zaťaženie je stacionárna sila alebo silová dvojica pôsobiaca na strojovú súčiastku. Statické zaťaženie môže spôsobiť ťah alebo otláčenie, šmykové namáhanie, ohybové namáhanie, torzné namáhanie alebo ich kombinácie. Aby sa zaťaženie mohlo považovať za statické, nemôže sa v čase meniť. Vonkajšie zaťaženie sa v súčiastke prejaví charakteristickým namáhaním, ktorého pôsobenie je možné vyjadriť pomocou napätia. Typickými prípadmi namáhania je namáhanie ťahom, tlakom, krutom, šmykom a ohybom (obr.1.1). Pre jednotlivé namáhania je možno určiť napätia rovnicou (1.1).

Pri namáhaní ťahom, resp. tlakom v každom myslenom pričnom reze prúta pôsobí len normálová sila F pôsobiaca v osi, ktorá je spojnicou ťažísk prierezov prúta, hovoríme o namáhaní v (čistom) ťahu, resp. tlaku. Napätie σ vznikajúce v ťahanom alebo tlačennom prúte je normálové a v ľubovoľnom mieste prúta pri konštantnom priereze S bude konštantné.



Obr.1.1 Základné druhy namáhania

$$\sigma = \frac{F}{S} \quad \tau = \frac{F}{S} \quad \sigma_{max} = \frac{M o_{max}}{W o} \quad \tau_k = \frac{M k}{W k} \quad (1.1)$$

Čistý (šmyk) strih sa zvyčajne považuje za rovnomerný v celom priereze S a je daný tým, že F je šmyková sila a S je plocha prierezu, ktorý sa strihá. Nosník zaťažený osamelou silou je namáhaný na ohyb. Zaťažujúca sila vyvolá v nosníku ohybový moment M_o , ktorý nie je konštantný po dĺžke nosníka. V mieste maximálneho ohybového momentu vznikne maximálne napätie v ohybe, za predpokladu konštantného prierezu nosníka. V priereze nosníka je maximálne ohybové napätie v krajných vláknoch prierezu. Ak na prút pôsobí silová dvojica, ktorá je kolmá na os prúta, bude prút skrúcaný a napätie, ktoré vznikne v prúte, bude šmykové napätie τ . Silová dvojica pôsobiaca na ramene a vyvolala moment krútiaci M_k . Napätie

vzniknuté v skrúcanom priereze prúta nie je konštantné. Maximálne hodnoty dosahuje v krajných vláknach prierezu.

V technickej praxi je väčšina strojových súčiastok zaťažená tak, že v súčiastke vzniká kombinácia rôznych namáhání. Napätia, ktoré vznikajú dôsledkom kombinácie namáhania, môžu byť normálové alebo šmykové. Strojové súčiastky sú teda prevažne namáhané viacosou napätosťou. Pre využitie metódy dovolených napätí je potrebné pri viacosej napätosti stanoviť ekvivalentné (redukované) napätie, ktoré bude možné porovnávať s hodnotou dovoleného napätia.

Nasledujúce vzťahy sú uvedené ako zhrnutie konštrukčnej praxe na určenie redukovaného napätia pre rovinnú napätosť.

1. Hypotéza maximálnych normálových napätí $\sigma_{\max}$ (Lamé, Rankin) je vhodná pre krehké materiály

$$\sigma_{red} = \frac{1}{2} \cdot \left[\sigma_x + \sqrt{\sigma_x^2 + 4 \cdot \tau_z^2} \right] \quad (1.2)$$

Dovolené šmykové napätie pri aplikácii tejto hypotézy je definované: $\tau_D = \sigma_{Dt}$

2. Hypotéza maximálneho pretvorenia $\varepsilon_{\max}$ (Saint-Venant) – vhodná pre krehké materiály

$$\sigma_{red} = \frac{1}{2} \cdot \left[(1 - \mu) \cdot \sigma_x + (1 + \mu) \cdot \sqrt{\sigma_x^2 + 4 \cdot \tau_z^2} \right] \quad (1.3)$$

Dovolené šmykové napätie pri aplikácii tejto hypotézy je definované: $\tau_D = \sigma_{Dt} / (1 + \mu)$

3. Hypotéza maximálneho šmykového napätia $\tau_{\max}$ (Guest, Mohr) – vhodná pre húževnaté materiály

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_x^2 + 4 \cdot \tau_z^2} \quad (1.4)$$

Dovolené šmykové napätie je definované ako: $\tau_D = \sigma_{Dt} / 2$

4. Hypotéza medznej čiary (Mohr) – vhodná pre krehké materiály

$$\sigma_{red} = \frac{1}{2} \cdot \left[\left(1 - \frac{\sigma_{Dt}}{\sigma_{Dd}} \right) \cdot \sigma_x + \left(1 + \frac{\sigma_{Dt}}{\sigma_{Dd}} \right) \cdot \sqrt{\sigma_x^2 + 4 \cdot \tau_z^2} \right] \quad (1.5)$$

Dovolené šmykové napätie je definované ako: $\tau_D = \sigma_{Dt} \cdot \sigma_{Dd} / (\sigma_{Dt} + \sigma_{Dd})$

5. Hypotéza celkovej deformačnej energie $\lambda_{\max}$ (Beltrami) – vhodná pre húževnaté aj krehké materiály

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_x^2 + \frac{E}{G} \cdot \tau_z^2} \quad (1.6)$$

Dovolené šmykové napätie je definované ako: $\tau_D = \frac{\sigma_{Dt}}{\sqrt{2 \cdot (1 + \mu)}}$

6. Hypotéza celkovej deformačnej energie zmeny tvaru λ_F (HMH – Huber, Mises, Hencky) – vhodná pre húževnaté materiály

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 \cdot \tau_z^2} \quad (1.7)$$

Dovolené šmykové napätie je definované ako: $\tau_D = \frac{\sigma_{Dt}}{\sqrt{3}}$

Na posúdenie a porovnanie vhodnosti konštrukčného návrhu je možné uplatniť viacero kritériálnych metód. Pre staticky zaťažené súčiastky patrí metóda dovolených napätí k najpoužívanejším kritériálnym metódam. Táto metóda dovolených napätí vychádza zo skutočnosti, aby napätia vo všetkých prierezoch vyvolané vonkajším zaťažením neprevyšovali hodnotu dovoleného napätia. Hodnota dovoleného napätia, ktorá sa použije ako porovnávacia hodnota pre určenie funkčnosti, je menšia ako nebezpečné napätie pre materiál. Dovolené napätie definujeme:

$$\sigma_D = \frac{\sigma_N}{k} \quad (1.8)$$

kde:

σ_D - je dovolené napätie [MPa],

σ_N - nebezpečné napätie [MPa],

k - miera bezpečnosti (bezpečnosť), odporúčané hodnoty pre húževnaté materiály $k = 1,4 \div 1,6$ pre krehké materiály $k = 2,5 \div 3$.

Pre súčiastky vyrobené z húževnatých materiálov sa za nebezpečné napätie považuje medza klzu R_e , resp. pevnosť R_m a pre krehké materiály pevnosť R_m . Hodnota miery bezpečnosti k udáva, koľkokrát je dovolené napätie menšie ako nebezpečné napätie. Závisí od stavu materiálu (krehký, húževnatý), charakteru zaťaženia (statické, dynamické, cyklické), od ďalších faktorov (homogenita materiálu, tolerancie vonkajšieho zaťaženia, presnosť výpočtových schém) a tiež od toho, ktoré napätie považujeme za nebezpečné (R_e alebo R_m).

Pre materiály v húževnatom stave pri statickom zaťažení upravíme vzorec (1.8) nasledovne:

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k} \quad (1.9)$$

Pre materiály v krehkom stave pri statickom zaťažení upravíme vzorec (1.8) nasledovne:

$$\sigma_D = \frac{R_m}{k} \quad (1.10)$$

Vzorový príklad 1 – 1

Pre bezpečné ťahanie vozidiel sa používa ťažná tyč ako je na obrázku. Ťažná tyč je určená pre ťahanie vozidiel do hmotnosti 20t (ton). Ťažná tyč má dĺžku $L = 2,5$ m. Tyč je vyhotovená z dutého profilu

typu $\phi 60,3 \times 6,3$, materiál S355J2H. Skontrolujte napätie v tyči pri maximálnom zaťažení a posúďte, či pri bezpečnosti $k = 1,2$ nedôjde ku jej poškodeniu.



Riešenie:

Tyč na ťahanie vozidiel bude namáhaná ťahovou silou F . Maximálna ťahová sila je F , stanovená z maximálnej hmotnosti vozidla. Prierez tyče, ktorý je namáhaný má tvar medzikružia o ploche S .

Ťahová sila:

$$F = m \cdot g = 20000 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} = 196200 \text{ N} \quad (1.1. A)$$

Namáhaná plocha:

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot (D - t)^2}{4} = \frac{\pi \cdot 60,3^2}{4} - \frac{\pi \cdot (60,3 - 2,6,3)^2}{4} = 1069 \text{ mm}^2 \quad (1.1. B)$$

Ťahové napätie v tyči:

$$\sigma = \frac{F}{S} = \frac{196200 \text{ N}}{1069 \text{ mm}^2} = 183,5 \text{ MPa} \quad (1.1. C)$$

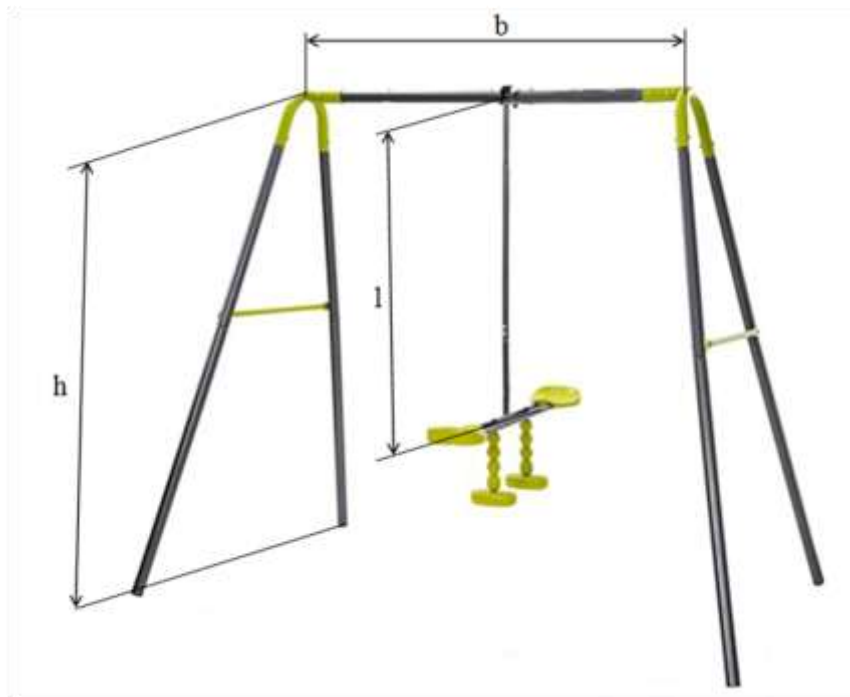
Dovolené napätie v tyči:

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k} = \frac{355 \text{ MPa}}{1,2} = 295,8 \text{ MPa} \quad (1.1. D)$$

Skutočné napätie v ťažnej tyči pri zaťažení maximálnou silou je menšie ako dovolené napätie $\sigma < \sigma_D$, a preto pri zaťažení tyče nedôjde ku jej poškodeniu.

Príklad 1 - 2

Na detskom ihrisku sa nachádza vertikálna hojdačka pre deti. Konštrukcia hojdačky je tvorená portálovou hlavnou konštrukciou v tvare písmena „A“, na ktorej je upevnená zvislá tyč. Na zvislej tyči sú proti sebe umiestnené dve sedačky pre deti. Rozmery hojdačky sú definované na obr. Portálová konštrukcia je tvorená z dutého kruhového profilu priemeru $d = 50 \text{ mm}$ s hrúbkou steny $s = 3 \text{ mm}$ z materiálu S235JRG1, zvislá tyč je vyhotovená z dutého profilu priemeru $d = 42 \text{ mm}$ s hrúbkou steny $s = 1 \text{ mm}$, materiál S235JRG1. Hojdačka musí byť navrhnutá tak, aby aj v prípade preťaženia hojdačky neoprávnenými používateľmi nedošlo k jej trvalému poškodeniu.



Definované:

Výška $h = 2,5\text{m}$

Šírka $b = 1,5\text{m}$

Umiestnenie sedačiek na zvislej tyči $l = 2,1\text{m}$

Kritická nosnosť $m = 250\text{kg}$

Bezpečnosť $k = 1,4$

Požadované:

- Skontrolujte napätia v hornej tyči portálu.
- Skontrolujte napätia vo zvislej tyči.
- Vypočítajte priehyb v hornej tyči portálu.
- Vypočítajte predĺženie zvislej tyče.
- Posúďte či navrhnuté konštrukčné riešenie detskej hojdačky je vhodné a odolné voči trvalému poškodeniu.

Príklad 1 – 3

Pre deti v škôlke bola navrhnutá horizontálna hojdačka (obr.). Hojdačka je vytvorená z dutej kruhovej tyče priemeru $d = 89\text{mm}$, s hrúbkou steny $s = 3\text{mm}$, z materiálu S235JRG1, s dĺžkou $L = 4\text{m}$. Na konci tyče sú umiestnené sedadlá pre deti. Maximálna hmotnosť, ktorú je dovolené umiestniť na sedadlo, je $m = 70\text{kg}$. Tyč hojdačky je v strede uchytená v stojane. Je nevyhnutné skontrolovať či pri 2-násobnom preťažení hojdačky nedôjde k trvalému poškodeniu tyče hojdačky.



Definované:

Nosnosť sedadla $m = 70\text{kg}$

Dĺžka hojdačky $L = 4\text{m}$

Dovolené napätie $\sigma_D = 180\text{MPa}$

$E = 2,1 \cdot 10^5\text{MPa}$

Požadované:

- Skontrolujte napätie v tyči pri 2 - násobnom preťažení sedadla hojdačky.
- Stanovte prihyb tyče a porovnajte ho s prihybom pri 2 – násobnom preťažení.

Príklad 1 – 4

Pre upevňovanie vybraných gumových a plastových súčiastok k oceľovým hriadeľom a rúram kruhového prierezu sa používajú rôzne typy viazacích sťahovacích pásikov ako na obr. Viazacie sťahovacie pásiky sú vyrobené z nerezovej ocele AISI 430 EN 1.4016 s hodnotou pevnosti v ťahu $R_m = 440 - 590\text{MPa}$, zmluvná medza klzu ocele $R_{p0,2} = 255\text{MPa}$. Viazací pásik má šírku 9mm a hrúbku 0,6mm. Určte maximálnu viazaciú (napínaciú) silu F_{max} , ktorou je možné viazací pásik napínať bez trvalého poškodenia.

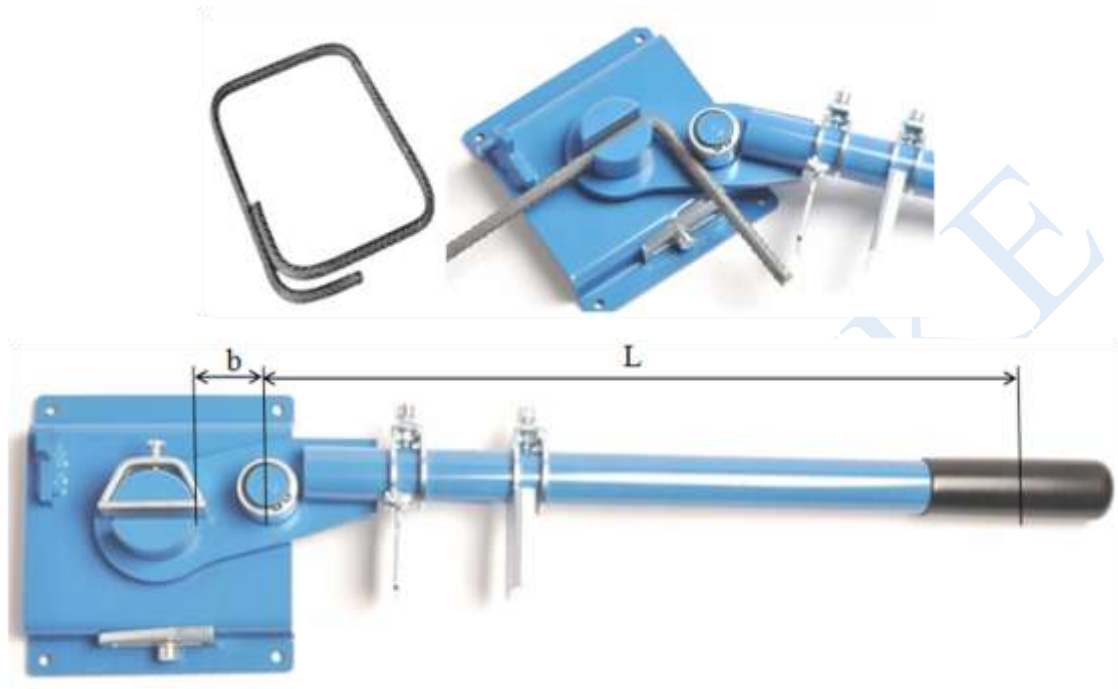


Príklad 1 – 5

Na stavenisku budú robotníci vyhotovovať strmienka s rozmermi 200x300mm, podľa tvaru na obr. Na tvarovanie sa použije ručná ohýbačka (obr.). Páka ručnej ohýbačky má dĺžku $L = 600\text{mm}$. Ohýbacia hrana je vo vzdialenosti $b = 80\text{mm}$. Na výrobu strmienok sa použije betonárska oceľ (roxor) B505B (BS4449) s vlastnosťami $R_e = 500\text{MPa}$, $R_m = 1,05R_e$, $R_{ms} = 0,6R_m$. Priemer betonárskej ocele je 10mm a je

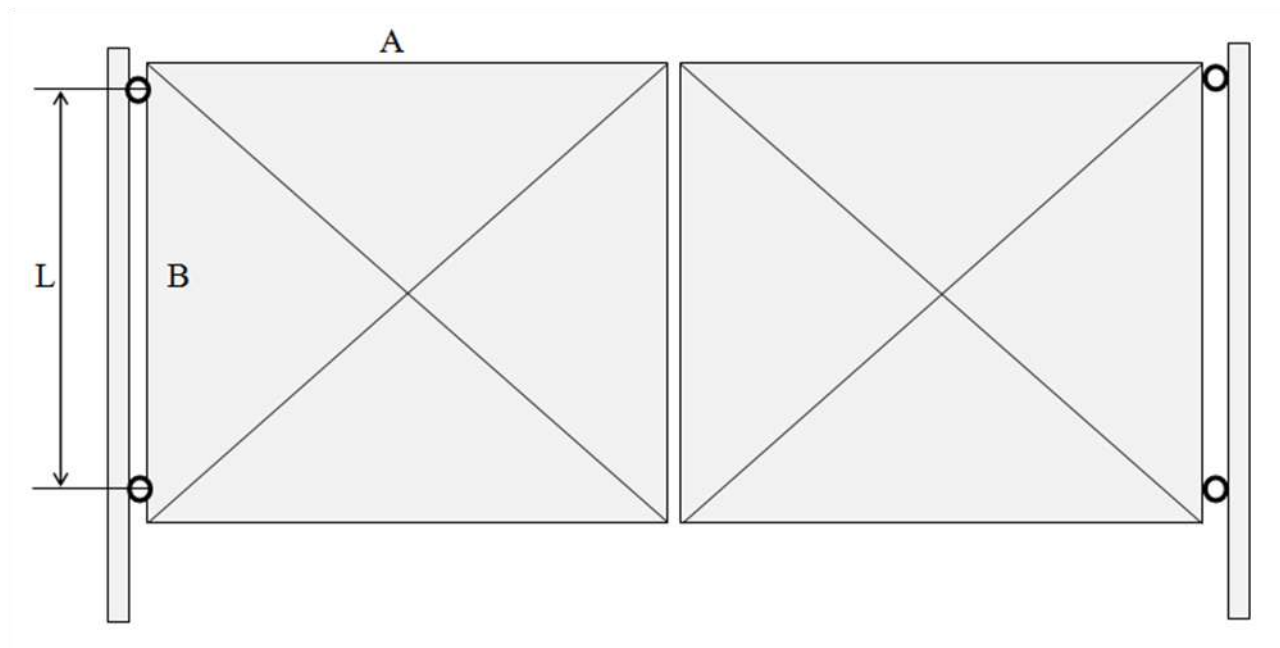
dodaná v 6-metrových dĺžkach. Pre delenie roxorov sa použijú pákové nožnice. Požaduje sa určiť nasledovné:

- Veľkosť strižnej sily na strižných hranách nožníc.
- Veľkosť sily na páke ručnej ohýbačky.



Príklad 1 – 6

Vstup do dvora rodinného domu je opatrený bránou na obr., s rozmermi $A = 1,75\text{m}$ x $B = 1,5\text{m}$, ktorá je osadená na oceľových stĺpikoch vyrobených z uzavretého dutého profilu štvorcového prierezu $50 \times 50\text{mm}$, s hrúbkou steny 3mm , z materiálu S235JRH. Stĺpiky brány sú fixované v betónových pätkách tak, že medzi spodnou hranou brány a pôdnym reliéfom je medzera 30mm . Vrchný záves brány je umiestnený vo vzdialenosti 150mm od vrchnej hrany brány a rozstup voči spodnému závesu je $L = 1200\text{mm}$. Dve deti o hmotnosti 35kg a 25kg žijúce v rodinnom dome zistili, že na krídle brány je možné sa voziť.

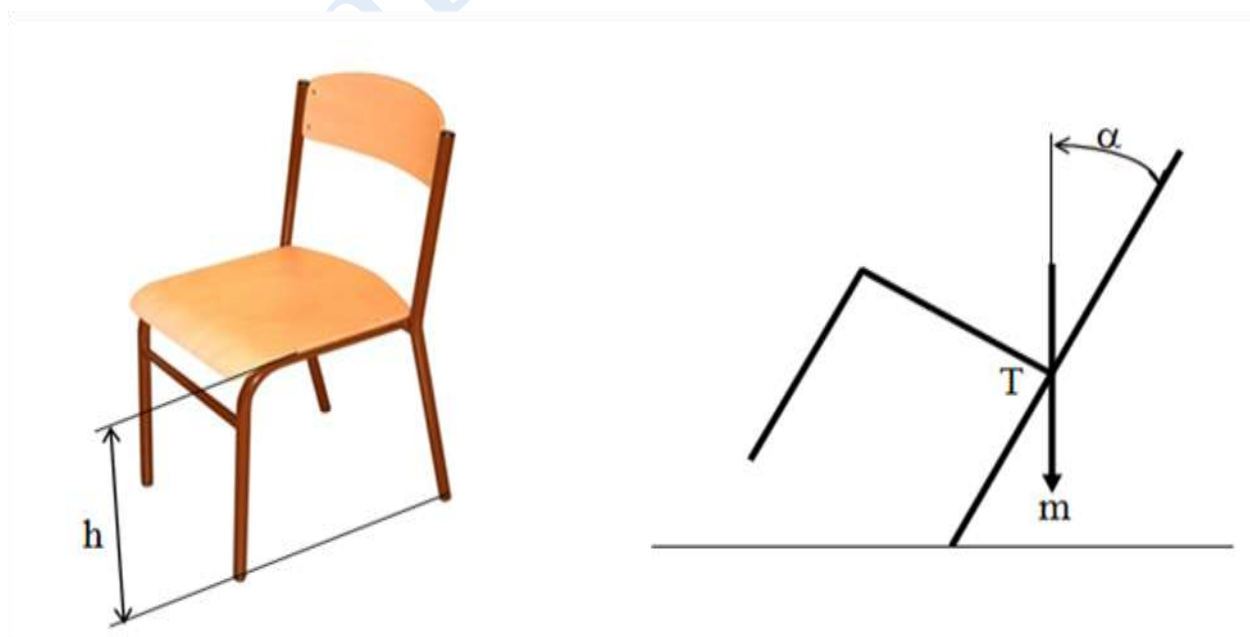


Požaduje sa skontrolovať nasledovné:

- Skontrolujte, či pri vození sa detí na bráne nedôjde k jej trvalému poškodeniu.
- Skontrolujte hodnotu priehybu stĺpika brány.
- Navrhните opatrenie pre elimináciu negatívnych dopadov vozenia sa detí na bráne.

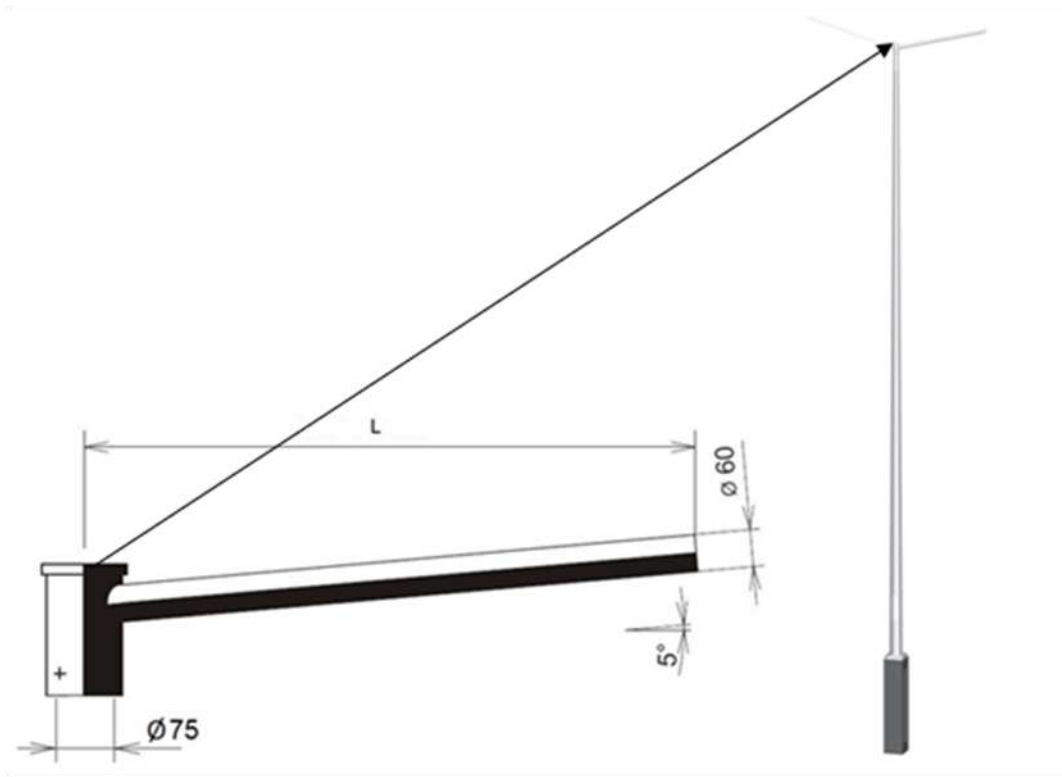
Príklad 1 – 7

Školská stolička s výškou $h = 50\text{cm}$ podľa obr. je vyrobená z ocelevej rúrkovej konštrukcie $\phi 30 \times 2$ z materiálu S235. Na školskej stoličke sedí študent o hmotnosti 80kg a hojdá sa na nej. Pri jeho hojdaní predpokladáme, že celá jeho hmotnosť bude pôsobiť v mieste spojenia zadných nôh stoličky so sedadlom a s operadlom stoličky (označené na schéme bodom T). Medzným naklonením stoličky je uhol $\alpha = 35^\circ$, kedy ešte nedôjde k jej šmyknutiu. Požaduje sa vykonať kontrolu poškodenia nôh stoličky.



Príklad 1 – 8

Oceľový výložník, ktorý bude osadený na stĺp (obr.) je vyhotovený z materiálu S235 z rúry kruhového prierezu s veľkosťou $\phi 60\text{mm}$ a hrúbkou steny 2mm. Dĺžka výložníka je $L = 2000\text{mm}$. Na koniec výložníka je potrebné umiestniť zariadenie s hmotnosťou 250kg.

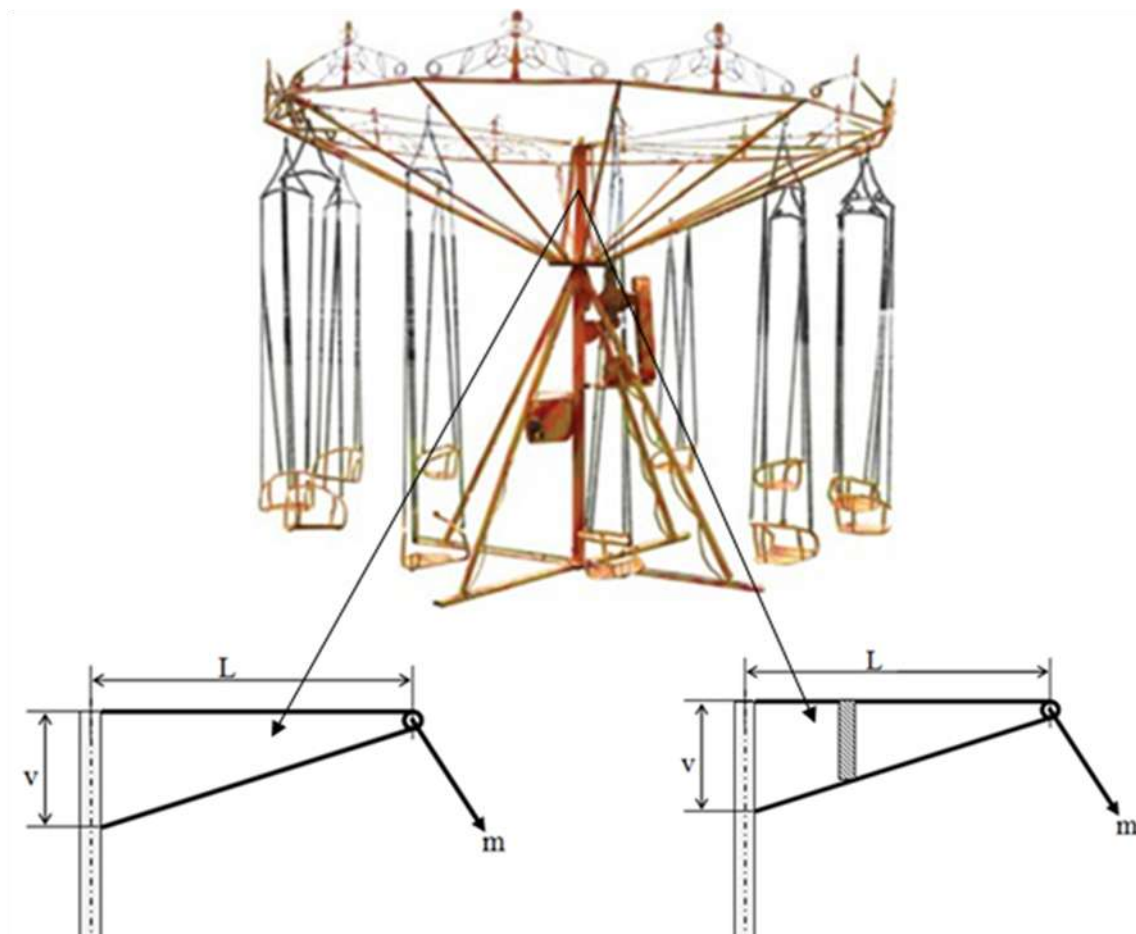


Požaduje sa zistiť nasledovné:

- Skontrolujte napätie vo výložníku a posúďte, či vyhovuje ak požadovaná bezpečnosť je $k = 2$.
- Skontrolujte hodnotu priehybu na konci výložníka a posúďte, či vyhovuje, ak maximálny akceptovaný priehyb na konci výložníka je 50mm.

Príklad 1 – 9

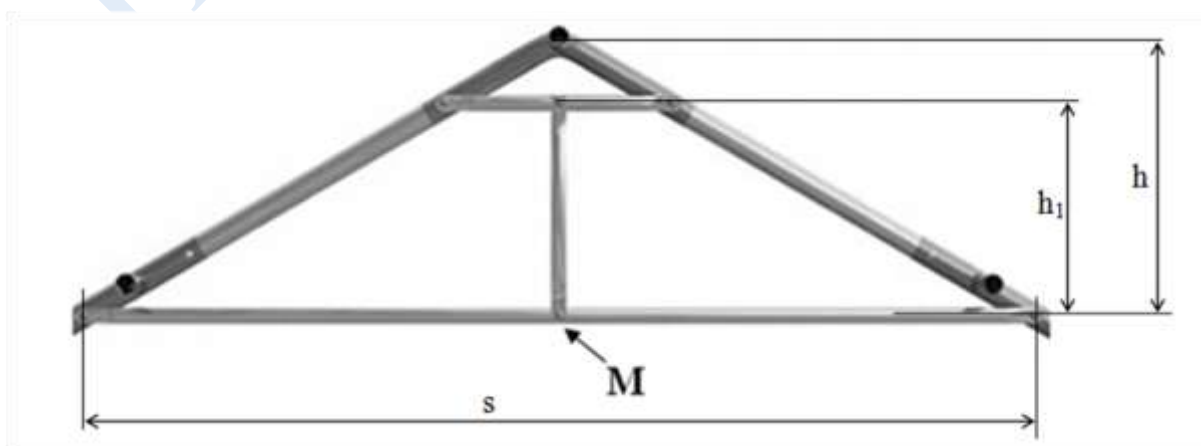
Retiazkový kolotoč na obr. má upnuté reťaze so sedačkami na nosníkoch rotujúceho upínacieho kolesa. Dĺžka nosníkov je $L = 2500\text{mm}$, výška prichytenia k stredovému hriadeľu $v = 300\text{mm}$. Upínacie koleso rotuje otáčkami $n = 30 \text{ ot.min}^{-1}$. Dovoľená nosnosť jednej sedačky kolotoča je 100kg. Požaduje sa navrhnuť rozmery nosníka ako dve alternatívne riešenia pre spojenie upínacieho kolesa s rotačným stredovým hriadeľom. V oboch prípadoch je potrebné započítať možnosť 50% preťaženia sedačky kolotoča a požaduje sa bezpečnosť nosníkov $k = 2$.



- a) Rotujúce koleso je s rotačným stredovým hriadeľom spojené nosníkom vytvoreným ako dvojprútová konštrukcia z oceľových rúr (obr.) s hrúbkou steny $s = 3\text{mm}$ z materiálu S235. Navrhните priemer rúr.
- b) Rotujúce koleso je s rotačným stredovým hriadeľom spojené konzolovým nosníkom vyhotoveným z plechu hrúbky $s = 10\text{mm}$ z materiálu S235 (obr.). Navrhните rozmery konzoly.

Príklad 1 – 10

Oceľová konštrukcia pártý stanu na obr. bude v bode M zaťažená hmotnosťou $m = 300\text{kg}$. Navrhните jednotlivé časti konštrukcie. Použite tenkostenné oceľové rúry kruhového prierezu z materiálu S235 tak, aby konštrukcia bola čo najľahšia. Rozmery $s = 3\text{m}$, $h = 1\text{m}$, $h_1 = 0,8\text{m}$.



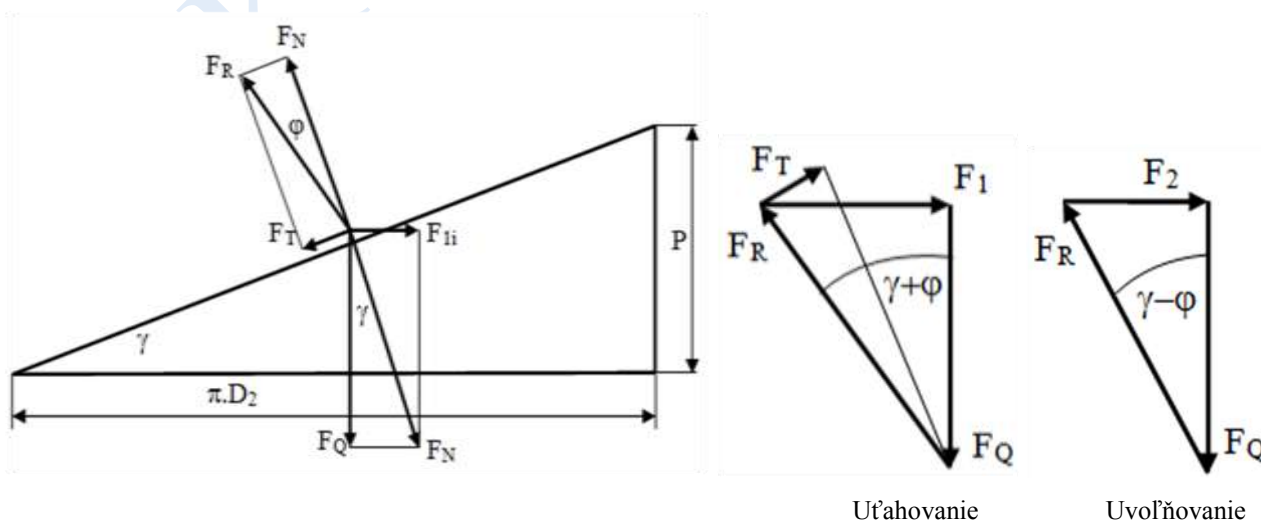
2. Skrutky a skrutkové spoje

Skrutky majú široké použitie vo všetkých oblastiach priemyslu. Používajú sa ako spojovacie elementy, ako nastavovacie skrutky, pohybové skrutky, na spájanie potrubí a pod. Hlavnou časťou každej skrutky je závit. Závit rozdeľujeme podľa účelu použitia. Pre spojovacie skrutky sa najčastejšie používa Metrický alebo Whitworthov závit. Skrutky aj matice sú označené pre definovanie ich triedy vlastností podľa tab.2.1. Z označenia skrutky je možné priamo odčítať medzu pevnosti a medzu klzu materiálu skrutky. Prvé číslo $\times 100$ udáva medzu pevnosti a druhé číslo $\times 10$ udáva percento z medze klzu voči medzi pevnosti. Napr. skrutka 6.8 – $R_m = 6 \times 100 = 600 \text{ MPa}$ a $8 \times 10 = 0,80 \times 600 = 480 \text{ MPa} = R_e$.

Tab.2.1 Triedy vlastností skrutiek a matíc

Mechanické vlastnosti	Trieda vlastností										
	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8		9.8	10.9	12.9
							d<16	d>16			
Pevnosť v ťahu R _m (MPa) menovitá	300	400		500		600	800	800	900	1000	1220
Medza klzu R _{eL} (MPa) menovitá	180	240	320	300	400	480	640	640	720	900	1080
Spôsob výroby	Východiskový materiál										
Tvárené za tepla		10370		11500			14240	12042 12050		14338 14240	
Tvárené za studena		11343		12040	11343		14240	12040		14338 12042 14240	
Obrábané				11500	11107 11110		14240 14149	13240		14338 14240 15230	

Predpokladajme lichobežníkový profil závitú skrutky, ktorý bude zaťažený osovou silou F_Q a zaťažujúca sila sa rovnomerne rozloží do závitov skrutky. Následne môžeme vyhotoviť rozvinutý pohľad jedného závitú v ktorom budú definované silové pomery podľa obr.2.1.



Obr.2.1 Rozvinutý závit s rozkladom síl

F_Q – osová sila v skrutke [N]

F_N – normálová sila [N]

F_T – trecia sila [N]

F_R – výslednica síl [N]

F_{1i} – ideálna sila potrebná pre pohyb v závite [N]

Vychádzajúc z obr.2.1 môžeme silové pomery v závite vyjadriť nasledovne:

Ideálna sila potrebná pre pohyb v závite F_{1i} :

$$F_{1i} = F_Q \cdot \tan \gamma \quad (2.1)$$

Uhol stúpania závitu γ :

$$\tan \gamma = \frac{P}{\pi \cdot d_2} \quad (2.2)$$

Kde:

P - stúpanie závitu [mm] – vid' norma pre závity, výber z normy - Príloha č.3

D_2 (d_2) – rozstupový (stredný) priemer závitu [mm] – vid' norma závity, výber z normy Príloha č.3

V reálnych podmienkach pri pohybe závitu je potrebné uvažovať aj s trením, ktoré vzniká medzi pohybujúcimi sa plochami. Trenie v závitoch je možné vyjadriť pomocou súčiniteľa trenia f , resp. pomocou trecieho uhla φ . V prípade, ak zahrnieme do analýzy aj trenie v závite, je nutné vyjadriť treciu silu F_T nasledovne:

$$F_T = F_N \cdot f = F_N \cdot \tan \varphi \quad (2.3)$$

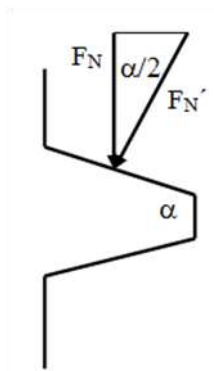
Zo silového diagramu na obr.2.1 definujeme silu potrebnú pre utiahnutie F_1 a uvoľnenie F_2 skrutky (matice) nasledovne:

$$F_1 = F_Q \cdot \tan(\gamma + \varphi) \quad (2.4)$$

$$F_2 = F_Q \cdot \tan(\gamma - \varphi) \quad (2.5)$$

V prípade ak bude trecí uhol v závitoch väčší ako uhol stúpania závitu $\varphi > \gamma$, budeme pre uvoľnenie skrutky potrebovať uvoľňovací moment a takúto skrutku, resp. takýto závit budeme nazývať *samosvorná skrutka, resp. samosvorný závit*.

Spojovacie závity používané pre rozoberateľné spojovacie skrutky a matice majú normou definovaný profil závitu. Profil závitu spojovacej skrutky je tvorený mysleným rovnoramenným trojuholníkom s vrcholovým uhlom α . V profilovanom závite bude normálová sila ako kolmá sila na profil závitu definovaná ako redukovaná normálová sila s označením F_N' (obr.2.2).



Obr.2.2 Pôsobenie normálovej sily na profilovanom závite

Redukovanú normálovú silu môžeme definovať nasledovným vzťahom:

$$F_N' = \frac{F_N}{\cos \frac{\alpha}{2}} \quad (2.6)$$

Potom trecia sila, ktorá vznikne v profilovanom závite, bude definovaná nasledovne:

$$F_T = F_N' \cdot f = f \cdot \frac{F_N}{\cos \frac{\alpha}{2}} = F_N \cdot f' \quad (2.7)$$

Kde f' bude definovaný ako redukovaný súčiniteľ trenia a vyjadríme ho nasledovnou rovnicou (2.8):

$$f' = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \tan \varphi' \quad (2.8)$$

φ' - redukovaný trecí uhol [°]

α – vrcholový uhol závitu [°] – vid'. Norma pre závity

Následne podľa predchádzajúceho postupu je možné vyjadriť silu potrebnú pre utiahnutie profilovaného závitu F_1 nasledovne:

$$F_1 = F_Q \cdot \tan(\gamma + \varphi') \quad (2.9)$$

Sila potrebná pre uvoľnenie profilovaného závitu F_2 bude vyjadrená nasledovne:

$$F_2 = F_Q \cdot \tan(\gamma - \varphi') \quad (2.10)$$

Opäťovne môžeme definovať podmienku samosvornosti závitu. Ak redukovaný trecí uhol vyjadrený z redukovaného súčiniteľa trenia bude väčší ako uhol stúpania závitu $\varphi' > \gamma$ budeme pre uvoľnenie potrebovať uvoľňovací moment a takýto závit budeme nazývať *samosvorný*, resp. *v prípade skrutky samosvorná skrutka*.

Samosvornosť je dôležitou vlastnosťou skrutkového spoja. Ak je skrutkový spoj samosvorný, znamená to, že sa pôsobením osového zaťaženia v skrutke F_Q skrutkový spoj samovoľne neuvoľní (za podmienky predpokladu statického charakteru zaťaženia tohto skrutkového spojenia). Pre spoj vytvorený pomocou skrutkového spojenia je vhodné vyjadriť hranicu samosvornosti z nasledovných podmienok:

- zaťažujúca osová sila v skrutke nebude nulová, $F_Q \neq 0$,
- sila potrebná pre uvoľnenie skrutky nebude nulová, $F_2 \neq 0$.

V prípade, ak sila potrebná pre uvoľnenie F_2 bude menšia ako nula $F_2 < 0$, potom skrutka nebude samosvorná a v takom prípade platí $\varphi' < \gamma$.

2.1 Pohybové skrutky a účinnosť skrutiek

Pohybové skrutky sú súčasťou skrutkových mechanizmov. Využívajú sa pre polohovanie v zdvíhacích a manipulačných zariadeniach. Pre pohybové skrutky namáhané ťahom - tlakom sa používa rovnoramenný lichobežníkový závit. Pre pohybové skrutky namáhané jednostranným tlakom sa používa lichobežníkový nerovnoramenný závit. Podmienkou pohybových skrutiek je, aby neboli samosvorné a teda musí platiť $\gamma > \varphi$. Závit používané pri pohybových skrutkách sú zvyčajne viacchodové.

Otáčky pohybovej skrutky je možné definovať:

$$n = \frac{v}{P_h} \quad (2.11)$$

kde:

n - otáčky skrutky [ot.s^{-1}],

v - rýchlosť posuvu skrutky [m.s^{-1}],

P_h - stúpanie závitu [m].

Výkon potrebný pre pohon pohybovej skrutky v smere ťahovania:

$$P = \frac{M_k \cdot \omega}{\eta} = M_{tz} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{\eta} = 0,5 \cdot F_Q \cdot d_2 \cdot \tan(\gamma + \varphi') \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{\eta} \quad (2.12)$$

Pohybové skrutky sú namáhané kombináciou namáhania krútenie - ťah, alebo krútenie - tlak.

Namáhanie pohybovej skrutky na ťah:

$$\sigma = \frac{4 \cdot F_Q}{\pi \cdot d_3^2} \quad (2.13)$$

Namáhanie pohybovej skrutky na krut:

$$\tau = \frac{M_{tz}}{W_k} = \frac{0,5 \cdot F_Q \cdot d_2 \cdot \tan(\gamma + \varphi')}{0,2 \cdot d_3^3} \quad (2.14)$$

V skrutke vzniká kombinácia napätia normálového a šmykového. Na určenie výsledného napätia sa zvyčajne používa HMH teória napätosti.

Ak má pohybová skrutka štíhly tvar, teda štíhlostný pomer skrutky $\lambda > 10$, ($\lambda = l / (I_{\min} / S)^{1/2}$), t.j. jej dĺžka je oproti priemeru násobne väčšia, je potrebné skrutku miesto namáhania v tlaku kontrolovať na vzper.

$$\lambda = \frac{l}{\sqrt{\frac{I_{\min}}{S}}} = \frac{l}{\sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot d^4}{64}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}}}} = \frac{l}{\sqrt{\frac{d^2}{16}}} = \frac{4 \cdot l}{d} \quad (2.15)$$

Tlaková sila, ktorá vyvoláva stratu stability skrutky sa nazýva kritická sila F_{kr} a je definovaná nasledovne:

$$F_{kr} = \frac{n \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I_{\min}}{l^2} \quad (2.16)$$

kde:

n - konštanta charakterizujúca spôsob uloženia skrutky (podľa teórie vzperu),

S - prierezová plocha skrutky,

$I_{\min}$ - kvadratický moment skrutky,

l - vzperná dĺžka skrutky.

Kontrolu skrutky na vzper je potrebné vykonať podľa metodiky kontroly prútov namáhaných na vzper.

Veľmi dôležitým parametrom je určenie tlaku v závitoch medzi skrutkou a maticou. Za predpokladu rovnomerného rozloženia tlaku v závitoch skrutky bude tlak nasledovný:

$$p = \frac{F_Q}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z} \leq p_D \quad (2.17)$$

Počet kontaktných závitov sa stanoví:

$$z = \frac{F_Q}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot p_D} \quad (2.18)$$

Výšku matice pre jednochodovú skrutku určíme ako: $H = z \cdot P$ a pre viacchodovú skrutku $H = z \cdot P \cdot n_z$, kde:

H_1 - pracovná výška závitú,

P - rozstup závitú,

n_z - počet chodov.

Dovolený tlak v závitoch je definovaný materiálom matice a skrutky, mazacími podmienkami a prevádzkovými podmienkami. Obvykle $p_D = 7,5 \text{ MPa}$ pre trvalé zaťaženie matice z bronzu a skrutky z ocele, $p_D = 9 \text{ MPa}$ pre trvalé zaťaženie ocelevej matice aj skrutky, $p_D = 15 \text{ MPa}$ pre trvalé zaťaženie matice z olovnatého bronzu a ocelevej skrutky.

Identifikovanie účinnosti skrutkového spoja je veľmi dôležitým parametrom predovšetkým v aplikáciách s pohybovými skrutkami. Pohybové skrutky tvoria súčasť pohonných systémov a účinnosť skrutkového spoja výrazne ovplyvňuje výkonový návrh pohonu.

Účinnosťou skrutkového spoja rozumieme pomer medzi ideálnou prácou v závite (práca bez trenia) a skutočnou prácou v závite. Účinnosť skrutkového spoja definujeme nasledovne:

$$\eta = \frac{F_{1i} \cdot \Delta s}{F_1 \cdot \Delta s} = \frac{F_Q \cdot \tan \gamma}{F_Q \cdot \tan(\gamma + \varphi')} \quad (2.19)$$

Po dosadení do rovnice (2.19) a jej následnej úprave dostaneme vzťah pre účinnosť v nasledovnej podobe:

$$\eta = \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \varphi')} \quad (2.20)$$

Účinnosť skrutkového spoja je závislá len od uhla stúpania skrutkovice γ a redukovaného trecieho uhla φ' . Vyššiu hodnotu účinnosti je možné dosiahnuť použitím viacchodových závitov, v prípade ktorých nám rastie hodnota uhla stúpania γ . Zväčšovanie uhla stúpania γ má však aj svoje limity v podobe nárastu namáhania jadra skrutky od momentu krútiaceho. Z tohto dôvodu sa odporúča, aby maximálny uhol stúpania bol $\gamma_{\max} = 20^\circ$.

Druhou možnosťou zvýšenia účinnosti skrutkového spoja je zníženie hodnoty trenia v závitoch a teda znižovanie redukovaného trecieho uhla φ' .

Na dosiahnutie nižšej hodnoty redukovaného trecieho uhla je možné uplatniť:

- zníženie trenia medzi kontaktnými plochami znížením drsnosti plôch,

- voľbu materiálu s dobrými klznými vlastnosťami,
- mazanie plôch závitů,
- zmenu uhla profilu závitů α , menší vrcholový uhol znižuje hodnotu trecieho uhla,
- zmenu klzného trenia na valivé – použitím valivých elementov v závite.

Vzorový príklad 2-1

Manipulačný stôl používa na zmenu výšky skrutkový mechanizmus s pohybovou skrutkou s jednochodovým závitom Tr 60x8. Pohybová skrutka je vyrobená z materiálu 8.8. Vlastná hmotnosť stola je 500kg. Zdvih stola je 500mm. Inštalovaný výkon na manipuláciu so stolom $P = 0,75\text{kW}$. Manipulačný stôl sa pohybuje rýchlosťou $v = 0,01\text{m.s}^{-1}$. Pohybová skrutka je mazaná a teda súčiniteľ trenia $f = 0,1$.

Určte nasledovné:

- Počet otáčok pohybovej skrutky na vykonanie zdvihu.
- Účinnosť pohybovej skrutky.
- Maximálnu nosnosť manipulačného stola.
- Skontrolujte samosvornosť skrutky.

Riešenie:

Rozmery lichobežníkového závitů Tr60x8 sú: $d_2 = 56\text{mm}$, $d_3 = 51\text{mm}$, $P = 8\text{mm}$, $\alpha = 30^\circ$.

Vypočítame uhol stúpania závitů γ :

$$\tan \gamma = \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \frac{8}{\pi \cdot 56} = 0,04547 \Rightarrow \gamma = 2,6^\circ \quad (2.1.A)$$

Vypočítame trecí uhol v závite:

$$f' = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \tan \varphi' = \frac{0,1}{\cos \frac{30}{2}} = 0,1035 \Rightarrow \varphi' = 5,91^\circ \quad (2.1.B)$$

Porovnaním uhla stúpania a redukovaného trecieho uhla v závite $\gamma < \varphi'$ zisťujeme, že závit bude samosvorný.

Účinnosti skrutky vypočítame nasledovne:

$$\eta = \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \varphi')} = \frac{\tan 2,6}{\tan(2,6 + 5,91)} = 0,31 = 31\% \quad (2.1.C)$$

Účinnosť pohybovej skrutky bude 31%.

Otáčky pohybovej skrutky vypočítame:

$$n = \frac{v}{P_h} = \frac{0,01}{0,08} = 0,125\text{s}^{-1} \quad (2.1.D)$$

Otáčky pohybovej skrutky budú $n = 0,125\text{ ot.s}^{-1}$ t.j. $n = 7,5\text{ ot.min}^{-1}$.

Pre vykonanie celého zdvihu o hodnote 500mm je potrebné vykonať 62,5 potočení skrutkou. Na vykonanie celého zdvihu bude potrebný čas 50 sekúnd.

Maximálnu nosnosť stola vypočítame z výkonu pre manipuláciu so stolom a trecieho momentu v závitoch, ktorý sa musí prekonávať pri pohybe smerom hore (nepriaznivejší smer pohybu).

$$P = \frac{Mk \cdot \omega}{\eta} = M_{tz} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{\eta} \Rightarrow M_{tz} = \frac{P \cdot \eta}{2 \cdot \pi \cdot n} \quad (2.1.E)$$

$$M_{tz} = 0,5 \cdot F_Q \cdot d_2 \cdot \tan(\gamma + \varphi') \quad (2.1.F)$$

Porovnaním vzorcov (2.1E) a (2.1.F) určíme silu v skrutke F_Q :

$$\begin{aligned} \frac{P \cdot \eta}{2 \cdot \pi \cdot n} &= 0,5 \cdot F_Q \cdot d_2 \cdot \tan(\gamma + \varphi') \Rightarrow F_Q = \frac{P \cdot \eta}{2 \cdot \pi \cdot n \cdot 0,5 \cdot d_2 \cdot \tan(\gamma + \varphi')} = \\ &= \frac{750 \cdot 0,31}{2 \cdot \pi \cdot 0,125 \cdot 0,5 \cdot 0,056 \cdot \tan(2,6 + 5,91)} = \frac{232,5}{\pi \cdot 0,125 \cdot 0,056 \cdot 0,1496} = 70671 \text{ N} \end{aligned} \quad (2.1.G)$$

Pri pohybe manipulačného stola je potrebné manipulovať aj s vlastnou hmotnosťou stola, čo predstavuje hodnotu $F_v = 4905 \text{ N}$. Sila v pohybovej skrutke pripadajúca na nosnosť manipulačného stola bude $F = F_Q - F_v = 65766 \text{ N}$, čo predstavuje použiteľnú nosnosť manipulačného stola $m = 6700 \text{ kg}$.

Príklad 2-1

Porovnajete účinnosť závitov, ktoré budú vyhotovené z ocelových materiálov a v závite bude suché trenie so súčiniteľom šmykového trenia $f = 0,15$ (Príloha č.2).

- Metrického s normálnym stúpaním M16;
- Metrického s jemným stúpaním M16x1,5;
- Whitworthového W5/8''.

Príklad 2-2

Zistíte, ktorý z uvedených závitov nebude samosvorný. Závity sú vyrobené z ocelových materiálov a závity budú mazané. Počítajte so súčiniteľom šmykového trenia $f = 0,08$ (Príloha č.2).

- Metrický s normálnym (hrubým) stúpaním M24;
- Metrický s jemným stúpaním M24x2;
- Whitworthov W1'';
- Lichobežníkový Tr24x5;
- Lichobežníkový Tr24x10(P2).

Príklad 2-3

Skrutkový spoj vyhotovený pomocou skrutky s maticou s veľkosťou závitu M10 bol dlhodobo vystavený nepriaznivým poveternostným podmienkam, v dôsledku čoho došlo k zmene súčiniteľa trenia na hodnotu $f = 0,25$ (Príloha č.2). Skrutka je zaťažená osovou silou $F_Q = 2500 \text{ N}$. Skrutkový spoj sa bude demontovať pri teplote okolia 20°C . Zistíte, akú teplotu bude mať po demontáži matica, ak pre jej vyskrutkovanie je potrebné 8 plných pootočení. Pre výpočet teploty matice použite vzorec (2.3.A) pre vedenie tepla.

$$Q = c \cdot m \cdot (t - t_0) \quad (2.3. A)$$

Q – teplo [J],

c – merná tepelná kapacita [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$], použite hodnotu pre oceľ $c = 450 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$,

m – hmotnosť [kg], v tomto prípade matice,

$(t - t_0)$ – rozdiel teplôt [K].

Príklad 2-4

Závesné oko M12 podľa obr. má byť naskrutkované do plechu o hrúbke $t = 15 \text{ mm}$. Následne bude zaťažené hmotnosťou 800kg.

- Posúďte, či je navrhované závesné oko použiteľné vzhľadom na namáhanie závitovej časti a tlak v závitoch, $p_D = 12 \text{ MPa}$.
- V prípade ak nie, navrhните opatrenie pre zlepšenie riešenia.



Príklad 2-5

Pre zvýšenie zdvihu sa na hydraulických zdvihákoch používa predĺžovacia skrutka (obr.). Požaduje sa, aby sa vyskrutkovaním skrutky predĺžila hydraulická časť o 150mm. Hydraulický zdvihák je určený na použitie do maximálnej nosnosti 20ton. Materiál skrutky je 4.6 a hydraulický piest v ktorom je skrutka zaskrutkovaná je oceľový. Z charakteru práce so zdvihákom sa predpokladá, že predĺžovacia skrutka sa vyskrutkuje pred použitím zdviháku. Z tohto dôvodu je možné pre výpočet použiť dovolené otláčenie v závitoch s hodnotou $p_D = 120 \text{ MPa}$.



- Navrhните typ závitú a veľkosť závitú pre použitie na predĺžovaciu skrutku.
- Stanovte minimálny počet závitov, ktorými musí ostať skrutka zaskrutkovaná v hydraulickom pieste.
- Určte celkovú dĺžku predĺžovacej skrutky.

Príklad 2- 6

Sťahovák na ložiská na obr. je konštruovaný ako konzolový, dvojramenný. V strede konzoly sa nachádza skrutka pomocou ktorej je možné vyvodiť silu v sťahováku. Skrutka použitá v sťahováku je z materiálu 8.8 a má rozmery M12x150. Závitová časť konzoly má výšku (v mieste skrutky) 10mm. Určte maximálnu silu pre použitie sťahováka aby nedošlo k poškodeniu jeho závitovej časti, ak bude konzola vyrobená z nasledovných materiálov:



- a) Konzola vyrobená z hliníka, $p_D = 6\text{MPa}$.
- b) Konzola vyrobená z ocele, $p_D = 12\text{MPa}$.
- c) Konzola vyrobená zo sivej liatiny, $p_D = 9\text{MPa}$.

Príklad 2-7

Prevodovka s pohybovou skrutkou na obr. sa používa pre ovládanie rôznych druhov zariadení. V prevodovke je aplikovaná pohybová skrutka Tr32x6, vyrobená z materiálu 5.6. Skrutka je oceľová a matica v prevodovke, v ktorej sa pohybuje, je bronzová. V prevodovke sa nachádza mazivo, ktorým je závit skrutky mazaný a teda súčiniteľ trenia $f = 0,08$. K prevodovke je pripojený elektromotor s príkonom 3kW. Otáčky pohybovej skrutky sú 30 ot.min^{-1} .



Určte nasledovné:

- a) Veľkosť osovej sily, ktorú je možné v skrutke vyvodiť, ak požadovaná bezpečnosť $k = 1,3$.
- b) Účinnosť pohybovej skrutky.
- c) Rýchlosť priamočiareho pohybu pohybovej skrutky.
- d) Skontrolujte samosvornosť skrutky.

Príklad 2-8

Automobilový nožnicový zdvihák je ovládaný pomocou centrálnej skrutky. Navrhnite typ a veľkosť závitú pre túto centrálnu skrutku.

Definované:

Materiál skrutky 6.8

Osová sila v skrutke $F_Q = 7\text{kN}$

Koeficient trenia v závite $f' = 0,12$

Požadované:

- a) Typ závitú a veľkosť závitú.
- b) Skontrolovať samosvornosť navrhnutého závitú.
- c) Určiť účinnosť navrhnutého závitú.

**Príklad 2-9**

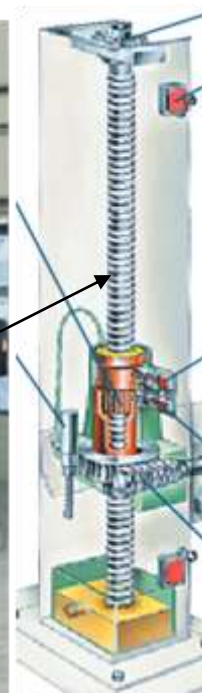
Uzatvárací ventil je ovládaný pomocou ručného kolieska (obr.). Ovládacím kolieskom sa ovláda priamočiary pohyb skrutky, na konci ktorej je umiestnená uzatváracia klapka. Uzatvárací ventil má svetlosť

DN200, čo znamená, že je potrebný zdvih uzatváracej klapky 200mm pre úplné uzatvorenie ventilu. Na skrutke je závit Rd24x6,35(P2). Určte počet pootočení ovládacím kolieskom pre úplné uzatvorenie ventilu.



Príklad 2-10

Štvorstĺpová manipulačná plošina na obr. je zdvíhaná pomocou skrutkového mechanizmu (Zdroj Ravaglioli). V mechanizme je použitá pohybová skrutka s trojchodovým závitom Tr 42x9(P3). Pohybová skrutka je vyrobená z materiálu 10.9. Nosnosť plošiny je 20 ton a vlastná hmotnosť plošiny je 600kg. Zdvih manipulačnej plošiny je 1600mm. Tento zdvih prekoná plošina za 60 sekúnd. Pohybová skrutka je dobre mazaná a teda súčiniteľ trenia $f = 0,08$.



Zdroj: Ravaglioli

Určte nasledovné:

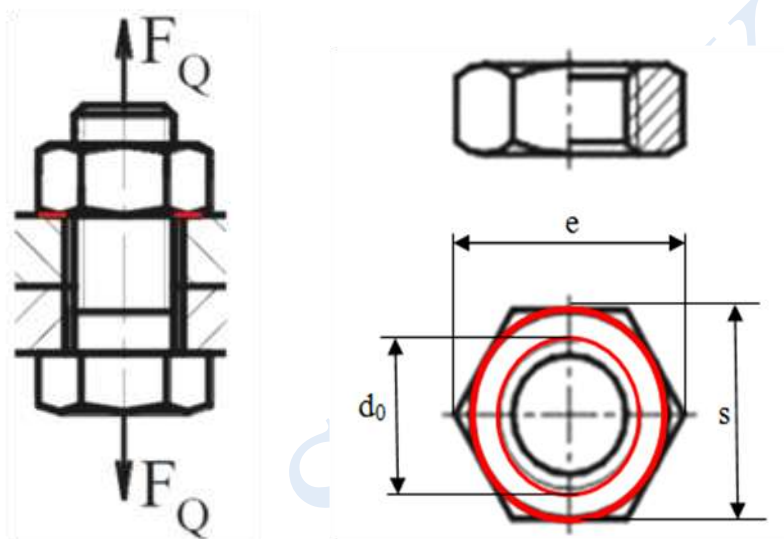
- Počet otáčok pohybovej skrutky na vykonanie zdvihu.
- Účinnosť pohybovej skrutky.
- Potrebný výkon motora na vykonanie zdvihu plne zaťaženej plošiny.
- Skontrolujte samosvornosť skrutky.

2.2 Moment potrebný pre utiahnutie skrutky

Pri tvorbe skrutkového spoja, uťahovaním skrutky (matice) je potrebné vyvodiť uťahovací moment M_1 s veľkosťou potrebnou na prekonanie odporov v skrutkovom spoji. Prekonávanými odpormi v skrutkovom spoji sú: Trecí moment (odpor) v závite M_{1z} a trecí moment M_{1p} medzi dosadacou plochou hlavy skrutky (matice) a spojovaným materiálom (podložkou). Krútiaci moment pre utiahnutie je teda definovaný nasledovne:

$$M_1 = M_{1z} + M_{1p} \quad (2.21)$$

Na obr.2.3 je zobrazený skrutkový spoj zaťažený osovou silou a pozostávajúci zo skrutky a matice. Červeným je označená plocha kontaktu dosadacej plochy matice a spájaných materiálov.



Obr.2.3 Skrutkový spoj zaťažený osovou silou

Jedným z odporov, ktorý je potrebné pri uťahovaní skrutkového spoja prekonať, je trecí moment v závite. Predpokladáme, že tento trecí moment vytvorí obvodová trecia sila, ktorá bude pôsobiť na trecom ramene, ktorého hodnota sa nemení. Trecím ramenom bude polovičný rozmer rozstupového priemeru závitu. Trecí moment v závite je potom definovaný:

$$M_{1z} = F_Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi') \quad (2.22)$$

Trecí moment medzi maticou a spájaným materiálom, resp. hlavou skrutky a spájaným materiálom je možné definovať ako treciu silu pôsobiacu na trecom ramene, ktorého hodnota je zhodná s trecím polomerom. Trecí polomer je polovica z hodnoty priemeru stredovej kružnice kontaktnej plochy medzi maticou a spájaným materiálom (obr.2.3). Na obr.2.3 je červeným znázornená kontaktná plocha medzi maticou a spájaným materiálom.

Trecí moment medzi maticou a spájaným materiálom môžeme vyjadriť nasledovne:

$$M_{1p} = F_Q \cdot f \cdot r_T \quad (2.23)$$

Vychádzajúc z obr.2.3 je možné trecí polomer r_T definovať nasledovne:

$$r_T = \frac{s + d_0}{4} \quad (2.24)$$

Výsledný vzťah pre uťahovací moment skrutky definujeme nasledovne:

$$M_1 = F_Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi') + F_Q \cdot f \cdot r_T \quad (2.25)$$

Obdobne je možné definovať výsledný vzťah pre uvoľňovací moment skrutky:

$$M_2 = F_Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma - \varphi') + F_Q \cdot f \cdot r_T \quad (2.26)$$

Upozornenie: - uvedený výpočet pre uvoľňovací moment platí pre ideálne prevádzkové podmienky. Reálne podmienky (vplyv prostredia, vplyv prevádzky, vplyv teploty a pod.) pozmenia okrajové podmienky a reálny uvoľňovací moment môže byť niekoľkonásobne väčší.

Všeobecne odporúčané hodnoty ťahovacieho momentu pre vybrané veľkosti skrutiek sú v tab.2.2

Tab.2.2. Ťahovacie momenty skrutiek [Nm]

	M5	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M30
5.6	2,75	4,91	10,8	21,6	36,2	78,5	157	275	510
5.8	3,92	6,87	15,7	31,4	53	113	226	392	736
8.8	5,89	9,81	22,6	44,1	74,6	165	314	546	1020
10.9	7,85	13,7	32,4	51,8	105	226	441	755	1440
12.9		16,7	38,3	73,6	126	275	530	932	1720

Vzorový príklad 2-11

Pre spájanie dvoch materiálov sa použije skrutka a matica z materiálu ocel' so súčiniteľom trenia $f = 0,15$ (Príloha č.2). Skrutka je zaťažená osovou silou $F = 12\text{kN}$, závit skrutky M12x1,75, rozmery závitu $d_2 = 10,863\text{mm}$, $d_3 = 9,853\text{mm}$, otvor pre skrutku má veľkosť 14mm, veľkosť kľúča, ktorým sa bude skrutka ťahovať je $s = 19\text{mm}$.

Určte nasledovné:

- Ťahovací moment pre utiahnutie skrutky, ak spájané materiály sú oceľové.
- Ťahovací moment pre utiahnutie skrutky, ak spájané materiály sú hliníkové odliatky.
- Ťahovací moment pre utiahnutie skrutky, ak spájané materiály sú odliatky so sivej liatiny.

Moment potrebný pre utiahnutie skrutky pozostáva z dvoch častí. Prvou časťou je trecí moment v závitoch a druhou časťou je trecí moment medzi hlavou skrutky resp. matice a podložkou, o ktorú sa hlava skrutky trie pri ťahovaní. Ťahovací moment skrutky je vo všeobecnosti definovaný nasledovne:

$$M_1 = F_Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi') + F_Q \cdot f \cdot r_T \quad (2.11.A)$$

V zadaní príkladu sú určené tri rôzne materiály o ktoré sa bude matica trieť pri ťahovaní. Z prílohy č.2 zvolíme pre tieto tri materiály súčiniteľ trenia nasledovne:

- Spájané materiály sú oceľové $f = 0,15$.
- Spájané materiály sú hliníkové odliatky, kombinácia oceľová matica – hliníkový materiál $f = 0,5$.
- Spájané materiály odliatky so sivej liatiny, kombinácia oceľová matica – sivá liatina $f = 0,2$.

Použitá je matica s metrickým závitom. Vrcholový uhol metrického závitu je $\alpha = 60^\circ$. Súčiniteľ trenia v závitoch a trecí uhol v závitoch vypočítame nasledovne:

$$\tan \varphi' = f' = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{0,15}{\cos \frac{60^\circ}{2}} = 0,17 \Rightarrow \varphi' = \arctan f' = 9,83^\circ \quad (2.11.B)$$

Uhol stúpania vypočítame nasledovne:

$$\tan \gamma = \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \frac{1,75}{\pi \cdot 10,863} = 0,051 \Rightarrow \gamma = 2,94^\circ \quad (2.11.C)$$

a) Po dosadení do vzorca (2.11.A), pre spojenie oceľových materiálov bude mať ťahovací moment hodnotu:

$$M_1 = 12000 \cdot \frac{10,863 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \tan(2,94^\circ + 9,83^\circ) + 12000 \cdot 0,15 \cdot 8,25 \cdot 10^{-3} = 29,6 \text{ Nm} \quad (2.11.D)$$

b) Po dosadení do vzorca (2.11.A), pre spojenie hliníkových materiálov bude mať ťahovací moment hodnotu:

$$M_1 = 12000 \cdot \frac{10,863 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \tan(2,94^\circ + 9,83^\circ) + 12000 \cdot 0,5 \cdot 8,25 \cdot 10^{-3} = 49,5 \text{ Nm} \quad (2.11.E)$$

c) Po dosadení do vzorca (2.11.A), pre spojenie materiálov zo sivej liatiny bude mať ťahovací moment hodnotu:

$$M_1 = 12000 \cdot \frac{10,863 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \tan(2,94^\circ + 9,83^\circ) + 12000 \cdot 0,2 \cdot 8,25 \cdot 10^{-3} = 34,6 \text{ Nm} \quad (2.11.F)$$

Pri ťahovaní skrutkového spoja v prípade troch rôznych spájaných materiálov je najväčší ťahovací moment potrebný pri spájaní hliníkových materiálov a najmenší ťahovací moment je potrebný pri spájaní oceľových materiálov.

Príklad 2-12

Vypočítajte, aká osová sila F_Q vznikne v skrutke, ak bude skrutka utiahnutá momentom $M_1 = 45 \text{ Nm}$. Skrutka aj matica sú oceľové so súčiniteľom trenia $f = 0,15$ (Príloha č.2). Závit skrutky M12x1,75, rozmery závitu $d_2 = 10,863 \text{ mm}$, $d_3 = 9,853 \text{ mm}$, otvor pre skrutku má veľkosť 14mm, veľkosť kľúča, ktorým sa bude skrutka ťahovať je $s = 19 \text{ mm}$.

Požadované:

- Veľkosť osovej sily F_Q v skrutke po utiahnutí.
- Veľkosť osovej sily F_Q v skrutke, ak by závit bol mazaný a súčiniteľ trenia by poklesol o 50%.

Príklad 2-13

Tri skrutky s nižšie uvedenými porovnateľnými veľkosťami závitov sú vyrobené z oceľových materiálov. Skrutky budú ťahované rovnakým ťahovacím momentom veľkosti $M_{1Z} = 20 \text{ Nm}$. Pri ťahovaní skrutiek budeme predpokladať suché trenie so súčiniteľom šmykového trenia $f = 0,15$ (Príloha

č.2). Pri ut'ahovaní vznikne v jadre skrutky osová sila F_Q . Zistite, v ktorom zo závitov bude táto sila najväčšia a v ktorom najmenšia.

- Skrutka M16 s normálnym (hrubým) stúpaním;
- Skrutka M16x1,5 s jemným stúpaním;
- Skrutka W5/8''.

Príklad 2-14

Na polohovanie prídavného zariadenia sa používa napínacia skrutka podľa obr. Polohovanie zariadenia sa robí ručne pomocou ovládacej tyčky. Pre zvýšenie komfortu ovládania sú závitové časti mazané, súčiniteľ trenia ocel' – ocel' $f = 0,05$ (Príloha č.2). Maximálny ut'ahovací moment, ktorý je možné ručne na skrutke vytvoriť je $M_k = 60\text{Nm}$. Napínacia tyč môže meniť svoju dĺžku v rozsahu $l_{\min} = 480\text{mm}$ do $l_{\max} = 695\text{mm}$. Veľkosť závitov je M27x3 z materiálu 6.8.

Určte nasledovné:

- Maximálnu osovú silu F_Q , pri ktorej je ešte možné ručne polohovať prídavné zariadenie pomocou napínacej skrutky.
- Počet pootočení pomocou ovládacej tyčky pre zmenu dĺžky skrutky z polohy $l_{\min}$ do polohy $l_{\max}$.



Príklad 2-15

Skrutkový spoj, ktorý je vyhotovený pomocou skrutky s maticou s veľkosťou závitov M10 je potrebné demontovať. Počas demontáže je skrutkový spoj zaťažený osovou silou $F_Q = 2500\text{N}$. Pre úplnú demontáž je potrebných 8 plných pootočení kľúčom. Pri demontáži nedochádza ku treniu medzi hlavou skrutky a podložkou.

Určte nasledovné:

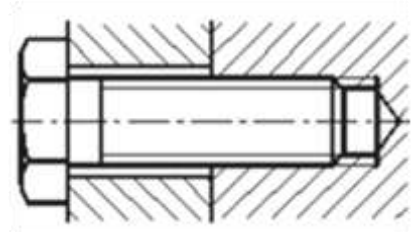
- Uvoľňovací moment, ak súčiniteľ trenia v závitoch bude $f = 0,2$.
- Uvoľňovací moment, ak súčiniteľ trenia v závitoch bude $f = 0,5$.
- Uvoľňovací moment, ak súčiniteľ trenia v závitoch bude $f = 1,0$.

Ak sa bude demontáž vykonávať elektrickým náradím a vyskrutkovanie skrutky trvá 3 sekundy, tak ešte určte:

- Výkon spotrebovaný pre demontáž, ak bude $f = 0,2$.
- Výkon spotrebovaný pre demontáž, ak bude $f = 0,5$.
- Výkon spotrebovaný pre demontáž, ak bude $f = 1,0$.

Príklad 2-16

Pre spájanie dvoch dielov bude použitá skrutka M10x1 ISO 4014 z materiálu 8.8. Matica bude nahradená závitom vyhotoveným priamo v jednom zo spájaných dielov (obr.). Skrutka je zaťažená osovou silou $F = 6\text{kN}$.



Určte nasledovné:

- Uťahovací moment pre utiahnutie skrutky, ak diel, v ktorom je vyhotovený závit, je z kovanej ocele.
- Uťahovací moment pre utiahnutie skrutky, ak diel, v ktorom je vyhotovený závit, je hliníkový odliatok.
- Uťahovací moment pre utiahnutie skrutky, ak diel, v ktorom je vyhotovený závit, je odliatok so sivej liatiny.

Príklad 2-17

Na kotevnej skrutke sa nachádza nastavovacia matica, ktorou je vymedzovaná poloha zariadenia. Na skrutku so závitom o veľkosti M24x3 z materiálu 8.8 pôsobí osová sila $F = 30\text{kN}$. Nastavovaciu maticu je potrebné uvoľniť o dve pootočená.



Určte nasledovné:

- Uvoľňovací moment pre uvoľnenie nastavovacej matice.
- Prácu, ktorú je potrebné vykonať počas prestavenia matice o dve pootočená.

Príklad 2-18

V príklade 2-9 je uzatvárací ventil ovládaný pomocou ručného ovládacieho kolieska. Pri použití vstupných informácií z príkladu 2-9 určte nasledovné:

- Stanovte moment potrebný pre uzatvorenie ventilu, ak na závit bude pôsobiť osová sila veľkosti $F = 5\text{kN}$ a závitová časť bude pravidelne udržiavaná mazaním. Použite súčiniteľ trenia $f = 0,08$.
- Stanovte moment potrebný pre uzatvorenie ventilu, ak na závit bude pôsobiť osová sila veľkosti $F = 5\text{kN}$ a závitová časť nebude pravidelne udržiavaná. Použite súčiniteľ trenia $f = 0,25$.

Príklad 2-19

V príklade 2-6 je kontrolovaný závit v konzolovej časti dvojramenného sťahováka, v ktorom sa pohybuje skrutka vyvodzujúca ťahovú silu sťahováka. Uvažované sú tri riešenia použitia konzolovej časti sťahováka. S použitím údajov z príkladu 2-6 určte nasledovné:

- a) Maximálny ťahovací moment na skrutke, ak je konzola vyrobená z hliníka.
- b) Maximálny ťahovací moment na skrutke, ak je konzola vyrobená z ocele.
- c) Maximálny ťahovací moment na skrutke, ak je konzola vyrobená zo sivej liatiny.

Príklad 2-20

Pomocou dvoch upínacích skrutiek je prichytený obrábací nástroj. Každá z upínacích skrutiek M14x2 DIN 480 z materiálu 8.8 (pre upínanie nástroja na sústruhu) je utiahnutá momentom veľkosti 5Nm.

Skontrolujte nasledovné:

- a) Veľkosť sily, ktorou je nástroj pritlačený.
- b) Veľkosť tlaku v závitoch, ak počet činných závitov je 3.



Príklad 2-21

Kotúčová píla na rezanie dreva je upnutá pomocou matice (obr.). Použitá je matica M30x2, ktorá je utiahnutá momentom 20Nm. Všetky spojované časti sú oceľové. Určte nasledovné:



- a) Osovú silu v skrutke.
- b) Tlak v závitoch.
- c) Zmysel stúpania závitu, ak sa kotúčová píla má otáčať v smere hodinových ručičiek (obr.).

Príklad 2-22

Na upevnenie diskov kolies sa používajú upevňovacie skrutky (obr.). Určte moment potrebný pre uvoľnenie skrutky pri demontáži kolesa.

Definované:

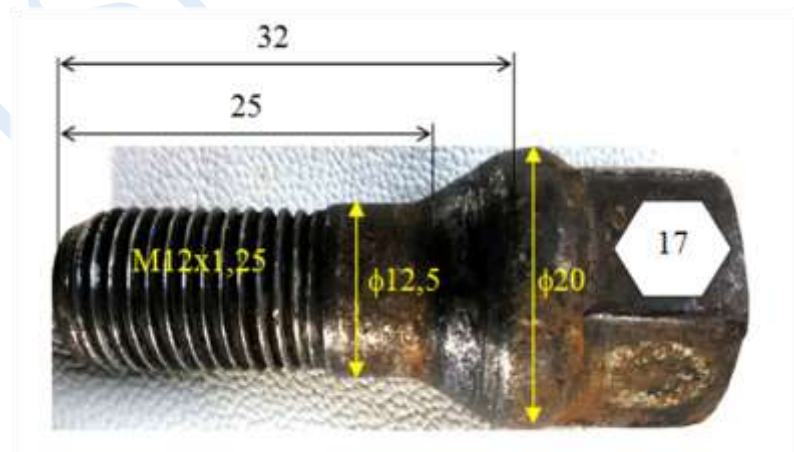
Osová sila v skrutke: $F_Q = 35\text{kN}$

Rozmery skrutky podľa obr.

Závit skrutky M12x1,25

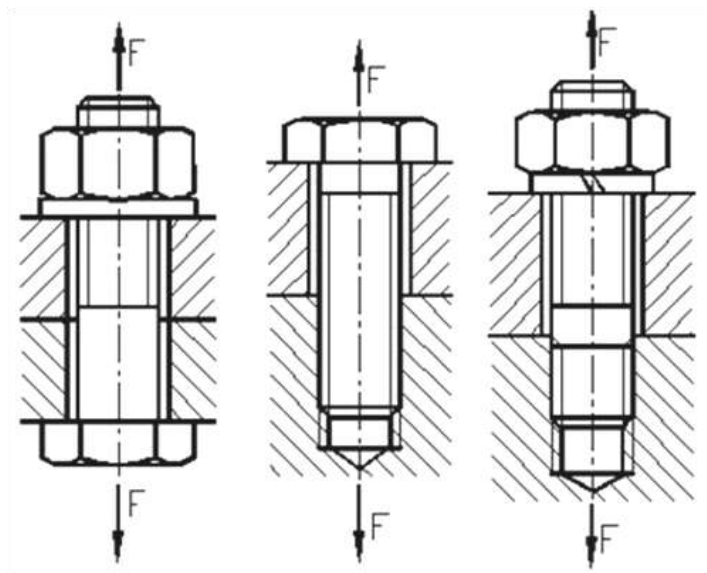
Požadované:

- a) Uvoľňovací moment, ak demontujeme plechové disky kolies, súčiniteľ trenia oceľ – oceľ $f = 0,2$
- b) Uvoľňovací moment, ak demontujeme hliníkové disky kolies, súčiniteľ trenia oceľ – hliník $f = 0,3$



2.3 Namáhanie skrutkových spojov bez predpätia

Skrutkové spoje bez predpätia majú široké uplatnenie v prípadoch staticky zaťažených skrutkových spojov. V prípade staticky zaťažených skrutkových spojov sa zaťaženie môže voľne meniť v dostatočne dlhom časovom intervale tak, aby ho bolo možné považovať za statické. Pri dimenzovaní a kontrole namáhania skrutkových spojov bez predpätia budeme uvažovať nižšie uvedené režimy zaťaženia. Budeme vychádzať z obr.2.4 a predpokladať, že skrutkový spoj je zaťažený tak, že vytvára silové zaťaženie skrutky v jej osi.



Obr.2.4 Základné spôsoby vyhotovenia skrutkového spoja zaťaženého osovou silou

Ak bol skrutkový spoj vyhotovený v nezaťaženom stave a teda skrutka nebola zaťažená osovou silou pri montáži skrutkového spoja. Následne po montáži je skrutka zaťažená osovou silou, v takomto prípade vznikne v skrutke namáhanie na ťah v dôsledku zaťaženia osovou silou. Skutočné napätie v skrutke vyjadríme vzťahom (2.27) a porovnáme ho s dovolenou hodnotou:

$$\sigma = \frac{F_Q}{S_3} \leq \frac{R_e}{k} \quad (2.27)$$

σ – normálové napätie v skrutke [MPa],

F_Q – osová sila v skrutke [N],

S_3 – prierez jadra skrutky [mm²],

d_3 – priemer jadra skrutky [mm] (viď normu pre skrutky),

R_e – medza sklzu [MPa],

k – požadovaná bezpečnosť skrutkového spoja.

Ak bol skrutkový spoj vyhotovený v zaťaženom stave, znamená to, že skrutka bola zaťažená osovou silou a zároveň bola skrutkovaná pomocou ťahovacieho momentu. V tomto prípade je skrutkový spoj namáhaný kombinovaným namáhaním na ťah a krútenie. Pri pevnostnej kontrole je potrebné stanoviť samostatné napätie pri namáhaní na ťah a pri krútení.

Určenie napätia pri namáhaní skrutky na ťah:

$$\sigma = \frac{F_Q}{S_3} \quad (2.28)$$

Určenie napätia pri namáhaní skrutky na krútenie:

$$\tau = \frac{M_{1z}}{W_{k3}} = \frac{F_Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi')}{\pi \frac{d_3^3}{16}} \quad (2.29)$$

Z vyššie uvedeného je zrejmé, že v skrutke sa nachádzajú normálové aj šmykové napätia. Pre stanovenie hodnoty výsledného napätia je nutné použiť niektorú z napät'ových hypotéz. Výsledné napätie v skrutke stanovené na základe hypotézy HMM je definované:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq \frac{R_e}{k} \quad (2.30)$$

σ – normálové napätie v skrutke [MPa],

F_Q – osová sila v skrutke [N],

S_3 – prierez jadra skrutky [mm²],

M_{1z} – ťahovací moment [Nm],

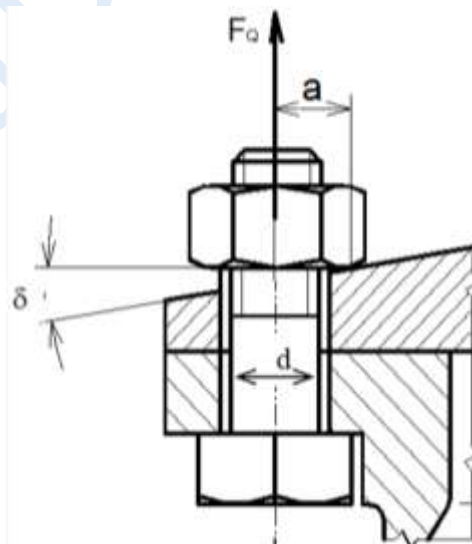
W_{k3} – prierezový modul v krútení [mm³],

d_3 – priemer jadra skrutky [mm], (vid'. normu skrutky),

τ – šmykové napätie v skrutke [MPa],

σ_{red} – výsledné napätie podľa napät'ovej hypotézy HMM [MPa].

Vo výnimočných konštrukčných prípadoch môže v skrutkovom spoji vzniknúť dodatočné namáhanie skrutky ohybom. Tento stav namáhania skrutky je nežiaduci a je potrebné ho eliminovať. Na elimináciu sa používajú rôzne typy eliminačných podložíek.



Obr.2.5 Skrutkový spoj zaťažený osovou silou spôsobujúcou prídavný ohyb

V prípade ak predsa len nastane prídavný ohyb v skrutke (obr.2.5), tak jeho výpočet sa realizuje podľa nižšie uvedeného postupu.

Normálové napätie od prídavného ohybového momentu stanovíme:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_Q \cdot a}{\pi \frac{d^3}{32}} \quad (2.31)$$

Prídavné napätie v skrutke je závislé od dĺžky skrutky a definujeme ho nasledovne:

$$\sigma_{oADD} = \delta \cdot \frac{E \cdot d}{l} \quad (2.32)$$

δ – uhol [rad] (viď obr.2.5),

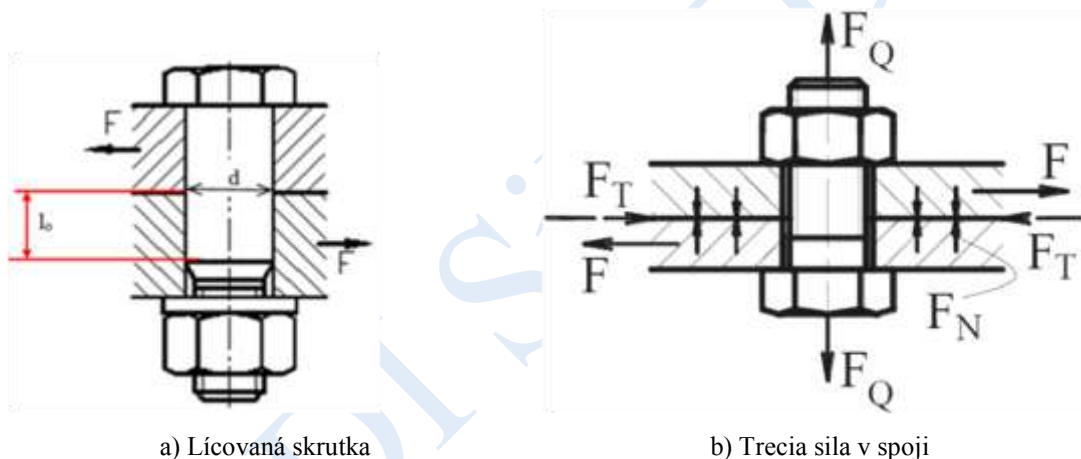
σ_{oADD} – prídavné napätie v ohybe [Pa],

E – modul pružnosti v ťahu [Pa],

l – dĺžka skrutky [m],

d – priemer skrutky [m].

Pre aplikáciu skrutkových spojov namáhaných silou kolmou na os skrutky, teda silou vyvodzujúcou šmykové napätie, je potrebné použiť skrutku s lícovaným driekom. Skrutkový spoj však musí byť realizovaný tak, aby šmyková rovina bola zachytená driekom lícovanej skrutky (obr.2.6).



a) Lícovaná skrutka

b) Trecia sila v spoji

Obr.2.6 Skrutkový spoj pre zachytenie sily kolmej na os skrutky

Driek skrutky bude namáhaný na strih a napätie v drieku skrutky je možné vyjadriť:

$$\tau = \frac{F}{S} \leq \tau_D \quad (2.33)$$

Strižná plocha skrutky sa určí:

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (2.34)$$

Pri aplikácii viacerých skrutiek s lícovaným driekom je napätie definované:

$$\tau = \frac{F}{i \cdot k \cdot S} \leq \tau_D \quad (2.35)$$

τ – šmykové napätie [MPa],

F – sila kolmá na os skrutky [N],

S – plocha strihu [mm²],

i – počet skrutiek,

k – koeficient rozloženia zaťaženia na skrutky.

V tomto prípade je vhodné realizovať aj kontrolu na otláčenie medzi spájaným materiálom a drienkom skrutky, vzťah (2.36). V prípade, ak dôjde k otláčaniu, tak dôjde k posunu polohy skrutky a vzniká v skrutkovom spoji prídavný ohyb. Za l_o volíme menšiu z kontaktných dĺžok.

$$p = \frac{F}{d \cdot l_o} \leq p_D \quad (2.36)$$

Ďalšou z možností, ako eliminovať šmykové napätie v skrutkovom spoji s použitím skrutky bez lícovaného drieku, je využitie trecej sily medzi spájanými materiálmi. Takéto prevedenie nevyžaduje skrutku s lícovaným drienkom, vyžaduje však vyvinutie dostatočne veľkej ťahovej sily v skrutke tak, aby táto osová sila skrutky vyvolala medzi spájanými časťami treciu silu, ktorá bude väčšia ako zaťaženie silou kolmou na os skrutky (obr.2.6b).

V prípade využívania trecej sily medzi spájanými časťami musí platiť nasledovné:

$$F_T = F_N \cdot f = F_Q \cdot i \cdot f \geq F \quad (2.37)$$

Upozornenie: zvýšenie počtu skrutiek i neznamená automaticky zvýšenie únosnosti skrutkového spoja. Dôvodom je nerovnomerné zaťaženie skrutiek. Na rovnomernosť zaťaženia skrutiek má vplyv predovšetkým ich usporiadanie. V prípade usporiadania skrutiek po obvode (spájanie prírub) a počte skrutiek väčšom ako tri sa zvykne uvažovať aj s koeficientom zaťaženia skrutiek na úrovni 75% (teda koeficient má hodnotu 0,75) a použijeme ho v rovnici, ktorú upravíme takto:

$$F_N = 0,75 \cdot F_Q \cdot i \quad (2.38)$$

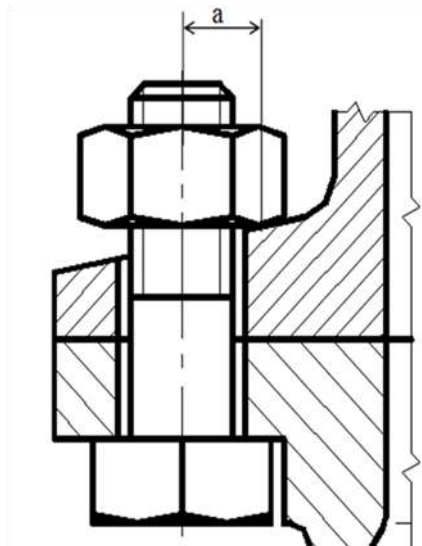
A teda použitý koeficient nám zníži hodnotu normálovej sily F_N o 25%.

Niektorí autori odporúčajú použitie bezpečnostného koeficientu skrutkového spoja k , ktorý má odporúčanú hodnotu $k = (1,3 \div 1,5)$, už v prvej podmienke silovej rovnováhy a tá je potom upravená nasledovne:

$$F_T = F_N \cdot f = 0,75 \cdot F_Q \cdot i \cdot f \geq k \cdot F \quad (2.39)$$

Vzorový príklad 2-23

Pri montáži U profilu pomocou skrutky veľkosti M24 z materiálu 8.8 nebola pod maticou použitá šikmá vyrovnávacia podložka a spoj sa vyhotovil bez nej. Skrutka bude zaťažená osovou silou $F = 30000\text{N}$. Vypočítajte, koľkonásobne bude skrutka M24 preťažená vplyvom prídavného ohybu. Určte výsledný tvarový stav skrutky.



Podľa STN pre skrutku M24 je prierez jadra závitú skrutky $S_j = 353 \text{ mm}^2$, kde malý priemer závitú $d_3 = 20,32 \text{ mm}$, a otvor kľúča $s = 36 \text{ mm}$.

Ťahové napätie v skrutke od osového zaťaženia určíme nasledovne:

$$\sigma_t = \frac{F}{S_j} = \frac{30000 \text{ N}}{353 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2} = 84,985 \text{ MPa} \quad (2.23.A)$$

Ohybové napätie v skrutke vplyvom sklonenej dosadacej plochy za predpokladu vyjadrenia pôsobenia sily na ramene $\left(a \approx \frac{s}{2}\right)$ stanovíme nasledovne:

$$\sigma_o = \frac{M_0}{W_0} = \frac{F \cdot a}{0,1 \cdot d_3^3} = \frac{30000 \cdot \frac{36}{2}}{0,1 \cdot (20,32 \cdot 10^{-3})^3} = 643,61 \text{ MPa} \quad (2.23.B)$$

Výsledné napätie v jadre skrutky bude:

$$\sigma_v = \sigma_t + \sigma_o = 84,985 + 643,61 = 728,59 \text{ MPa} \quad (2.23.C)$$

Pomer vyjadrujúci navýšenie napätia v skrutke od prídavného ohybového efektu:

$$\frac{\sigma_o}{\sigma_t} = \frac{643,61 \text{ MPa}}{84,985 \text{ MPa}} = 7,57 \quad (2.23.D)$$

Efekt trvalej deformácie drieku skrutky určíme pomerom výsledného napätia v skrutke ku kritériu trvalej deformácie drieku skrutky nasledovne:

$$\frac{\sigma_v}{R_e} = \frac{728,59 \text{ MPa}}{640 \text{ MPa}} = 1,14 \quad (2.23.E)$$

Predpoklad porušenia skrutky určíme pomerom výsledného napätia v skrutke ku kritériu pretrhnutia drieku skrutky nasledovne:

$$\frac{\sigma_v}{R_m} = \frac{728,59 \text{ MPa}}{800 \text{ MPa}} = 0,91 \quad (2.23.F)$$

Výpočtom bolo stanovené, že pri montáži matice bez použitia vyrovnávacej podložky na elimináciu sklonu dosadacej plochy vznikne prídavné ohybové napätie, ktoré bude 7,6 – násobne väčšie ako ťahové napätie v skrutke. Ďalej pomocou vzorca (2.23.E) bolo preukázané, že v skrutke určite dôjde k trvalej deformácii drieku, ale ku samotnému porušeniu skrutky ešte nedôjde, čo preukazuje vzorec (2.23.F).

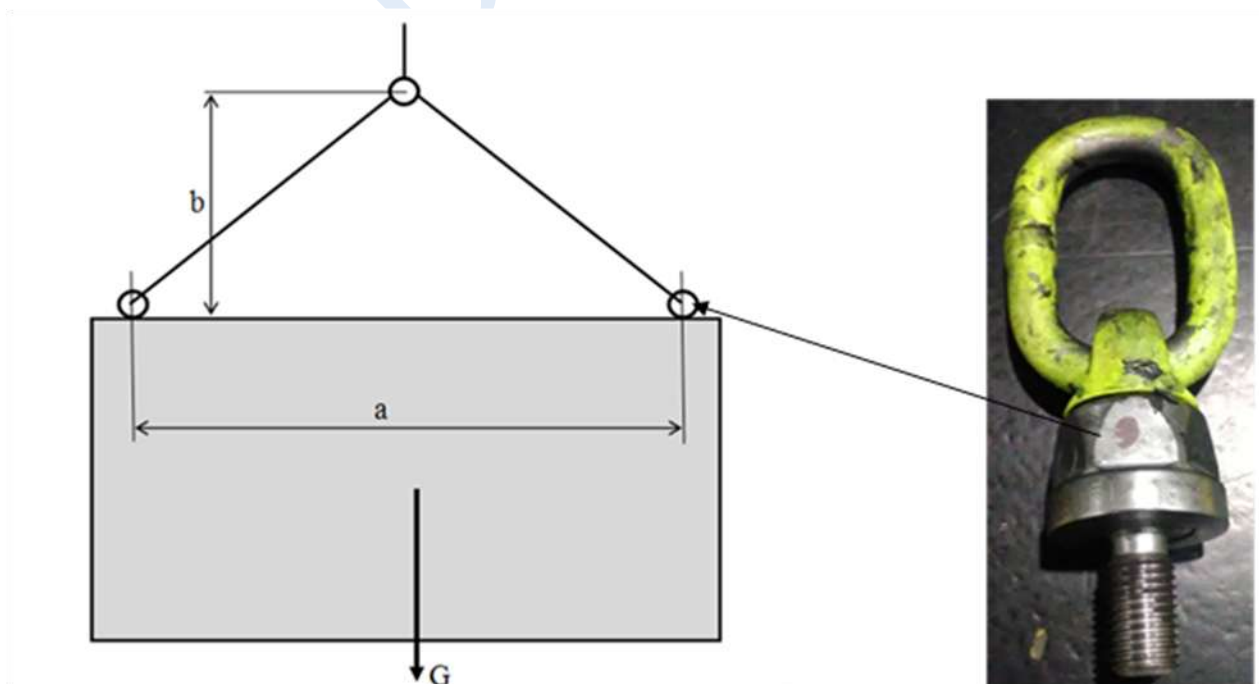
Príklad 2-24

Pre napínanie oceľového lana na obr. sa používa napínacia skrutka so závitom veľkosti M20x2,5 z materiálu 5.6. Lano je napnuté silou $F = 20\text{kN}$. Bezpečnostný koeficient spoja je $k = 1,5$. Súčiniteľ trenia oceľ – oceľ (Príloha č.2) je $f = 0,12$. Určte nasledovné:

- Uťahovací moment potrebný pre napínanie skrutky.
- Napätie v skrutke po napnutí lana.
- Napätie v skrutke počas napínania lana.
- Minimálny počet závitov matice, ak počas napínania bude v závite $p_D = 20\text{MPa}$.

**Príklad 2-25**

Pri manipulácii s bremenom sa viazacie laná upevňujú pomocou viazacích otočných bodov so skrutkou. Bremeno hmotnosti 5000kg bude manipulované pomocou lana, ktoré bude pripevnené ku dvom otočným bodom so skrutkou veľkosti M30x50 (obr.). Skrutka je z materiálu C15E (Príloha č.1). Po upevnení viazacieho lana ku bremenu sú rozmery podľa obr. $a = 1000\text{mm}$, $b = 900\text{mm}$. Súčiniteľ trenia oceľ – oceľ (Príloha č.2) $f = 0,12$.



Požadované:

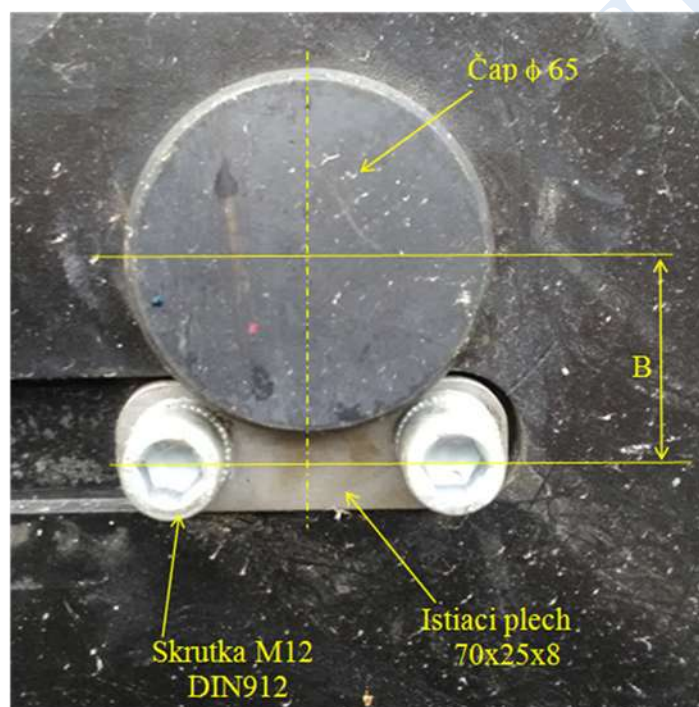
- Napätie v skrutke pri manipulácii.
- Tlak v závitoch. Zhodnot'te či nedôjde k poškodeniu závitov, ak je v závite $p_D = 20\text{MPa}$.

Príklad 2-26

Na nasledujúcich obrázkoch sú dve konštrukčné vyhotovenia poistenia čapu proti pretáčaniu aj proti axiálnemu posunutiu, používané v náročných podmienkach.

V prípade alternatívy A sa na poistenie čapu priemeru $\phi 65$ proti pootočeniu používa istiaci plech o hrúbke $s = 8\text{mm}$. Istiaci plech je priskrutkovaný dvoma skrutkami (obr.). Skrutky sú utiahnuté ťahovacím momentom $M_1 = 35\text{Nm}$.

V prípade alternatívy B je istiaci plech vytvorený priamo hlavou čapu. Táto hlava čapu je priskrutkovaná pomocou jednej skrutky.



Alternatíva A

Definované pre alternatívu A:

Veľkosť skrutiek M10x50 DIN 912 – 12.9

Počet skrutiek 2

Rozmer $B = 38\text{mm}$

Použitý ťahovací moment skrutiek $M_1 = 35\text{Nm}$

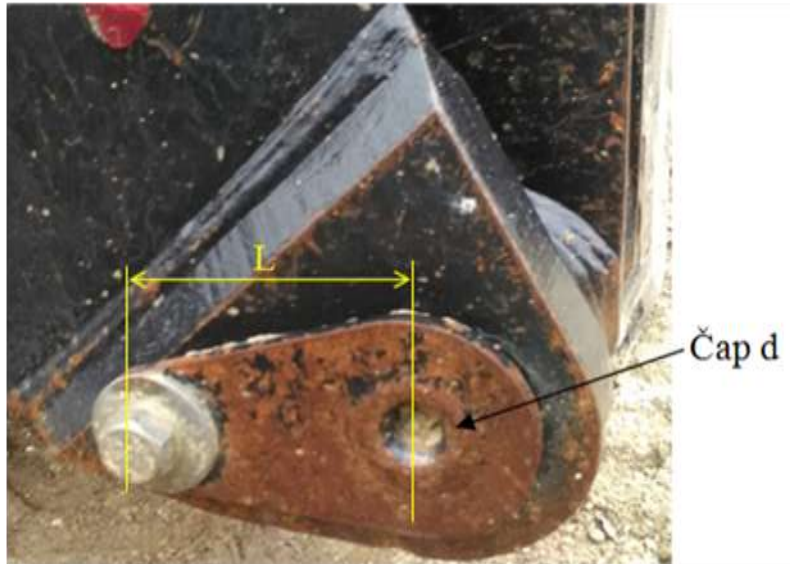
Krútiaci moment pootáčajúci čapom $M_k = 1000\text{Nm}$

Dovolený tlak v poistnom záreze $p_D = 40\text{MPa}$

Súčiniteľ trenia ocel' – ocel' (Príloha č.2) $f = 0,12$.

Požadované pre alternatívu A:

- Skontrolujte, či veľkosť ťahovacieho momentu je dostatočná.
- Určte napätie v skrutke pre použitý ťahovací moment.
- Určte napätie v skrutke, ak ste navrhli zmeniť ťahovací moment.



Alternatíva B

Definované pre alternatívu B:

Krútiaci moment pootáčajúci čapom $M_k = 1000 \text{ Nm}$

Priemer čapu $d = 65 \text{ mm}$

Súčiniteľ trenia ocel' – ocel' (Príloha č.2) $f = 0,12$.

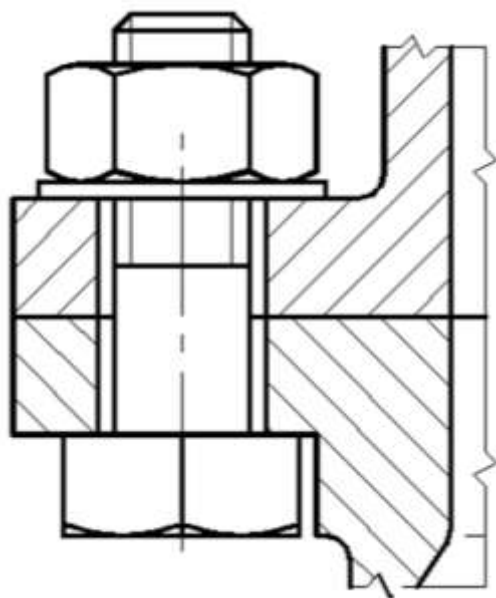
Materiál skrutky 12.9

Požadované pre alternatívu B:

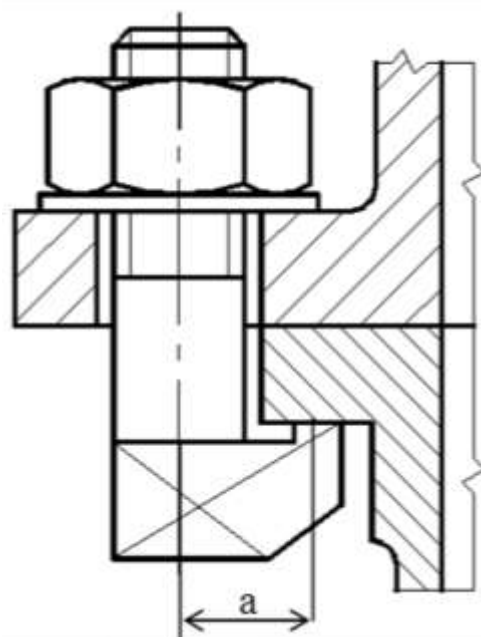
- Navrhnite veľkosť skrutky a vhodný druh skrutky.
- Stanovte potrebný ťahovací moment skrutky.
- Určte napätie v jadre skrutky.
- Nakreslite realizované riešenie poistenia čapu.

Príklad 2-27

Pre upevnenie veka potrubia sa používal skrutkový spoj so skrutkou a maticou (obr. – alternatíva A). Vyžadovalo sa, aby bolo možné veko potrubia rýchlo demontovať a opätovne namontovať bez úplnej demontáže skrutkového spoja. Z tohto dôvodu bola navrhnutá nová alternatíva B so skrutkou s upravenou hlavou. Na obr. sa nachádzajú obe alternatívy skrutkových spojov. Obe skrutky sú vyrobené z rovnakého materiálu a majú rovnakú veľkosť. Požaduje sa posúdenie, ktorá z alternatív je vhodnejšia, ak v oboch alternatívach bude použitý rovnaký ťahovací moment.



Alternatíva A



Alternatíva B

Definované:

Veľkosť skrutiek

Alternatíva A : M12x80 ISO 4014 – 6.8

Alternatíva B: M12x80 – 6.8

Rozmer $e = 10\text{mm}$

Použitý ťahovací moment skrutiek $M_1 = 26\text{Nm}$

Súčiniteľ trenia oceľ – oceľ (Príloha č.2) $f = 0,12$.

Požadované:

- Určte napätie v skrutke pre použitý ťahovací moment pre alternatívu A.
- Určte napätie v skrutke pre použitý ťahovací moment pre alternatívu B.
- Posúďte, ktorá alternatíva je vhodnejšia. Vysvetlite prečo.

Príklad 2-28

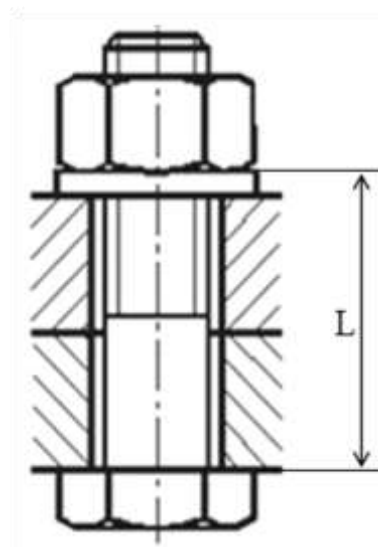
Skrutkový spoj vyhotovený pomocou skrutky s maticou s veľkosťou skrutky M12 x 100 (obr.). Pre potreby montáže bola skrutka zohriata na teplotu 100°C . Skrutkový spoj bol utiahnutý ťahovacím momentom $M_1 = 12\text{Nm}$. Následne bol skrutkový spoj ochladený na teplotu 20°C , pri ktorej bude aj prevádzkovaný.

Definované:

Skrutka M12 x 100, materiál 6.8

Dĺžka od hlavy skrutky po maticu $L = 80\text{mm}$

Súčiniteľ trenia oceľ – oceľ $f = 0,15$.



Uťahovací moment pri teplote $t = 100^{\circ}\text{C} \rightarrow M_1 = 20\text{Nm}$

Otvor pre skrutku $d_0 = 14\text{mm}$

Veľkosť kľúča $s = 19\text{mm}$

Súčiniteľ teplotnej rozťažnosti pre oceľ $\alpha = 1,1 \cdot 10^{-5} \text{ mm}^{\circ}\text{C}$

Modul pružnosti v ťahu $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

Požadované:

- Osová sila v skrutke pri utiahnutí pri teplote 100°C .
- Osová sila v skrutke pri jej ochladení na 20°C .
- Moment potrebný pre uvoľnenie skrutky, ak bude demontáž pri teplote 20°C .
- Skontrolujte napätie v skrutke voči medzi klzu R_e počas jej prevádzkovania.
- Skontrolujte napätie v skrutke voči medzi pevnosti R_m pri uvoľňovaní počas jej demontáže.

Príklad 2-29

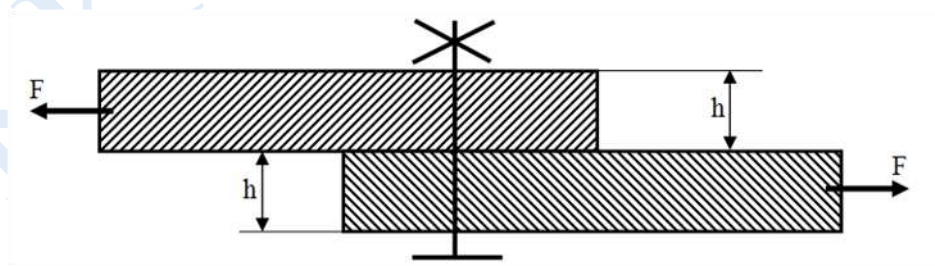
Bezpečnostná skrutka so závitom veľkosti M6x0,5 z materiálu 10.9, ktorá je namáhaná osovou silou, musí pri preťažení okamžite prasknúť (nesmie dôjsť k jej deformácii ale okamžite k prasknutiu).

Určte nasledovné:

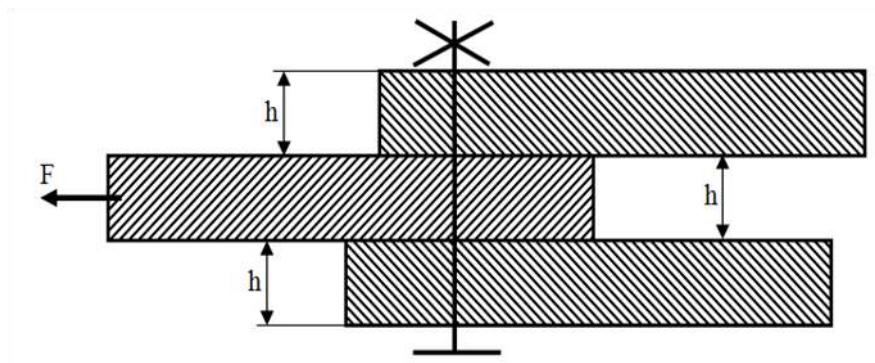
- Osovú silu v skrutke, pri ktorej dôjde k prasknutiu skrutky.
- Uťahovací moment, ktorým je potrebné skrutku dotiahnuť pri montáži, aby vplyvom preťaženia nedošlo ku deformácii skrutky, ale ku jej okamžitému prasknutiu.

Príklad 2-30

Plechý z materiálu S355J2H je možné spájať dvoma spôsobmi (obr.). Prvým spôsobom je priame spojenie a druhým spôsobom je dvojité preplátovanie. Spoj je zaťažovaný silou $F = 5\text{kN}$, ktorá je kolmá na os skrutky. Spájané plechy sú hrúbky $h = 15\text{mm}$. Plechy sú spojené pomocou skrutkového spoja jednou skrutkou s maticou.



Priame spojenie plechov



Spojenie plechov dvojitém preplátovaním

Navrhnete veľkosť skrutky pre oba spôsoby spojenia plechov, pomocou dvoch alternatívnych riešení.

- Použite skrutku s lícovaným driekom DIN610 (STN 021112).
- Použite skrutku ISO 4014 (DIN931), súčiniteľ trenia oceľ – oceľ $f = 0,15$.
- Nakreslite obe alternatívne riešenia.

Príklad 2-31

Rýchloupínacia skrutka na obr. je utiahnutá ručne momentom $M_1 = 3\text{Nm}$. Po utiahnutí je sklopená páka rýchloupínača. Po sklopení páky rýchloupínača v skrutke narastie napätie 10 násobne oproti napätiu pri ručnom utiahnutí.

Definované:

Závit skrutky M6x1

Dĺžka drieku skrutky vrátane závitu $l = 60\text{mm}$

Súčiniteľ trenia oceľ – oceľ $f = 0,15$

Modul pružnosti v ťahu $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{MPa}$

Materiál skrutky 6.8

Ručný ťahovací moment $M_1 = 3\text{Nm}$

Požadované:

- Určte napätie v skrutke po ručnom utiahnutí.
- Určte napätie v skrutke po aktivovaní páky rýchloupínača.
- Pomernú deformáciu skrutky po aktivovaní páky rýchloupínača.
- Skontrolujte skrutku, či nenastane trvalá deformácia, ak požadovaná bezpečnosť je $k = 1,5$.



Príklad 2-32

Pre dočasné uchytenie sa používa upevňovacia skrutka so závitom M12x1,75 z materiálu 8.8 (obr.). Pomocou upevňovacej skrutky je potrebné na kontaktnom tanieriku vytvoriť tlak 10MPa. Priemer kontaktného tanierika je $D = 30\text{mm}$.

Definované:

Závit skrutky M12x1,75

Súčiniteľ trenia oceľ – oceľ $f = 0,15$

Modul pružnosti v ťahu $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{MPa}$

Materiál skrutky 8.8

Požadované:

- Veľkosť ťahovacieho momentu
- Napätie v skrutke počas ťahovania
- Určenie bezpečnosti skrutky voči medzi klzu a medzi pevnosti.

**Príklad 2-33**

Svorka vytvorená zo skrutky v tvare U (obr.). je použitá ako strmeň na uchytenie oceľového nosníka. Závit použitý na strmeni je M10x1 z materiálu 8.8. Súčiniteľ trenia oceľ – oceľ $f = 0,15$. Po utiahnutí matic bude v skrutke napätie na hodnote 30% z medze klzu. Pod maticami sú použité podložky ISO 7089 (DIN 125A).

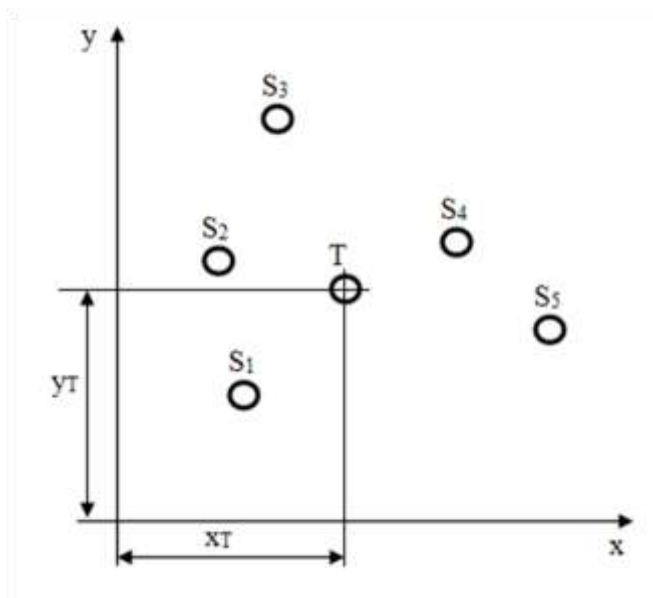


Požaduje sa určiť nasledovné:

- Ťahovací moment.
- Veľkosť sily, ktorou je možné následne zaťažiť strmeň tak, aby napätie v strmeni nebolo viac ako 70% z medze pevnosti skrutky.
- Veľkosť napätia v skrutke počas ťahovania matic.
- Hodnotu ťahovacieho momentu, ak by boli použité samopoistné matice s teflonovým krúžkom ISO 7040.

2.3 Skupinové skrutkové spoje

Pri vyhotovení oceľových konštrukcií pomocou skrutkových spojov sú skrutkové spoje organizované v skupinách. Zvyčajne sa volia skupiny v tvare radov, štvor- a viac uholníkov alebo kružníc. Prvým základným krokom pri určení zaťaženia jednotlivých skrutiek je stanovenie mysleného stredu otáčania, ktorý je situovaný v ťažisku spoja.



Obr.2.7 Schéma skupinového spoja

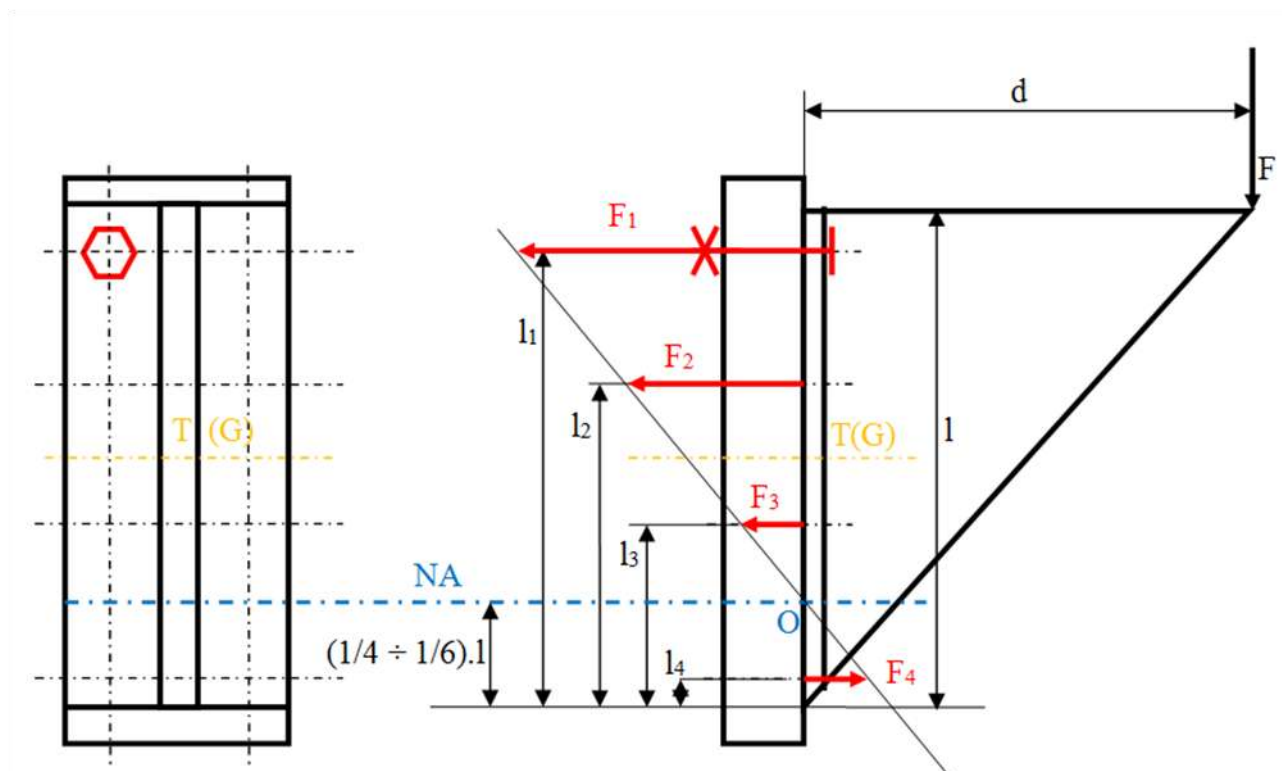
Na obr.2.7 je skrutkový spoj reprezentovaný prierezmi skrutiek S_1 až S_5 . Určíme si polohu ťažiska spoja pomocou stanovenia jeho súradníc nasledovne:

$$x_T = \frac{S_1 \cdot x_1 + S_2 \cdot x_2 + S_3 \cdot x_3 + \dots + S_i \cdot x_i}{S_1 + S_2 + \dots + S_i} = \frac{\sum_{j=1}^i S_j \cdot x_j}{\sum_{j=1}^i S_j} \quad (2.40)$$

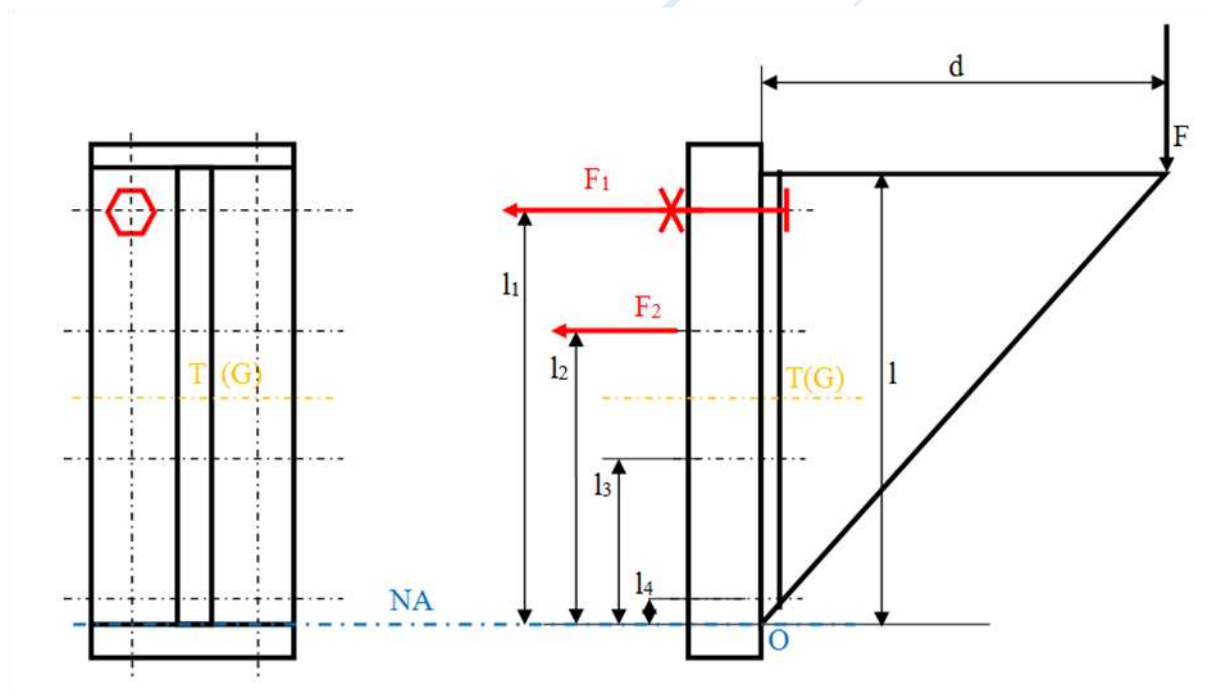
$$y_T = \frac{S_1 \cdot y_1 + S_2 \cdot y_2 + S_3 \cdot y_3 + \dots + S_i \cdot y_i}{S_1 + S_2 + \dots + S_i} = \frac{\sum_{j=1}^i S_j \cdot y_j}{\sum_{j=1}^i S_j} \quad (2.41)$$

Pri organizácii skrutkového spoja v rade (obr.2.8) z princípu rovnováhy sily a momentu existujú skrutky, ktoré nie sú zaťažené, pretože sú umiestnené v nosnej (tlakovej) časti spoja. Skrutky v oblasti ťahu majú ťahové zaťaženie, ktoré možno vyhodnotiť predpokladom lineárneho rozloženia sily od neutrálnej osi k najvzdialenejším skrutkám, ako je znázornené na obr.2.8. Je však ťažké presne určiť, kde existuje neutrálna os (NA) kvôli pružnosti skrutky, dosky a podpery. Bod O nachádzajúci sa na osi NA je stredom tlakového zaťaženia.

Existujú autori, ktorí uvádzajú, že neutrálna os (NA) sa nachádza v jednej štvrtine až jednej šestine od spodnej hrany nosníka. Potom budú na ťah namáhané len skrutky nachádzajúce sa nad neutrálnou osou obr.2.8.



Obr.2.8. Dvojradowý skrutkový spoj zaťažený silou kolmou na os skrutiek



Obr.2.9. Konzervatívny prístup k definovaniu neutrálnej osi dvojradowého skrutkového spoja

Konzervatívny prístup výpočtu predpokladá, že NA je na spodnej hrane nosníka obr.2.9. Pre riešenie takto orientovaných skupinových skrutkových spojov je potrebné vonkajšie excentrické zaťaženie F pretransformovať do ťažiska v podobe posúvajúcej sily $F = F_T$, potom zaťaženie pripadajúce na jednu skrutku bude $F_{Ti} = F_T/i$. Excentrické zaťaženie vytvorí moment ohybový na nosníku $M_o = F \cdot d$, ktorý je potrebné pretransformovať ako silu v skrutke podľa nasledovných podmienok:

$$F_i = \frac{M_o \cdot l_i}{N \cdot (l_1^2 + l_2^2 + l_3^2 + \dots + l_i^2)} \quad (2.42)$$

Maximálna sila bude v najvzdialenejšej skrutke od neutrálnej osi.

$$F_{max} = \frac{M_o \cdot l_{max}}{N \cdot \sum_{j=1}^i l_j^2} \quad (2.43)$$

i – počet skrutiek,

N – počet radov skrutiek,

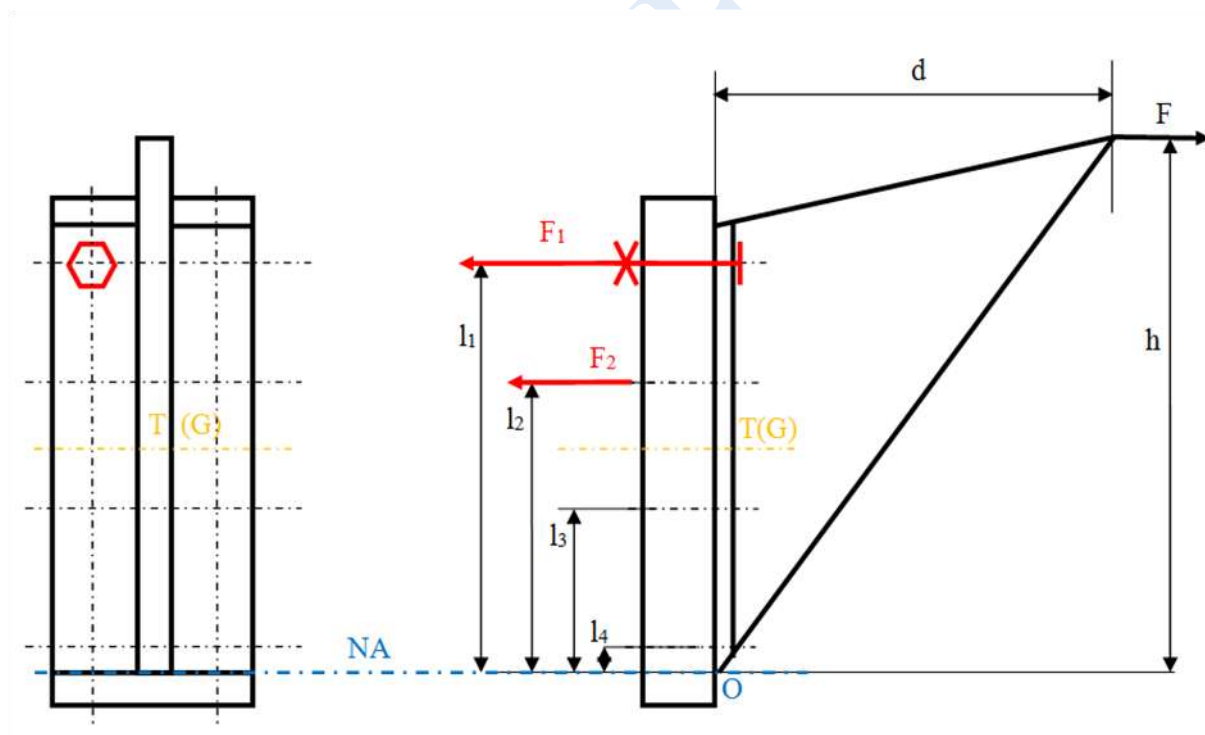
l – vzdialenosť vyšetrovanej skrutky ku neutrálnej osi,

$l_1, l_2, \dots, l_i$ – vzdialenosti skrutiek ku neutrálnej osi.

Skrutka je potom namáhaná na strih od posúvajúcej sily F_T a na ťah od sily v skrutke F_i , určenej z vyššie uvedených podmienok. Je pochopiteľné, že maximálne napätie bude v najvzdialenejšej skrutke od osi NA. Výsledné napätie v skrutke bude:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{F_{max}}{S_3}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{F_{Ti}}{S}\right)^2} \quad (2.44)$$

V prípade, že skrutkový spoj je zaťažený silou, ktorá je excentrická a paralelná s osou skupiny skrutiek $T(G)$ (obr.2.10), budú jednotlivé skrutky namáhané len na ťah.



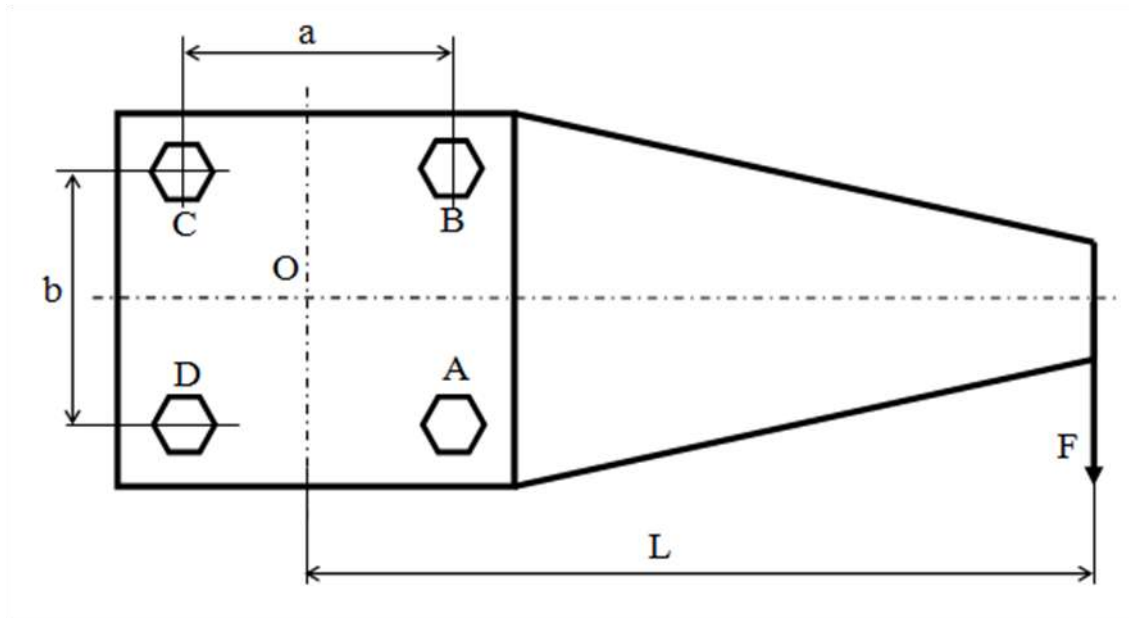
Obr.2.10. Dvojradový skrutkový spoj zaťažený silou rovnobežnou s osou skrutiek

Výsledné napätie je súčtom jednotlivých ťahových napätí kde: $F_i = F/i$ a $M_o = F \cdot l$.

$$\sigma = \frac{F_{max}}{S_3} + \frac{F_i}{S_3} \quad (2.45)$$

Vzorový príklad 2-34

Konzola z plechu je priskrutkovaná pomocou štyroch skrutiek (obr.). Konzola je zaťažená silou $F = 16\text{kN}$ a má nasledovné rozmery $L = 425\text{mm}$, $a = 150\text{mm}$, $b = 120\text{mm}$. Určte, ako budú jednotlivé skrutky zaťažené.



Skrutky sú symetrické voči ťažisku „O“ ich skupiny. Vonkajšie zaťaženie voči ťažisku môžeme vyjadriť pomocou väzbovej sily F' a reakčného momentu M .

$$M = F \cdot L = 16 \cdot 425 = 6800\text{Nm} \quad \text{a} \quad F' = 16\text{kN}$$

Vzdialenosť „r“ ťažiska, k jednotlivým skrutkám sa určí z Pytagorovej vety:

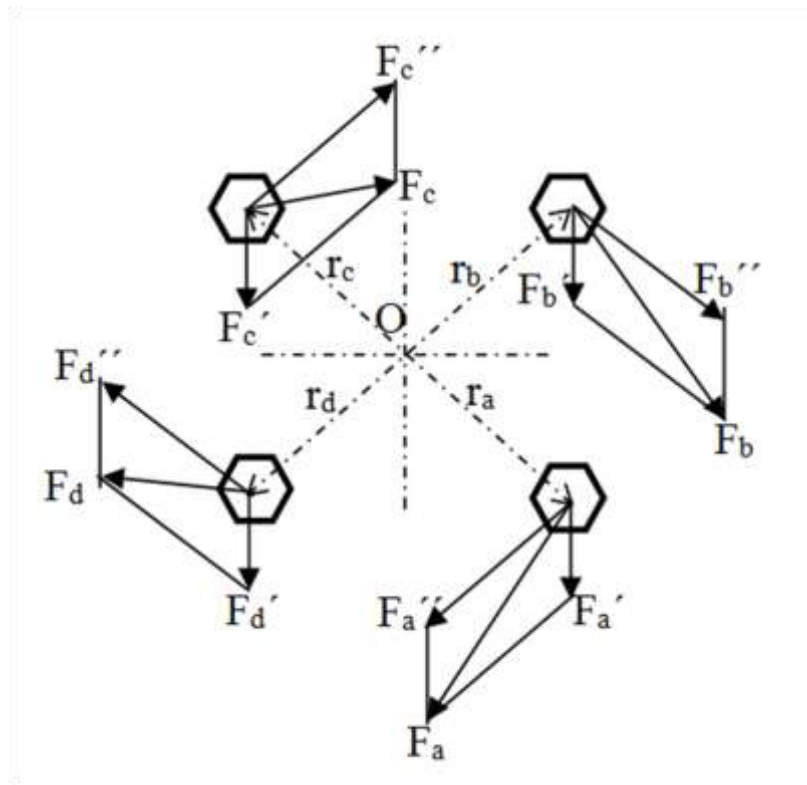
$$r = \sqrt{60^2 + 75^2} = 96\text{mm} \quad (2.34.A)$$

Zaťaženie jednotlivých skrutiek od väzbovej sily bude rovnomerné a teda $F' = F/4 = 4\text{kN}$.

Vzhľadom k tomu, že vzdialenosť všetkých skrutiek od ťažiska je rovnaká, je možné uvažovať so silou na jednotlivých skrutkách od momentu nasledovne:

$$F'' = \frac{M \cdot r}{4 \cdot r^2} = \frac{M}{4 \cdot r} = \frac{6800}{4 \cdot 96} = 17,7\text{kN} \quad (2.34.B)$$

Pôsobenie síl v skrutke od momentu M a od väzbovej sily F' je na nasledovnom obr.

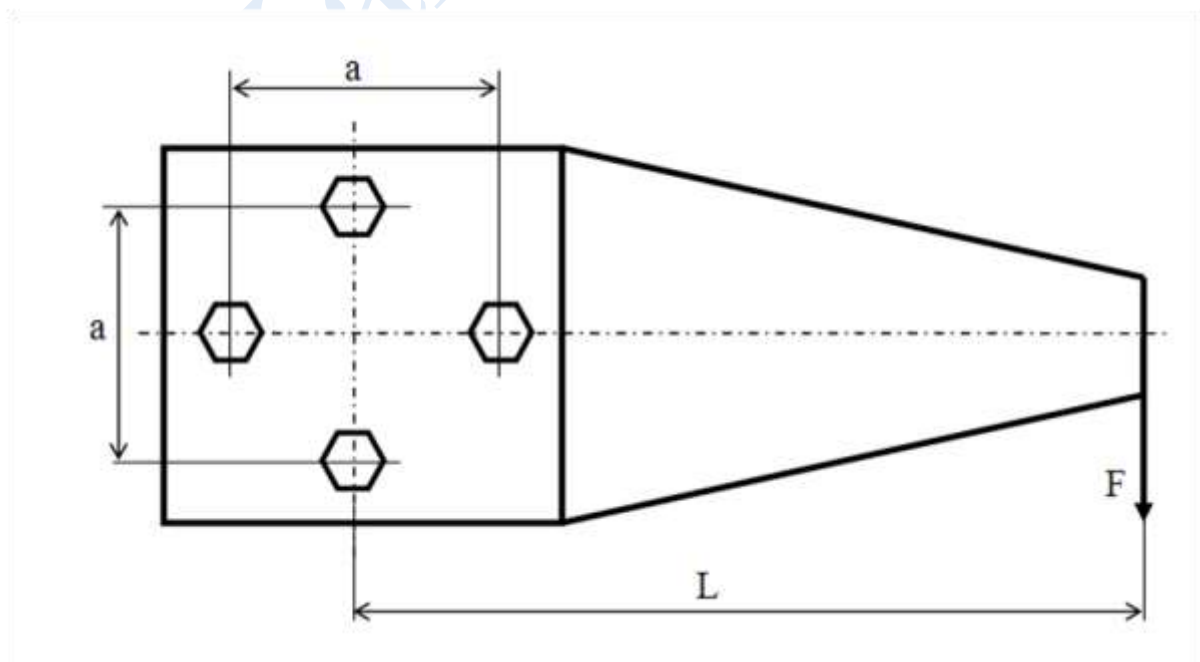


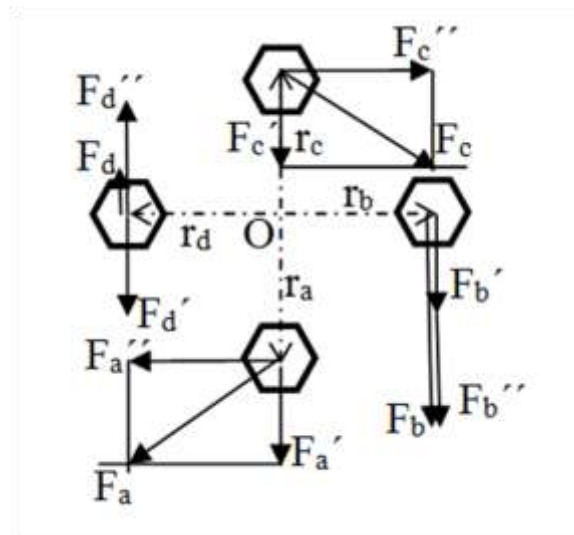
Výsledné sily v skrutkách sú výsledkom vektorového súčtu síl, použitia kosínusovej vety. Z obr. je zrejmé, že sily F_A a F_B sú väčšie ako sily F_C a F_D .

$$F_A = F_B = 21 \text{ kN}, F_C = F_D = 14,8 \text{ kN}.$$

Z dôvodu technologickej jednoduchosti budeme navrhovať všetky skrutky rovnakej veľkosti, ale pri ich návrhu sa budeme opierať o viac zaťažované skrutky v mieste A a B.

Variant B upevnenia konzoly predpokladá usporiadanie štyroch skrutiek do kosoštvorca (obr.). Postup stanovenia účinku síl pôsobiacich na skrutky je obdobný ako pri variante A. Výsledné pôsobenie síl je výrazne iné (obr. silový obrazec).

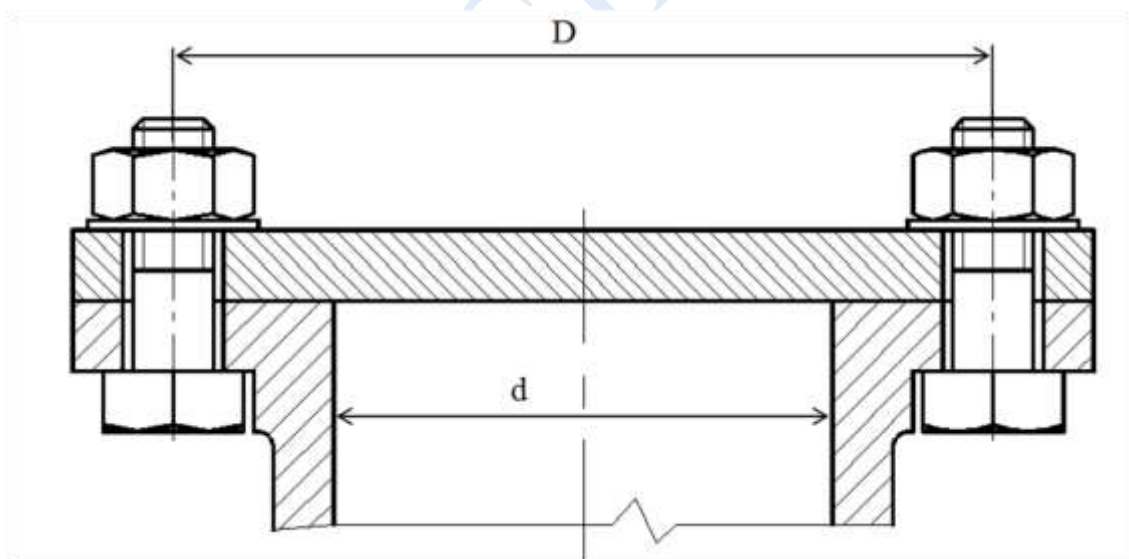




Z analýzy variantu B vyplýva, že najviac namáhanou skrutkou bude skrutka B s maximálnou silou veľkosti F_B .

Príklad 2-35

Na obrázku je skrutkové spojenie oceľového veka a liatinovej valcovej nádoby. Na spojenie je použitých 12 skrutiek M12 ISO 4014 – 8.8, ktoré sú rovnomerne rozmiestnené po obvodu rozstupovej kružnice priemeru $D = 350\text{mm}$. Priemer liatinovej nádoby $d = 150\text{mm}$. V nádobe je stály prevádzkový tlak plynu 6 MPa. Pri skúšaní je nádoba testovaná na tlak zodpovedajúci 1,3 násobku prevádzkového tlaku.



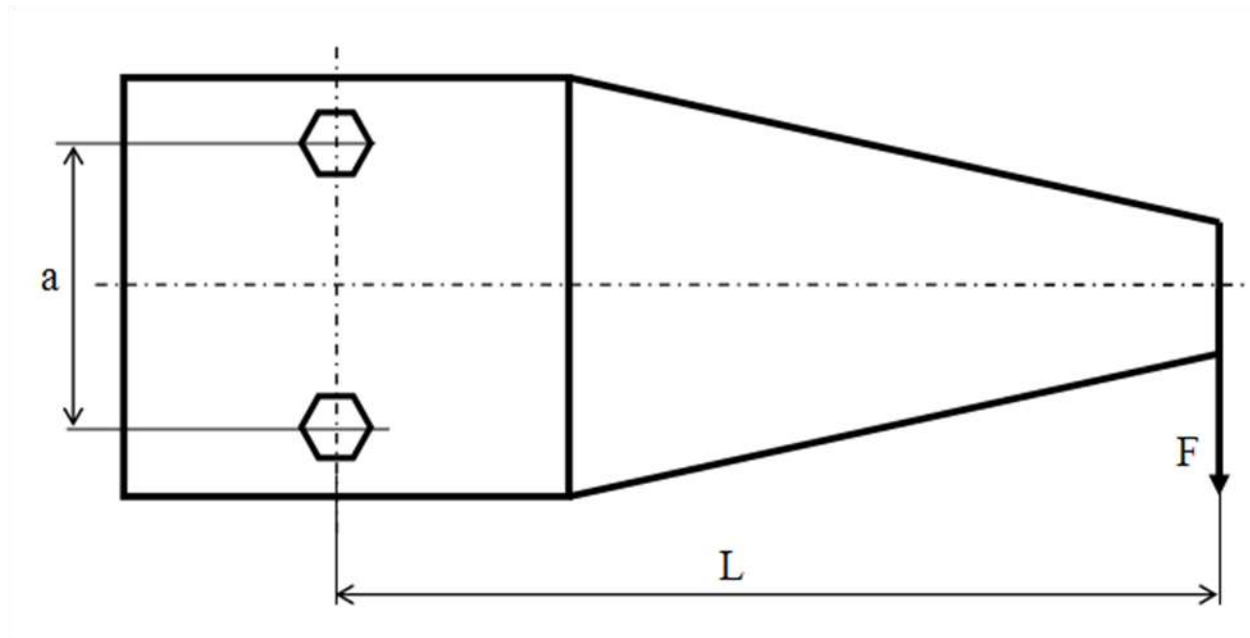
Požadované:

- Určte potrebný moment pre utiahnutie skrutiek.
- Stanovte súčiniteľ bezpečnosti skrutky pri skúšaní nádoby voči medzi pevnosti.
- Stanovte súčiniteľ bezpečnosti skrutky pri prevádzkovaní nádoby voči medzi pevnosti.

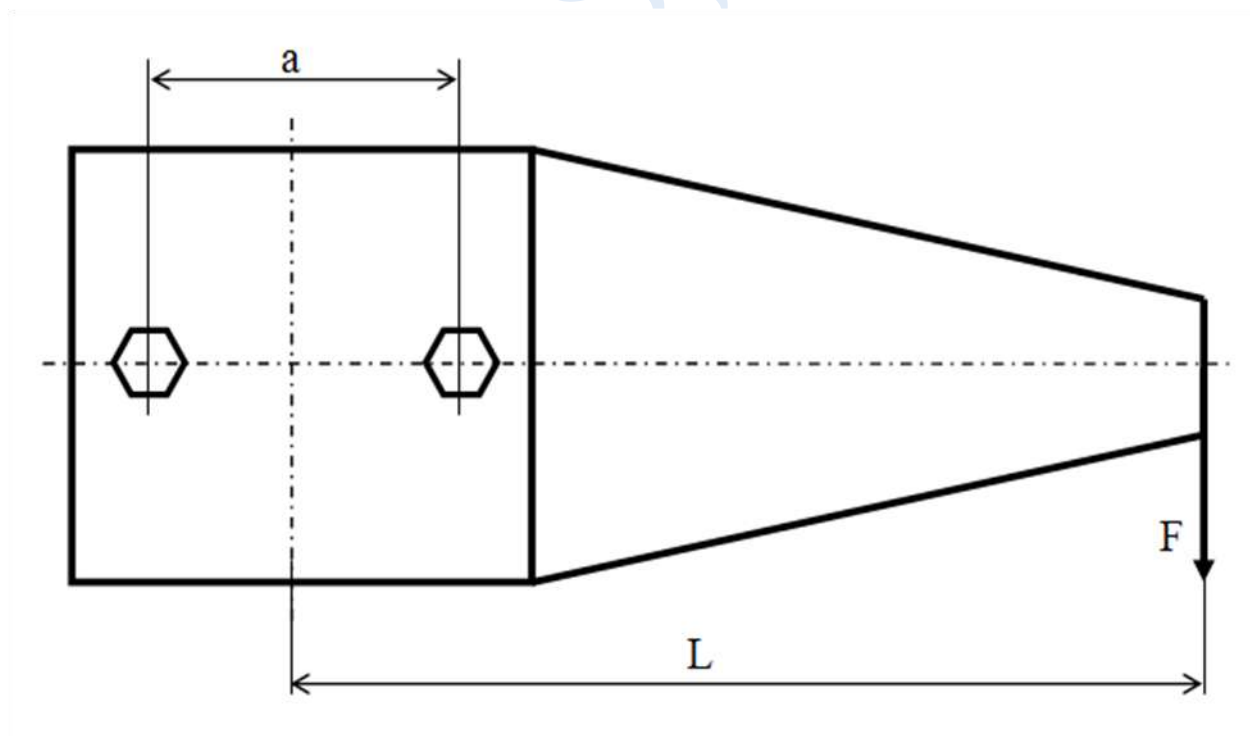
Príklad 2-36

Konzola má byť upevnená pomocou skrutiek a má prenášať zaťaženie podľa obrázkov nižšie. Konštruktér musí obvykle najprv rozhodnúť o rozmiestnení skrutiek. Takého rozhodnutia môžu byť vykonávané na základe analýzy síl v spoji a znalosti vhodnosti rôznych rozmiestnení.

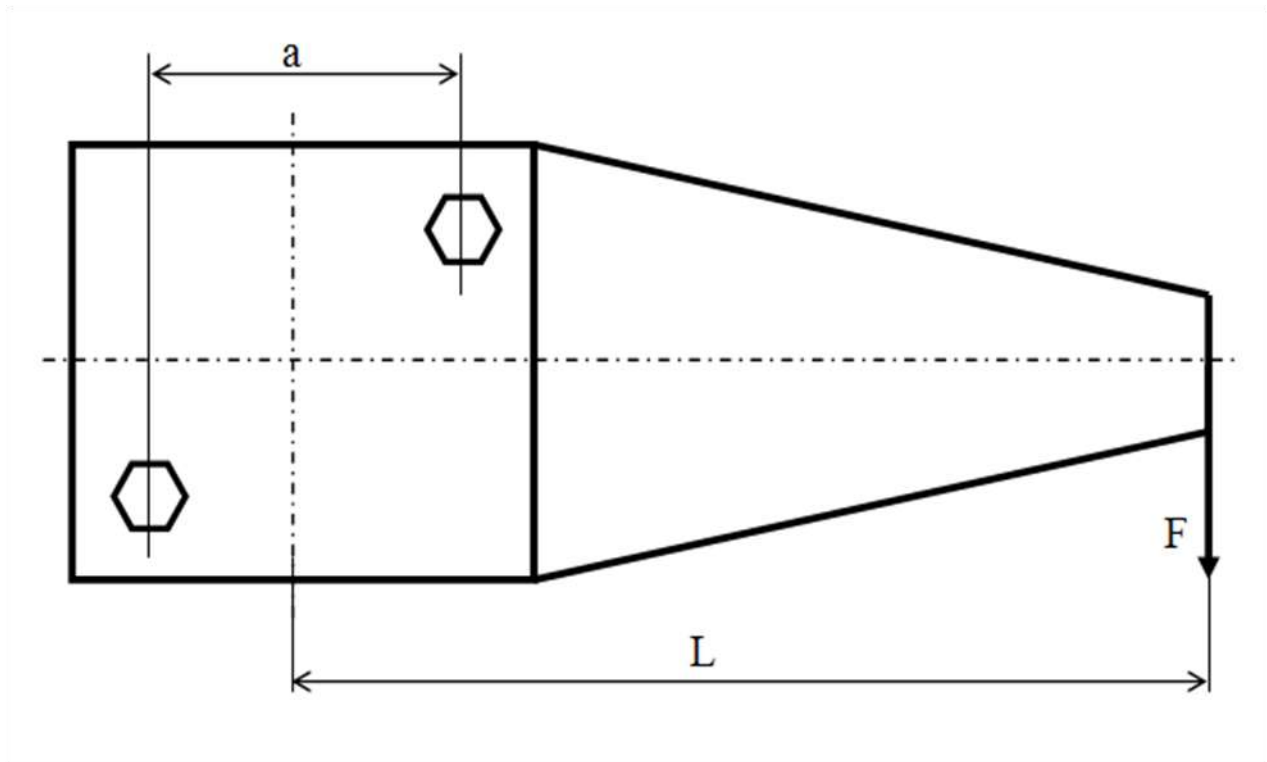
a) Pokiaľ sa použijú dve skrutky, majú byť umiestnené vertikálne (pod sebou), horizontálne (vedľa seba), alebo diagonálne? Ako by ste rozhodli?



Usporiadanie skrutiek vertikálne

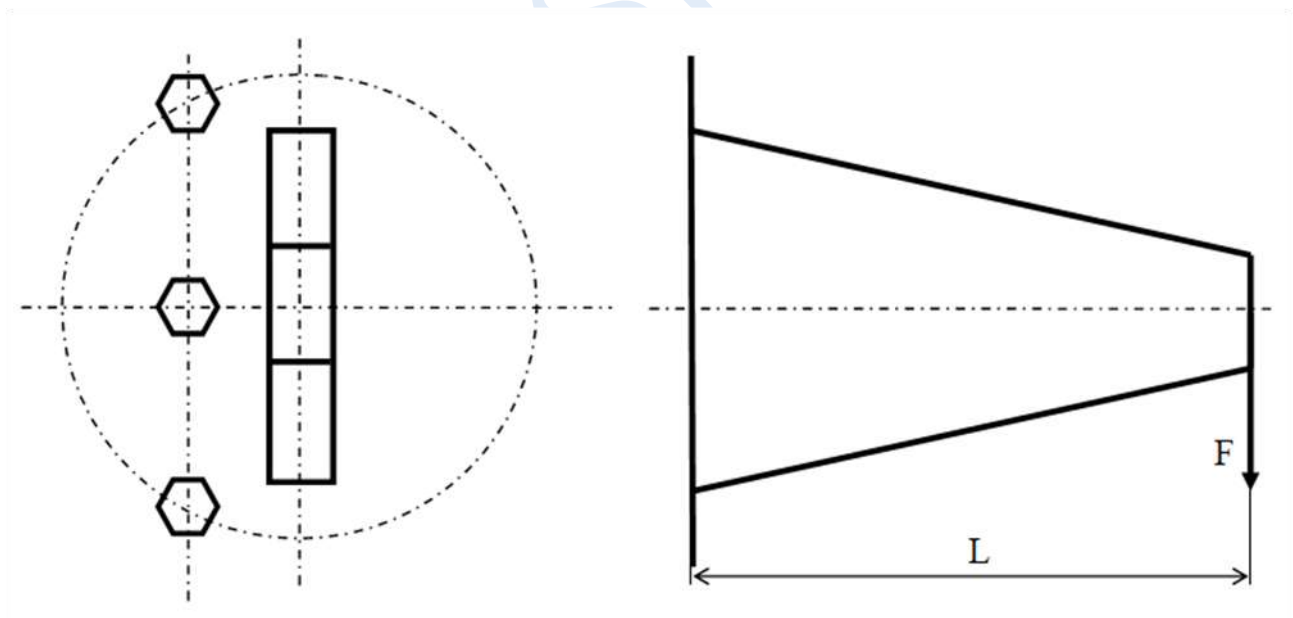


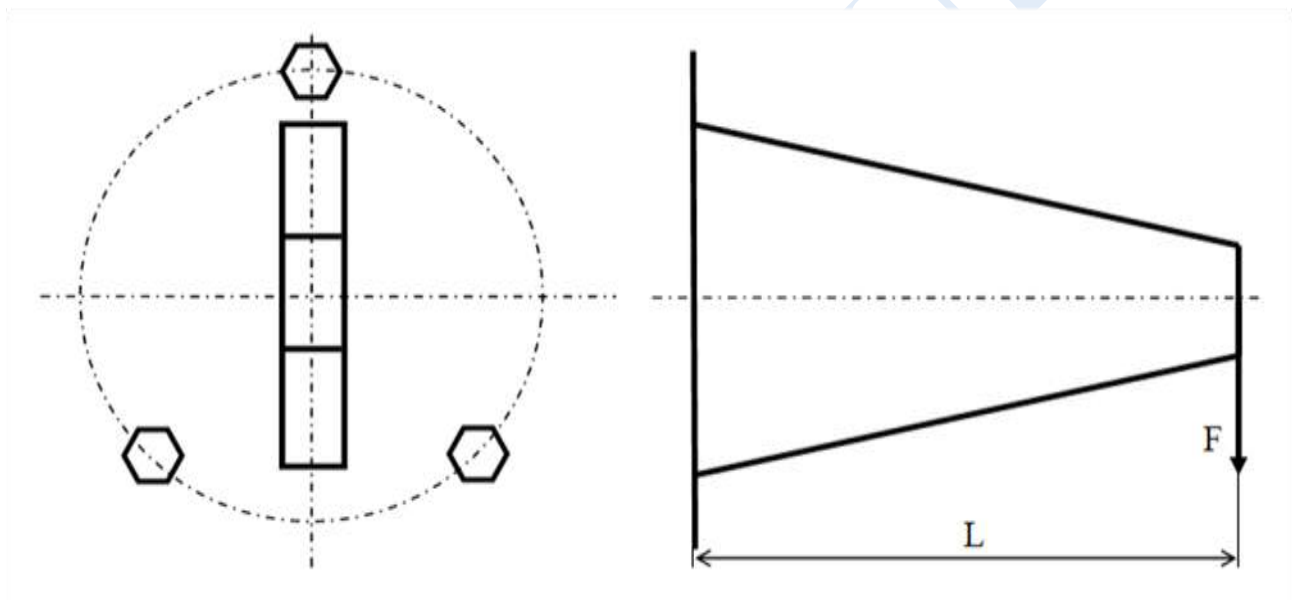
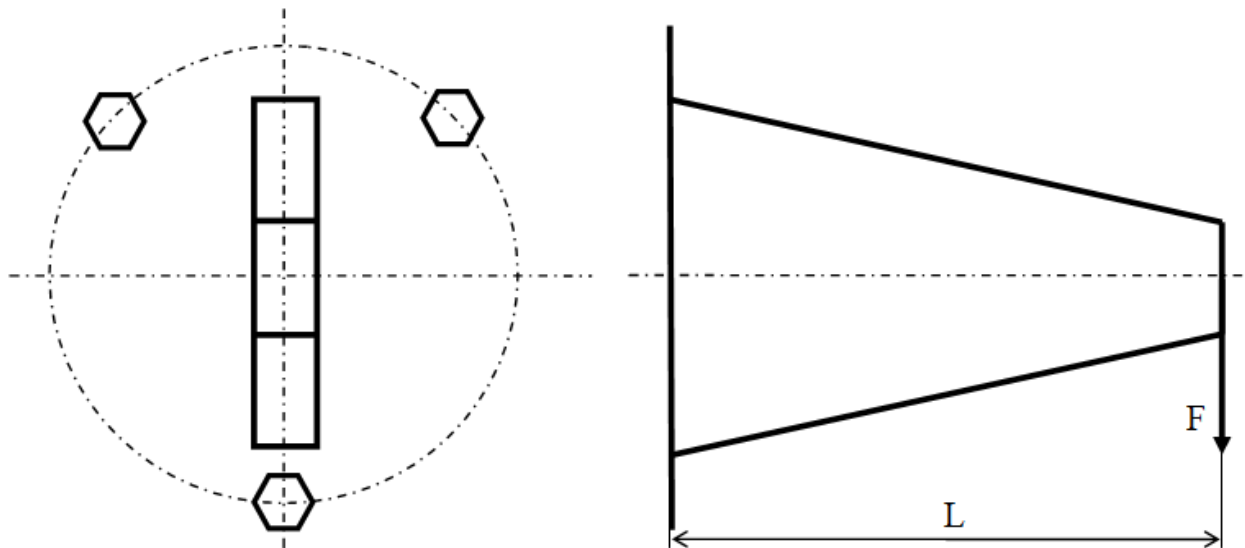
Usporiadanie skrutiek horizontálne



Usporiadanie skrutiek diagonálne

b) Pokiaľ sa použijú tri skrutky, majú byť usporiadané v jednej priamke alebo do trojuholníka? Aká má byť orientácia trojuholníka v prípade trojuholníkového usporiadania?



**Príklad 2-37**

Po výbere vhodného variantu pre uchytenie konzoly pomocou dvoch alebo troch skrutiek v úlohe 2-36, navrhnete veľkosti skrutiek, ak oceľová konzola bude montovaná na oceľový plech.

Definované:

Zaťažujúca sila $F = 7\text{ kN}$

Súčiniteľ trenia oceľ - oceľ $f = 0,15$

Materiál skrutiek 6.8

Rozmer $L = 500\text{ mm}$

Rozmer $a = 100\text{ mm}$

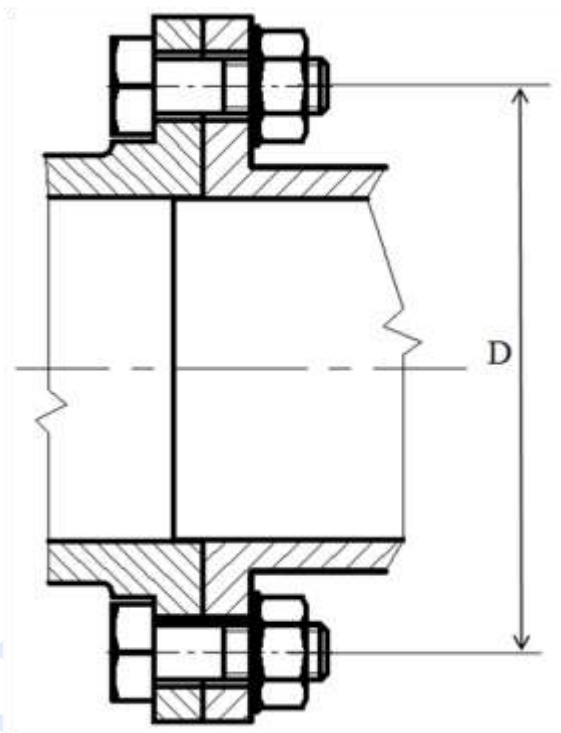
Priemer rozstupovej kružnice umiestnenia skrutiek je rovný rozmeru a .

Požadované:

- Navrhnete typ a veľkosť skrutiek.
- Stanovte ťahovací moment skrutiek.
- Určte napätie v skrutke po jej utiahnutí.
- Určte napätie v skrutke počas ťahovania.
- Vypočítajte bezpečnosť skrutky voči medzi pevnosti.

Príklad 2-38

Dva hriadele zakončené prírubami so sivej liatiny sú zoskrutkované šiestimi skrutkami M8x60 ISO 4014 (DIN931) - 8.8 (obr.). Hriadeľmi sa prenáša krútiaci moment $M_k = 100\text{Nm}$.



Definované:

Prenášaný krútiaci moment $M_k = 100\text{Nm}$

Súčiniteľ trenia liatina - liatina $f = 0,25$

Súčiniteľ trenia oceľ - liatina $f = 0,2$

Súčiniteľ trenia oceľ - oceľ $f = 0,15$

Rozmer $D = 120\text{mm}$

Počet skrutiek $i = 6$

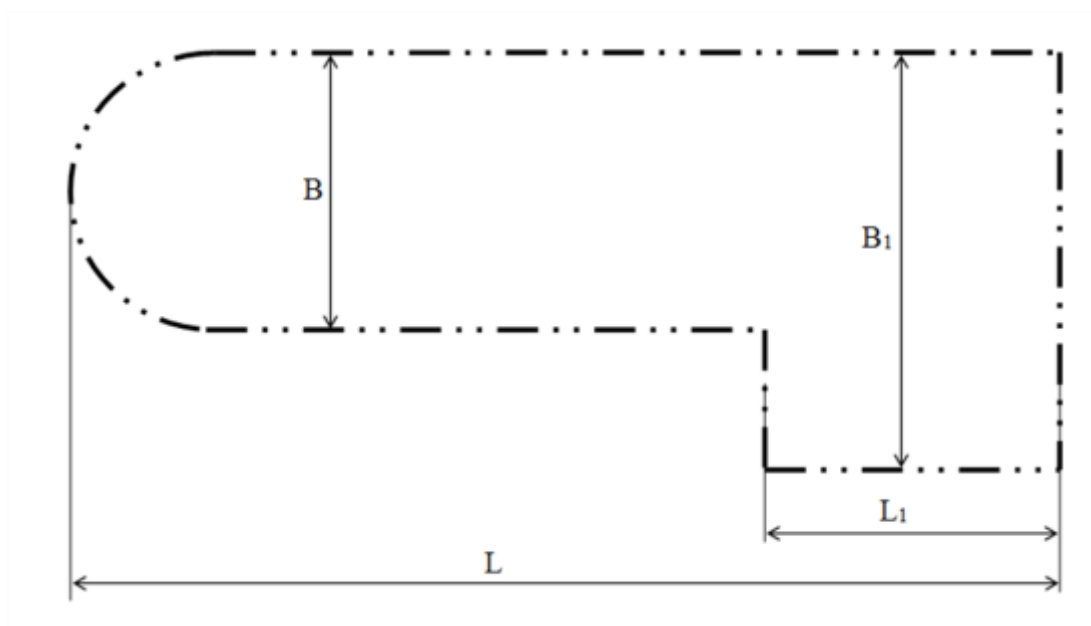
Skrutka typu M8x60 ISO 4014 – 8.8

Požadované:

- Moment potrebný pre utiahnutie skrutiek.
- Skontrolovať napätie v skrutkách pri montáži.
- Zhodnotiť, či nedôjde ku poškodeniu skrutky ak požadovaná bezpečnosť $k = 1,25$.

Príklad 2-39

Veko prevodovky má tvar podľa obr. Plocha veka je $S = 350\text{mm}^2$. Na veko bude pôsobiť tlak veľkosti $1,2\text{MPa}$. Rozhodnite, ako je najvhodnejšie rozmiestniť skrutky na veku, aby osová sila v skrutkách bola rovnaká.

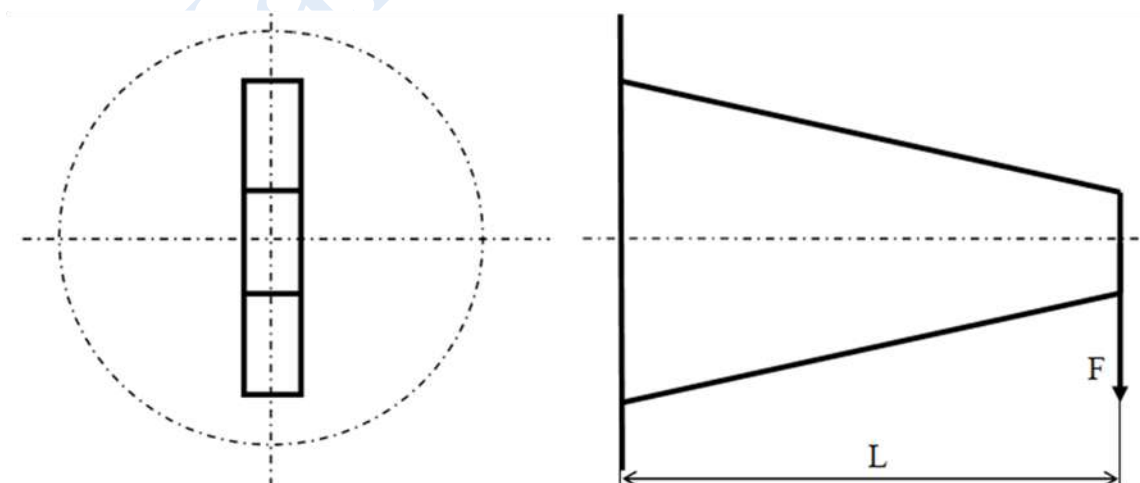


Požadované:

- a) Použije sa 10 skrutiek.
- b) Použije sa 12 skrutiek.
- c) Použije sa 15 skrutiek.

Príklad 2-40

Rozhodnite, ako by mali byť rozmiestnené skrutky, ak bude konzolový nosník zaťažený zvislou silou $F = 10\text{kN}$ (obr.). Požaduje sa, aby sa na priskrutkovanie použilo päť skrutiek.



Definované:

Zaťažujúca sila $F = 10\text{kN}$

Skrutky 5 ks M10x50 ISO 4014 (DIN931) – 8.8

Súčiniteľ trenia oceľ – oceľ $f = 0,15$

Rozstupový priemer rozmiestnenia skrutiek $D = 150\text{mm}$

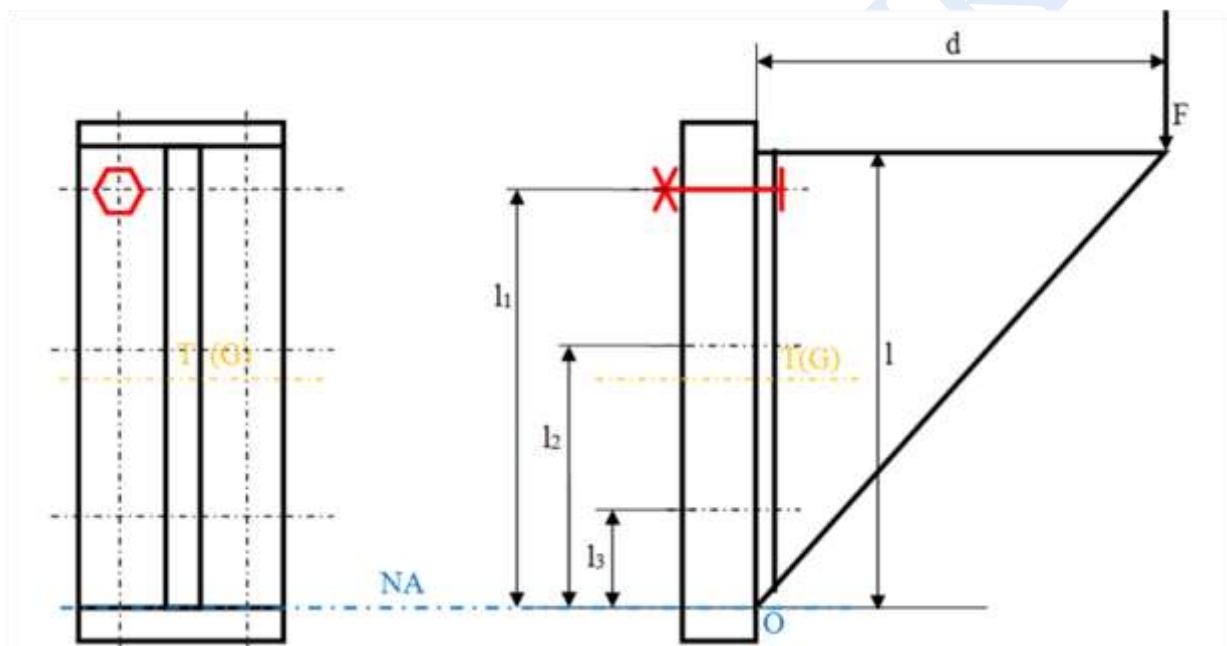
Rozmer $L = 300\text{mm}$

Požadované:

- Určenie osovej sily v každej skrutke.
- Stanovenie ťahovacieho momentu skrutiek.
- Určenie napätia v každej skrutke po utiahnutí.

Príklad 2-41

Konzola zaťažená všeobecnou silou $F = 5\text{kN}$ s rozmermi podľa obr. je priskrutkovaná pomocou 6 skrutiek. Použité sú skrutky M8x40 ISO 4014 (DIN931) - 6.8.



Definované:

Zaťažujúca sila $F = 5\text{kN}$

Vzdialenosť $d = 500\text{mm}$

Vzdialenosť $l = 400\text{mm}$

Vzdialenosť $l_1 = 350\text{mm}$

Vzdialenosť $l_2 = 230\text{mm}$

Vzdialenosť $l_3 = 160\text{mm}$

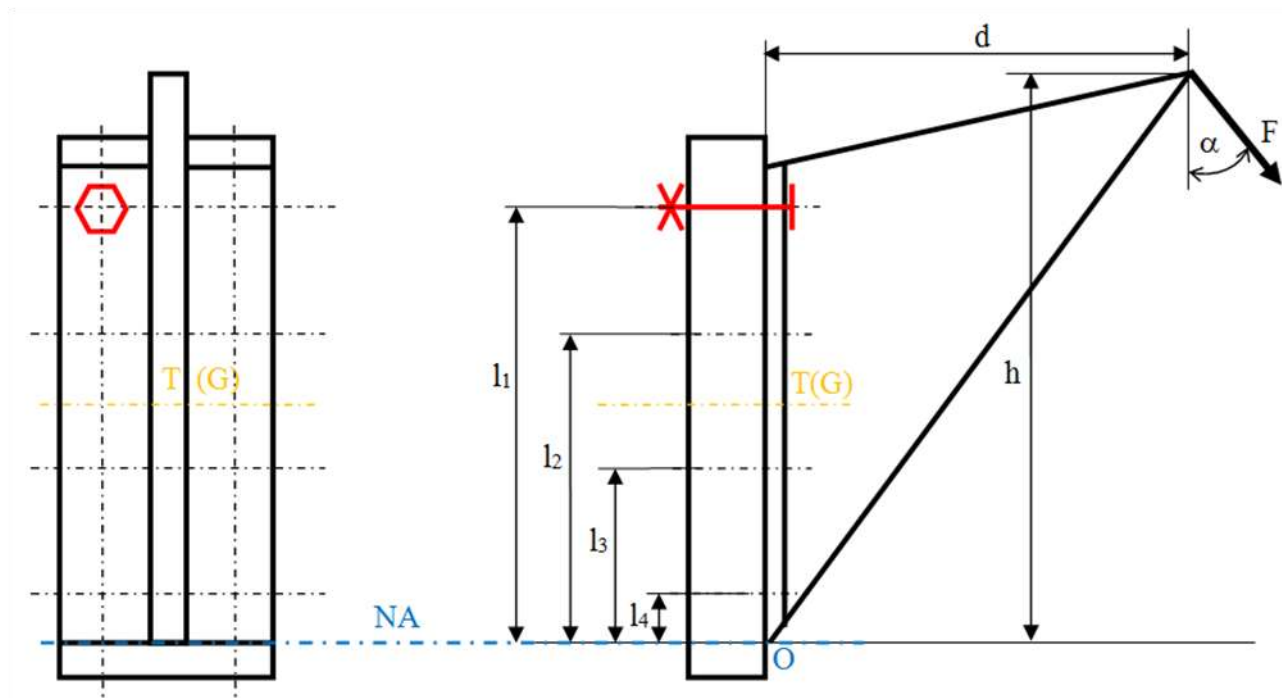
Súčiniteľ trenia oceľ – oceľ $f = 0,12$

Požadované

- Určte napätie v jednotlivých skrutkách.
- Určte ťahovací moment skrutiek.
- Nie je dovolené, aby v skrutkách bolo napätie väčšie ako $0,25 \cdot R_e$. Ak je v niektorej skrutke väčšie napätie, navrhните riešenie na zníženie napätia.

Príklad 2-42

Konzola zaťažená všeobecnou silou $F = 5\text{ kN}$ s rozmermi podľa obr. je priskrutkovaná pomocou 8 skrutiek. Použité sú skrutky M8x40 ISO 4014 (DIN931) - 6.8.



Definované:

Zaťažujúca sila $F = 5\text{ kN}$

Uhol $\alpha = 30^\circ$

Vzdialenosť $d = 250\text{ mm}$

Vzdialenosť $h = 500\text{ mm}$

Vzdialenosť $l_1 = 420\text{ mm}$

Vzdialenosť $l_2 = 340\text{ mm}$

Vzdialenosť $l_3 = 260\text{ mm}$

Vzdialenosť $l_4 = 80\text{ mm}$

Súčiniteľ trenia oceľ – oceľ $f = 0,12$

Požadované

- Určte napätie v jednotlivých skrutkách.
- Určte ťahovací moment skrutiek.
- Nie je dovolené, aby v skrutkách bolo napätie väčšie ako $0,25 \cdot R_e$. Ak je v niektorej skrutke väčšie napätie, navrhните vhodné riešenie pre zníženie napätia.

Príklad 2-43

Pätka stĺpového žeriavu má byť priskrutkovaná pomocou ôsmich skrutiek. Žeriav má nosnosť 2 tony, je možné s bremenom rotovať o 360° a základné rozmery žeriava sú: výška stĺpa 2m a dĺžka výložníka

2m (obr.) (Zdroj KPK). Vlastnú hmotnosť žeriavu pri výpočte zanedbajte. Pri návrhu postupujte podľa prílohy č.5.

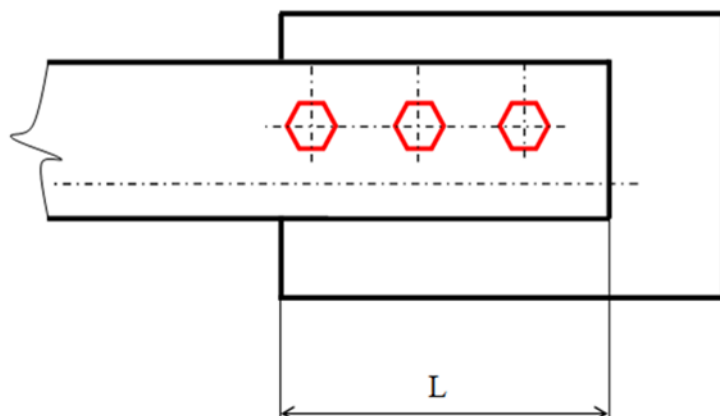


Požadované:

- Navrhните vhodné rozmiestnenie skrutiek.
- Navrhните veľkosť skrutiek pre kotvenie žeriava.

Príklad 2-44

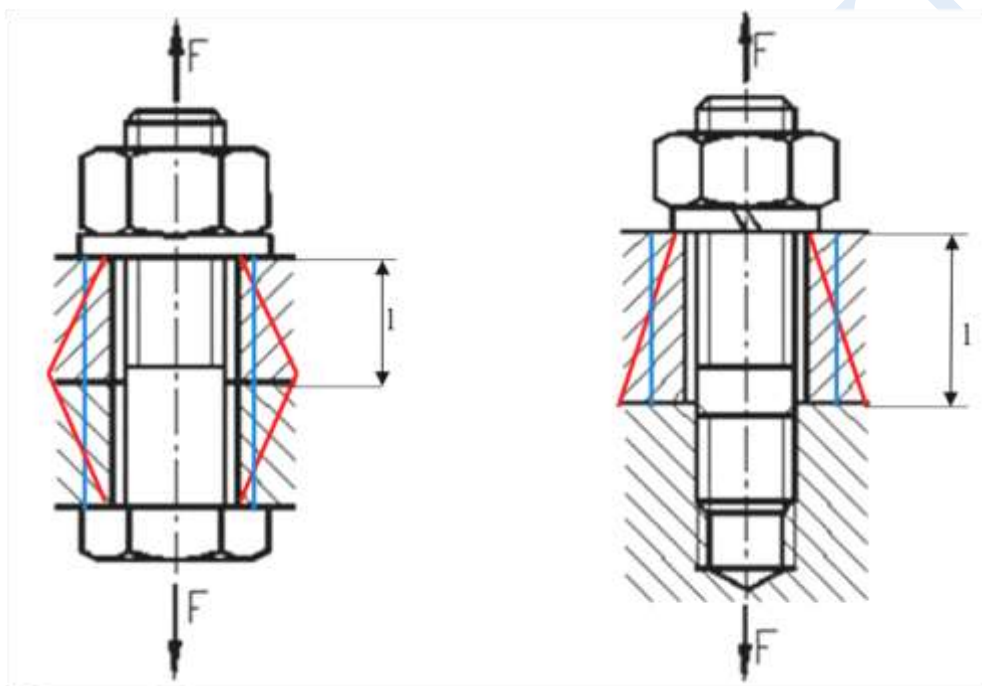
Ku styčnickovému plechu je pripojený prút L profilu (obr.). Prekrytie styčnickového plechu a prúta je $L = 200\text{mm}$. Prút je rovnoramenný L profil $50 \times 50 \times 5$. Prút je zaťažený osovou silou $F = 7,5\text{kN}$. Prút je pripevnený pomocou troch skrutiek $M10 \times 40$ ISO 4014 (DIN931) - 8.8. Skrutky sú montované uťahovacím momentom $M_1 = 60\text{Nm}$. Skontrolujte napätie v skrutkách. Požadovaná bezpečnosť $k = 2$ voči medzi klzu materiálu skrutky. Navrhните rozmiestnenie skrutiek a skontrolujte montážny uzol. Postupujte podľa postupu v prílohe č.5.



2.4 Skrutkové spoje s predpätím

Skrutky s predpätím sa používajú v prípadoch, keď sa požaduje predĺženie životnosti skrutkového spoja, ktorý je zaťažený rázovým alebo premenlivým striedavým zaťažením. Montáž skrutkového spoja sa realizuje v nezaťaženom stave, aby bolo možné v skrutke vytvoriť potrebné predpätie.

Pri montáži (ut'ahovaní) sa v skrutke vytvorí ťahová sila F_Q , ktorej hovoríme sila predpätia. Pôsobením tejto ťahovej sily dôjde k predĺženiu skrutky o hodnotu Δl_1 a zároveň k stlačeniu spájaných častí o hodnotu Δl_2 . Podľa spôsobu vyhotovenia skrutkového spoja je v spájaných materiáloch distribuované napätie (tlak) podľa obr.2.11. Efekt predpätia skrutky sa využíva predovšetkým pri skrutkách, ktoré sú dynamicky namáhané a určenie ich bezpečnosti je len zo statických napät'ových podmienok nerealizovateľné.



Obr.2.11 Príklady realizovaných skrutkových spojov s predpätím

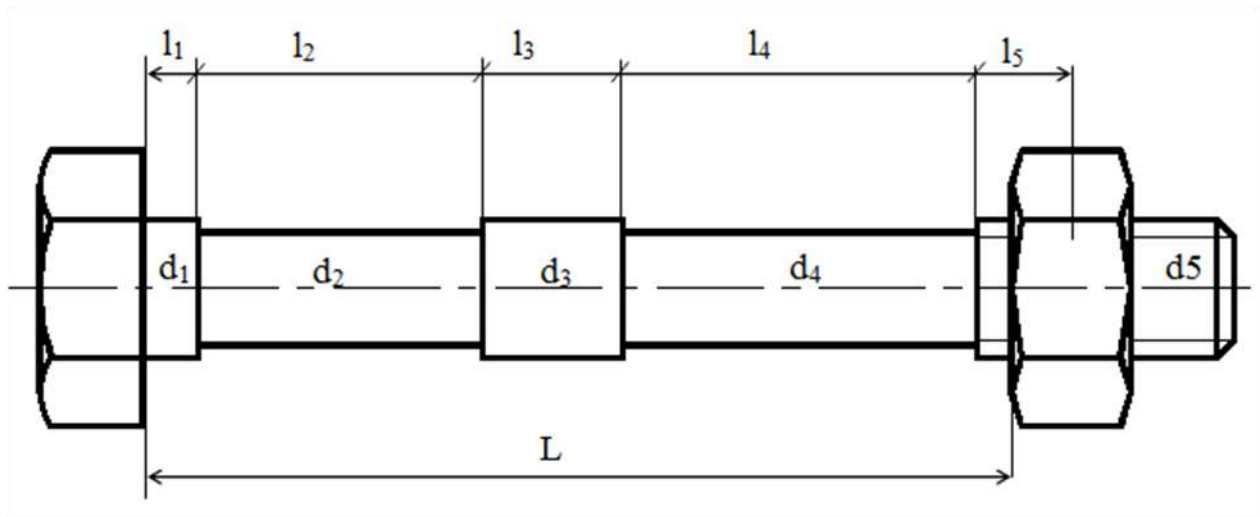
Po utiahnutí skrutkového spoja sa v dôsledku osovej sily v skrutke skrutka predĺži a spojované časti sa stlačia. Tieto deformácie sú závislé od základných rozmerov skrutky, spájaných častí a od materiálu, z ktorých sú vyrobené.

Deformačná konštanta skrutky je definovaná:

$$\Delta l_1 = \frac{F \cdot l_1}{E_1 \cdot S_1} = F \cdot k_1 = \frac{F}{c_1} \quad (2.46)$$

Pre tvar skrutky (obr.2.12), pozostávajúci s rôznych priemerov a rôznych dĺžok musí platiť podmienka:

$$\frac{1}{c_1} = \frac{l_1}{E_1 \cdot S_1} = \frac{1}{E_1} \cdot \sum \frac{l_i}{S_i} \quad (2.47)$$



Obr. 2.12 Príklady skrutky používanej v skrutkových spojoch s predpätím

Deformačná konštanta spájaných častí sa stanoví nasledovne:

$$\Delta l_2 = \frac{F \cdot l_2}{E_2 \cdot S_2} = F \cdot k_2 = \frac{F}{c_2} \quad (2.48)$$

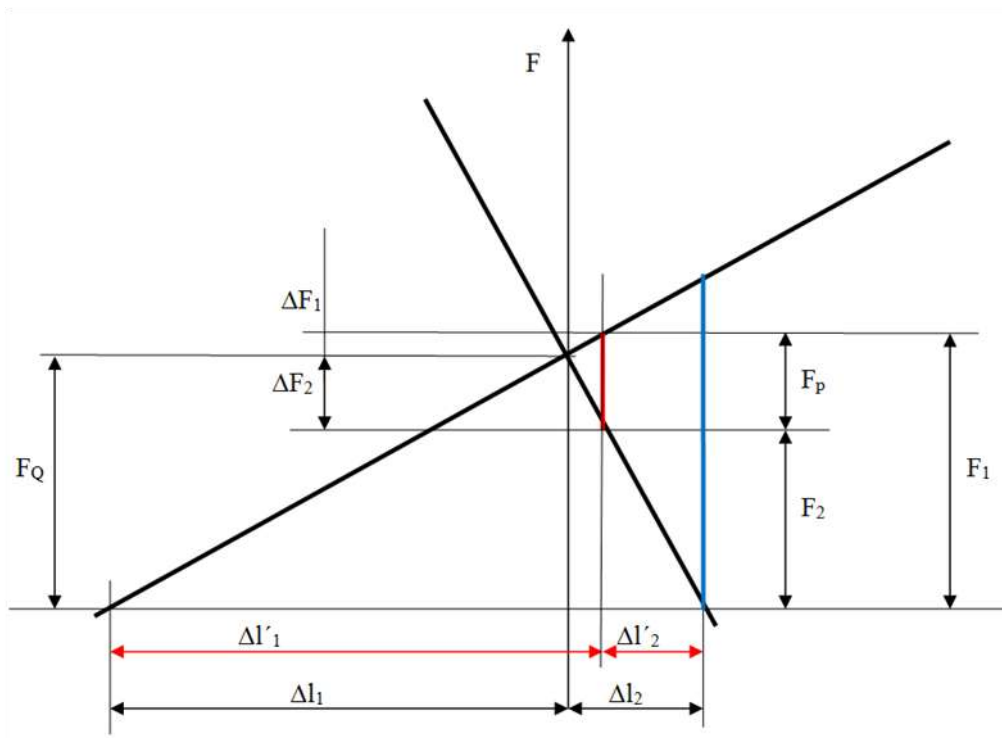
Deformácia spájaných častí, ktorú spôsobí utiahnutie skrutkového spoja, sa prejaví tlakom šíreným od hlavy skrutky, resp. matice v podobe deformačného kužeľa zobrazeného na obr.2.11 červenou farbou. Pre potreby stanovenia deformačnej konštanty spájaných materiálov je deformačný kužeľ nahradený deformačným dutým valcom obr.2.11, označený modrou farbou. Prierezová plocha deformačného dutého valca je označená ako S_2 a nahradzame skutočné deformačné útvary – vid' obr.2.11, modré a červené obrysy. Plocha deformovaného medzikružia sa určí nasledovne:

$$S_2 = \frac{\pi}{4} \cdot [(s + l)^2 - d_0^2] \quad (2.49)$$

Pre rôzne hrúbky a priemery otvorov spájaných materiálov musí platiť podmienka:

$$\frac{1}{c_2} = \frac{l_1}{E_2 \cdot S_2} = \frac{1}{E_2} \cdot \sum \frac{l_i}{S_i} \quad (2.50)$$

Závislosť medzi silou v skrutke F a deformovanými časťami skrutkového spoja je možné znázorniť graficky do deformačného diagramu obr.2.13.



Obr. 2.13 Deformačný diagram skrutkového spoja

Na zvislú os sú nanášané sily v skrutkovom spoji. Na osi vodorovnej sú vynesené deformácie jednotlivých častí skrutkového spoja. Deformácia skrutky má lineárny priebeh so začiatkom v ľavej časti diagramu. Deformácie spájaných materiálov majú taktiež lineárny priebeh so začiatkom na pravej strane diagramu.

V diagrame sú ďalej naznačené deformácie predlžovaných a stláčaných častí skrutkového spoja vplyvom predpätia a vplyvom zaťaženia pracovnou silou.

Δl_1 – predĺženie skrutky vplyvom predpätia

Δl_2 – stlačenie spojovaných častí vplyvom predpätia

$\Delta l'_1$ – predĺženie skrutky po zaťažení pracovnou silou

$\Delta l'_2$ – stlačenie spojovaných častí po zaťažení pracovnou silou

V skrutkovom spoji musí platiť rovnosť deformácií pred a po zaťažení nasledovne:

$$\Delta l_1 + \Delta l_2 = \Delta l'_1 + \Delta l'_2 \quad (2.51)$$

Pracovná (prevádzková) sila v skrutkovom spoji je definovaná:

$$\Delta F_1 + \Delta F_2 = F_p \quad (2.52)$$

$$\frac{F_Q}{c_1} + \frac{F_Q}{c_2} = \frac{F_1}{c_1} + \frac{F_2}{c_2} \quad (2.53)$$

Maximálna sila v skrutke bude:

$$F_1 = F_Q + \Delta F_1 \quad (2.54)$$

Maximálna sila v stlačovaných častiach bude:

$$F_2 = F_Q - \Delta F_2 \quad (2.55)$$

Prírastok sily v skrutke vplyvom pracovného zaťaženia definujeme:

$$\Delta F_1 = F_p \cdot \frac{c_1}{c_1 + c_2} F_p \cdot \frac{k_2}{k_1 + k_2} \quad (2.56)$$

Prírastok sily v spájaných častiach vplyvom pracovného zaťaženia definujeme:

$$\Delta F_2 = F_p \cdot \frac{c_2}{c_1 + c_2} = F_p \cdot \frac{k_1}{k_1 + k_2} \quad (2.57)$$

Ak nastane prípad, že $F_2 = 0$ a $F_1 = F_p$ (modrá čiara v diagrame), potom nastane situácia, kedy skrutkový spoj prestáva byť spojom s predpätím.

Pri vytvorení predpätého skrutkového spoja je potrebné, aby bola po zaťažení zabezpečená tesnosť. Pod pojmom tesnosť skrutkového spoja sa rozumie stav, kedy spájané časti skrutkového spoja sú k sebe pritláčané aj po zaťažení prevádzkovou silou. Niekedy sa tento stav nazýva aj samotesnosť. Pre zabezpečenie samotesnosti spoja musí byť $\psi > 0$, zvyčajne sa volí z rozsahu $0,2 \div 1,2$. V prípade potrubných predpätých skrutkových spojov nesmie merný tlak v tesniacich plochách klesnúť pod prevádzkový tlak. Preto sa v potrubnej technike a v prípade potrubných systémov používa hodnota $\psi = 1,5 \div 5$. Potom:

$$F_2 = \psi \cdot F_p \quad (2.58)$$

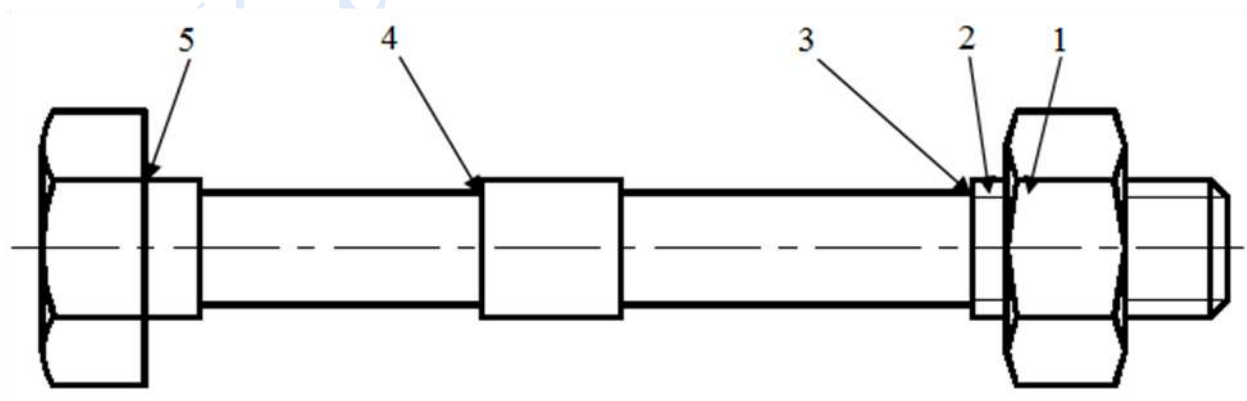
Potrebné predpätie v skrutke sa určí nasledovne:

$$F_Q = F_2 + \Delta F_2 = \psi \cdot F_p + F_p \cdot \frac{c_2}{c_1 + c_2} \quad (2.59)$$

V prípade, ak je skrutkový spoj zaťažený premenlivým zaťažením, je nevyhnutné aplikovať skrutku s predpätím pre zvýšenie životnosti skrutkového spoja. Snahou takéhoto riešenia je zabezpečiť zníženie vplyvu pracovnej sily miznúceho charakteru pomocou predpätia a silu v skrutke, ktorá bude mať pulzujúci charakter.

V prípade návrhu rozmerov skrutiek je vhodné pre prvotné priblíženie použiť dovolené napätie určené nasledovne: $\sigma_D = 0,4 \cdot R_e \cdot (F_{\min} + 2 \cdot F_{\max}) / 3 \cdot F_{\max}$. V prípade ak $F_{\min} = 0 \rightarrow \sigma_D = 0,25 \cdot R_e$.

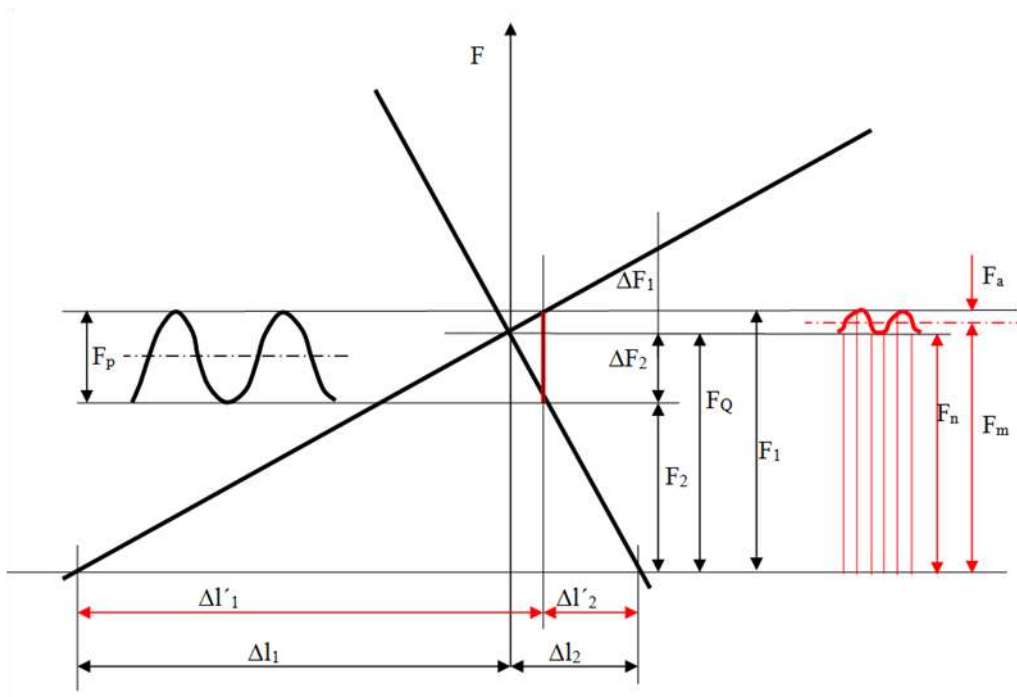
Vplyvom premenlivého zaťaženia dochádza k únavovému namáhaniu a štatisticky boli stanovené najpravdepodobnejšie miesta poruchy skrutkového spoja podľa obr.2.14 nasledovne:



Obr. 2.14 Najpravdepodobnejšie miesta poškodenia skrutky [3]: Miesto 1 -60%, Miesto 3 -30%, Miesto 5 -10%

Dôvodom vzniku únavového lomu v mieste prvého závitu je koncentrácia napätia podľa obr.2.14.

Deformačný diagram skrutkového spoja vyhotovený pre prípad zmeny charakteru pracovnej sily z miznúcej na silu v skrutke pulzujúcu je znázornený na obr.2.15. Z diagramu môžeme vyčítať podstatný prínos predpätia skrutky. V ľavej časti je znázornený miznúci charakter pracovnej sily s amplitúdou F_p . Vplyvom predpätia sa zmení charakter premenlivej sily v skrutke na pulzujúci s amplitúdou o veľkosti $\Delta F_1/2$.



Obr. 2.15 Deformačný diagram skrutkového spoja

Skrutku je nevyhnutné kontrolovať v mieste pravdepodobného najväčšieho výskytu porušenia, teda v prvom závite v matici. Skrutka bude namáhaná na ťah a napätia, ktoré je potrebné stanoviť, sú napätia horné, dolné, stredné a amplitúdové.

Napätia v skrutke určíme s pevnostnej podmienky na ťah podľa nižšie uvedených vzorcov.

Horné a dolné napätie v skrutke:

$$\sigma_h = F_h / S_3, \quad \sigma_n = F_n / S_3 \quad (2.60)$$

Stredné napätie v skrutke:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_h + \sigma_n}{2} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{F_m}{S_3} \quad (2.61)$$

Amplitúda napätia v skrutke:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_h - \sigma_n}{2} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{F_a}{S_3} \quad (2.62)$$

Kde:

S_3 – prierez jadra skrutky [mm^2],

F_m – stredná zložka sily podľa diagramu obr.4.6, $F_m = F_Q + \Delta F_1 / 2$,

F_a – amplitúda sily podľa diagramu obr.4.6, $F_a = \Delta F_1 / 2$,

F_h – horná zložka sily podľa diagramu obr.4.6,

F_n – dolná zložka sily podľa diagramu obr.4.6, $F_n = F_Q$.

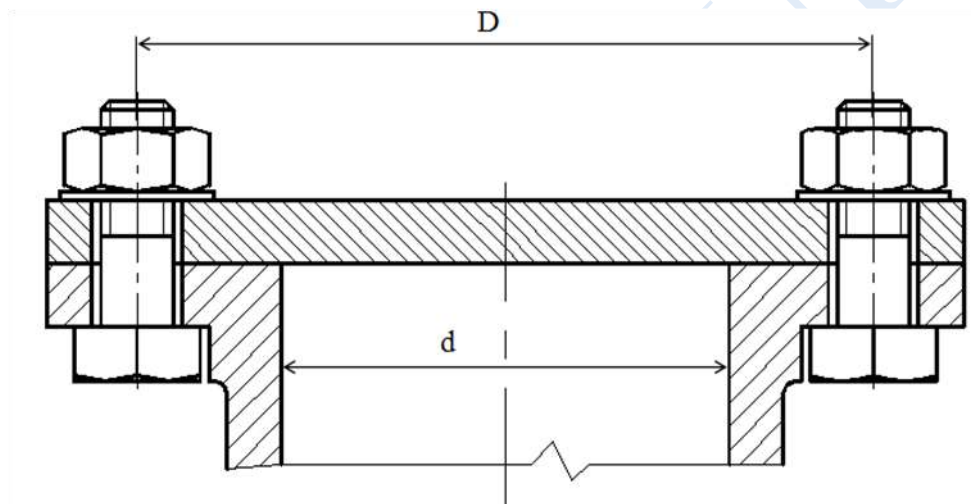
Súčiniteľ asymetrie cyklu:

$$r = \frac{\sigma_n}{\sigma_h} \quad (2.63)$$

Z deformačného diagramu skrutky (obr.2.15) je zrejmé, že pre zvýšenie bezpečnosti skrutkového spoja je dôležité, aby ΔF_1 bola čo najnižšia. Z tohto dôvodu musí byť skrutka čo najpružnejšia a spojované časti čo najtuhšie.

Vzorový príklad 2-45

Veko potrubia je priskrutkované pomocou 6 ks skrutiek M12x80 – 8.8 (obr.). Na veko potrubia pôsobí premenlivý tlak, ktorý sa na skrutke prejaví miznúcou silou $F_p = 400\text{N}$. Predpoklad je, že skrutky budú rovnako zaťažované. Požaduje sa tesnosť potrubia, vyjadrená súčiniteľom tesnosti $\psi = 2,0$. Otvor pre skrutky $D = 13\text{mm}$. Hrúbka spájaných častí $L = 60\text{mm}$. Všetky spojované časti sú z ocele s $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{MPa}$. Súčiniteľ trenia $f = 0,15$.



Požadované:

a) Určte veľkosť predpätia skrutky.

Riešenie:

Deformačnú konštantu skrutky vypočítame:

$$k_1 = \frac{1}{c_1} = \frac{l_1}{E_1 \cdot S_1} = \frac{1}{E_1} \cdot \sum \frac{l_i}{S_i} = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5} \cdot \sum \frac{4,65}{\pi \cdot 10,863^2} = 0,334 \cdot 10^{-5} \text{ mm} \cdot \text{N}^{-1} \quad (2.45. A)$$

Deformačnú konštantu spájaných častí vypočítame:

$$k_2 = \frac{1}{c_2} = \frac{l_2}{E_2 \cdot S_2} = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5} \cdot \sum \frac{4,60}{\pi \cdot ((30 + 19)^2 - 13^2)} = 0,0163 \cdot 10^{-5} \text{ mm} \cdot \text{N}^{-1} \quad (2.45. B)$$

Určíme potrebné predpätie v spoji:

$$F_Q = F_2 + \Delta F_2 = \psi \cdot F_p + F_p \cdot \frac{k_1}{k_1 + k_2} = 2 \cdot 400 + 400 \cdot \frac{0,334 \cdot 10^{-5}}{0,334 \cdot 10^{-5} + 0,0163 \cdot 10^{-5}} = 1181,4\text{N} \quad (2.45. C)$$

Skrutkový spoj, ktorý bude zaťažený premenlivým prevádzkovým zaťažením, je potrebné predopnúť silou predpätia $F_Q = 1181,4\text{N}$.

Príklad 2-46

Odstredivý vibrátor je k rámu pripevnený pomocou štyroch skrutiek. Použité sú skrutky M16 x 160 ISO 4014 – 10.9. Otvor pre skrutky v obale vibrátora $D = 18\text{mm}$ a dĺžka $L = 120\text{mm}$. Vibrátor sa pripája na oceľový plech hrúbky $h = 15\text{mm}$. Z charakteru vibrátora sú jednotlivé skrutky zaťažené pracovnou osovou silou v skrutke o veľkosti $F_p = 2\text{kN}$ miznúceho charakteru. Obal vibrátora je z hliníkovej liatiny s modulom pružnosti $E = 0,75 \cdot 10^5 \text{MPa}$. Modul pružnosti ocele $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{MPa}$. Pod hlavu skrutky aj pod maticu sa pri montáži vkladá podložka 17 STN021702. Pri stanovení deformačných konštánt tuhosť podložiek budeme zanedbávať. Súčiniteľ trenia oceľ – oceľ $f = 0,15$. Súčiniteľ samotesnenia spoja $\psi = 0,3$.



Požadované:

- Určte veľkosť predpätia skrutky.
- Určte ťahovací moment pre montáž matice a skrutky.
- Nakreslite deformačný diagram skrutky.

Príklad 2-47

Uchytenie odstredivého vibrátora z Príkladu 2-46 riešte použitím závrtnej skrutky STN021174 (DIN939) z materiálu 8-8.

Požadované:

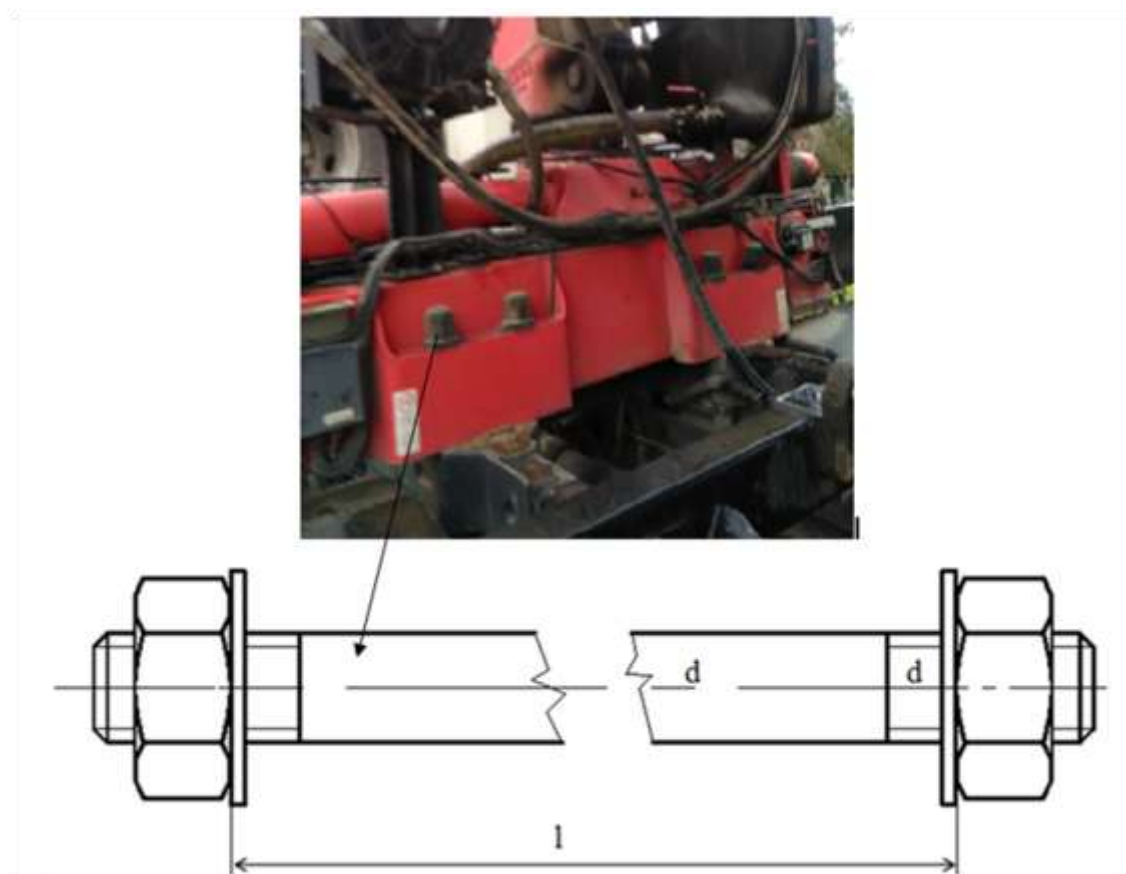
- Určte veľkosť predpätia skrutky.
- Určte ťahovací moment pre montáž matice a skrutky.
- Nakreslite deformačný diagram skrutky.

Príklad 2-48

Hydraulická ruka je pripevnená k rámu vozidla pomocou montážnych tyčí (obr.) dĺžky $l = 400\text{mm}$ so závitom na oboch stranách M 24x3 z materiálu 10.9.

Modul pružnosti ocele $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{MPa}$. Pod hlavu skrutky aj pod maticu sa pri montáži vkladá podložka. Pri stanovení deformačných konštánt tuhosť podložiek budeme zanedbávať. Súčiniteľ trenia oceľ – oceľ $f = 0,15$. Súčiniteľ samotesnenia spoja $\psi = 0,6$.

Prevádzková sila pôsobiaca na jednu skrutku má miznúci charakter $F_p = 30\text{kN}$.



Požadované:

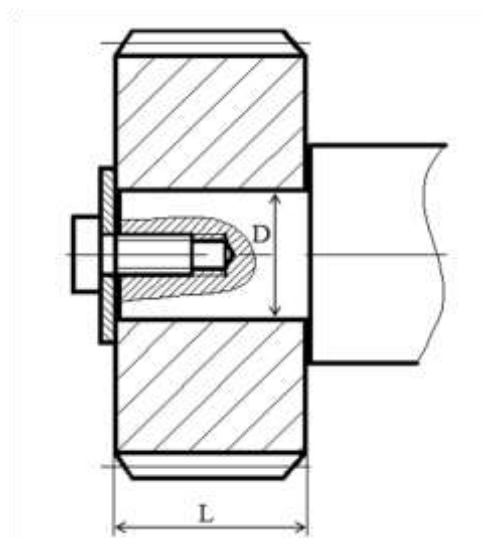
- Určte veľkosť predpätia skrutky.
- Určte ťahovací moment pre montáž matice a skrutky.
- Nakreslite deformačný diagram skrutky.
- Skontrolujte napätie v skrutke.

Príklad 2-49

Ozubené koleso so šikmým ozubením je na hriadeľi axiálne poistené pomocou skrutky (obr.). Rozmery čapu hriadeľa sú: priemer $D = 50\text{mm}$ a dĺžka $L = 45\text{mm}$. Z charakteru síl v ozubení je skrutka namáhaná miznúcim zaťažením $F_p = 900\text{N}$. Modul pružnosti ocele $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{MPa}$. Pod hlavu skrutky sa pri montáži vkladá podložka. Pri stanovení deformačných konštánt tuhosť podložky budeme zanedbávať. Súčiniteľ trenia ocel' – ocel' $f = 0,15$. Súčiniteľ samotesnenia spoja $\psi = 0,4$.

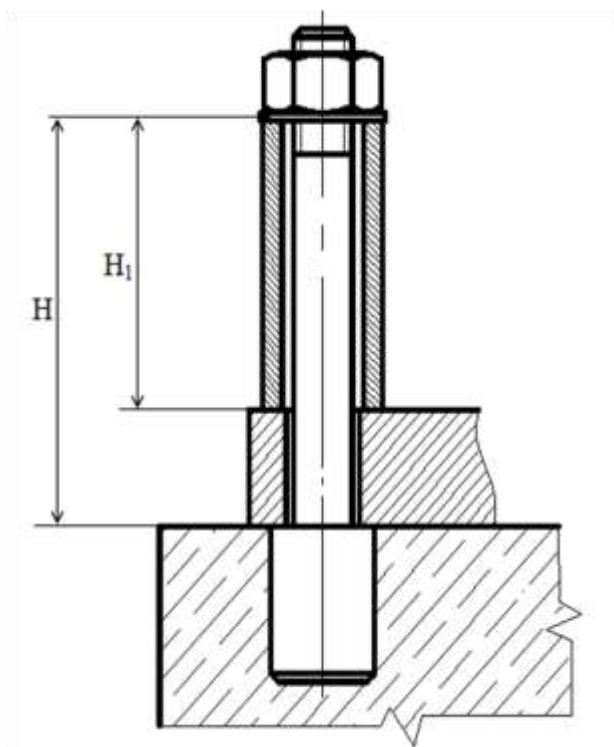
Požadované:

- Navrhnete skrutku tvar DIN 912 – 8.8.
- Určte veľkosť predpätia skrutky.
- Určte ťahovací moment pre montáž matice a skrutky.
- Nakreslite deformačný diagram skrutky.
- Skontrolujte napätie v skrutke.



Príklad 2-50

Pre upevnenie stĺpu k betónovému základu sa používajú kotviace skrutky. Kotviaca skrutka podľa obr. bude prenášať miznúce zaťaženie $F_p = 8\text{ kN}$. Deformáciu skrutky v betóne zanedbáme. Rozmery spoja



sú $H = 160\text{ mm}$ a $H_1 = 100\text{ mm}$. Skrutka je z materiálu 10.9. Modul pružnosti ocele $E = 2,1 \cdot 10^5\text{ MPa}$. Pod maticu sa pri montáži vkladá predlžovacia rúra s vonkajším priemerom $D = 1,8d$ a vnútorným priemerom $D_1 = 1,2d$. Súčiniteľ trenia ocel' – ocel' $f = 0,15$. Súčiniteľ samotesnenia spoja $\psi = 0,4$.

Požadované:

- Navrhnete rozmery skrutky podľa tvaru na obr.
- Určte veľkosť predpätia skrutky.
- Určte uťahovací moment pre montáž matice a skrutky.
- Nakreslite deformačný diagram skrutky.
- Skontrolujte napätie v skrutke.

Príklad 2-51

Pružinový tlmič na obr. je zaťažovaný v rozsahu pracovnej sily $F_p = 0 \div 800\text{ N}$. Pomocou skrutky M16x80 – 8.8 je možné nastaviť predpätie v pružine. Pružina má v nezaťaženom stave dĺžku $L_1 = 80\text{ mm}$. Je potrebné pre pracovnú pozíciu pružinu stlačiť pomocou skrutky na dĺžku $L = 50\text{ mm}$. Tuhosť pružiny $c_2 = 10^5\text{ N/m}$. Modul pružnosti ocele $E = 2,05 \cdot 10^5\text{ MPa}$. Pod hlavu skrutky sa pri montáži vkladá podložka. Pri stanovení deformačných konštánt tuhosť podložky budeme zanedbávať. Súčiniteľ trenia ocel' – ocel' $f = 0,15$. Súčiniteľ samotesnenia spoja $\psi = 0,2$.

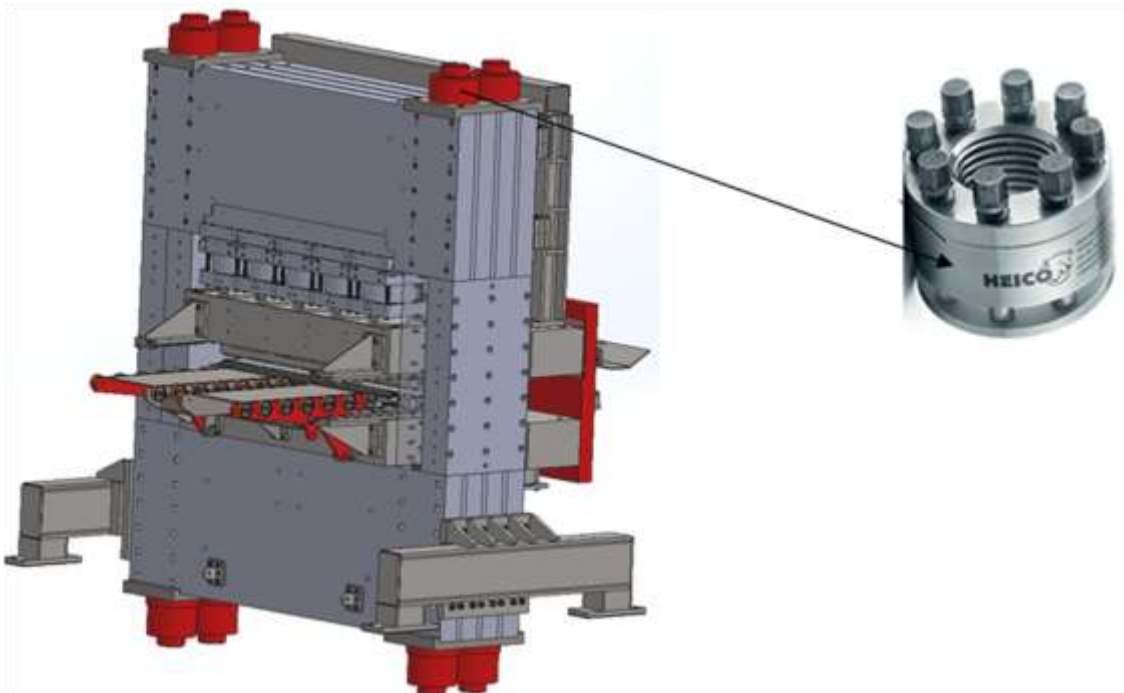
Požadované:

- Určte veľkosť predpätia skrutky.
- Určte uťahovací moment pre montáž matice a skrutky.
- Nakreslite deformačný diagram skrutky.
- Skontrolujte napätie v skrutke.



Príklad 2-52

Rám tvárniaceho lisu na obr. je spevnený pomocou štyroch veľkorozmerných skrutiek s predpínacími maticami Heico-Tec. Lis pracuje so silou miznúceho charakteru $F_p = 2500\text{kN}$. Modul pružnosti ocele $E = 2,1 \cdot 10^5\text{MPa}$. Súčiniteľ trenia oceľ – oceľ $f = 0,15$. Súčiniteľ samotesnenia spoja $\psi = 1$.

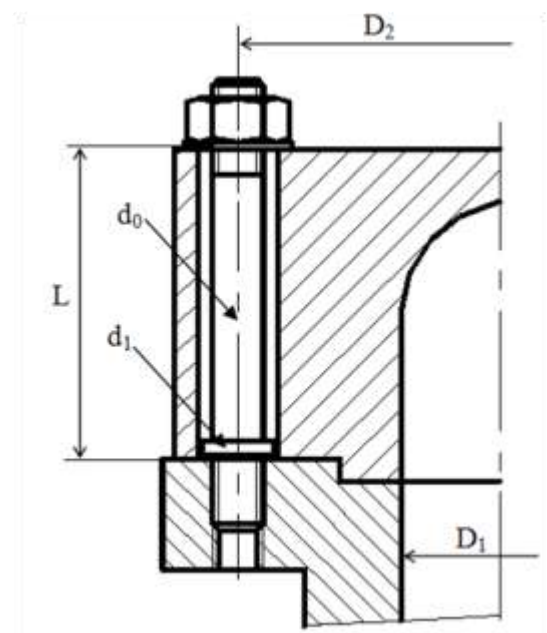


Požadované:

- Navrhnete veľkorozmerné skrutky z materiálu 8.8 a aplikujte predpínacie matice Heico-Tec.
- Určte veľkosť predpätia skrutky.
- Nakreslite deformačný diagram skrutky.
- Skontrolujte napätie v skrutke.

Príklad 2-53

Veko potrubia je priskrutkované pomocou 8 ks závrtných skrutiek (obr.). Na veko potrubia pôsobí premenlivý tlak meniaci sa v rozsahu $p = 0 \div 3\text{MPa}$. Predpoklad je, že skrutky budú rovnako zaťažované. Požaduje sa tesnosť potrubia, vyjadrená súčiniteľom tesnosti $\psi = 3,5$. Priemery skrutky voľte v pomere $d_0 = 0,8 \cdot d$, $d_1 = 1,1 \cdot d$. Otvor pre skrutky $D = 1,15 \cdot d$. Všetky spojované časti sú z ocele $E = 2,1 \cdot 10^5\text{MPa}$. Súčiniteľ trenia podľa Prílohy č.2.



Definované:

Rozmer $L = 100\text{mm}$

Priemer $D_1 = 300\text{mm}$

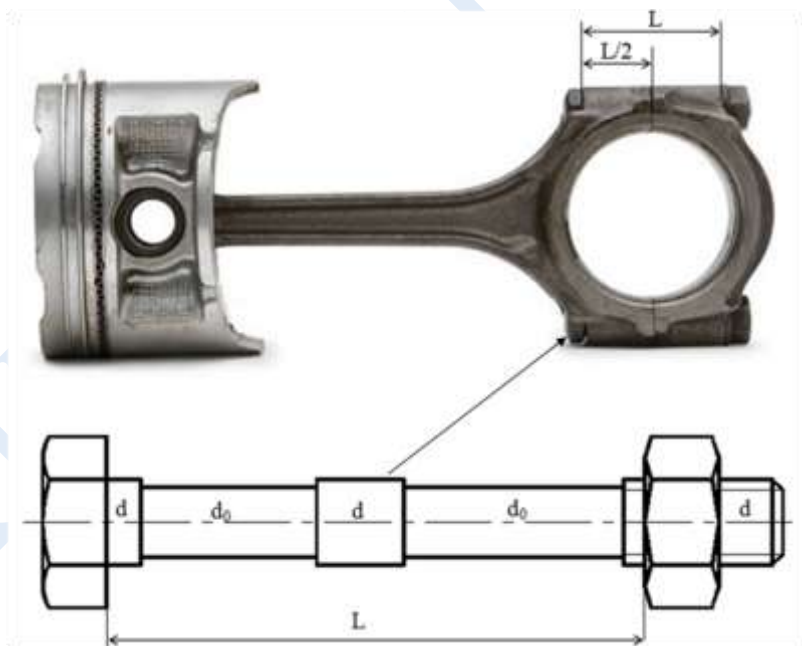
Priemer $D_2 = 400\text{mm}$

Požadované:

- Navrhnete rozmery skrutky, ak skrutka bude z materiálu 10.9.
- Určte veľkosť predpätia skrutky.
- Určte ťahovací moment pre montáž matice a skrutky.
- Nakreslite deformačný diagram skrutky.
- Vypočítajte bezpečnosť voči medznému stavu v mieste prvého závit.

Príklad 2-54

Kovaná ojnice spaľovacieho motora je delená a zoskrutkovaná pomocou dvoch skrutiek tvaru podľa obr. Na skrutku pôsobí pracovná sila miznúceho charakteru $F_p = 4\text{kN}$. Požaduje sa samotesnosť spoja, vyjadrená súčiniteľom tesnosti $\psi = 0,8$. Otvor pre skrutku má veľkosť $D = 1,1d$. Dĺžka spájaných častí $L = 70\text{mm}$. Rozmer $d_0 = 0,8d$. Všetky spojované časti sú z ocele. Súčiniteľ trenia voľte podľa Prílohy č.2.



Požadované:

- Navrhnete rozmery skrutky, ak skrutka bude z materiálu 12.9.
- Určte veľkosť predpätia skrutky.
- Určte ťahovací moment pre montáž matice.
- Nakreslite deformačný diagram skrutky.
- Vypočítajte bezpečnosť voči medznému stavu v mieste prvého závit.

Príklad 2-55

Hlava kompresora je priskrutkovaná pomocou 4 skrutiek (obr.). Predpoklad je, že skrutky budú rovnako zaťažované. Na skrutku pôsobí premenlivá sila meniac sa v rozsahu $F_p = 0 \div 1,8 \text{ kN}$. Požaduje sa tesnosť hlavy, vyjadrená súčiniteľom tesnosti $\psi = 3,2$.

Na priskrutkovanie je použitá skrutka M10x80 DIN 912 – 12.9. Otvor pre skrutky $D = 1,1d$. Hlava kompresora je z hliníkovej zliatiny s modulom pružnosti $E = 0,75 \cdot 10^5 \text{ MPa}$. Dĺžka stláčaných častí je $L = 60 \text{ mm}$. Modul pružnosti ocele $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$. Súčiniteľ trenia voľte podľa Prílohy č.2.



Požadované:

- Určte veľkosť predpätia skrutky.
- Určte ťahovací moment pre montáž skrutky.
- Nakreslite deformačný diagram skrutky.
- Vypočítajte bezpečnosť voči medznému stavu v mieste prvého závit.

3. Spojenie hriadeľa s nábojom

Časti strojových zostáv je možné vzájomne spájať tvarovým alebo silovým spôsobom. Rozoberateľnosť zabezpečujú tvarové prvky, ktoré svojím tvarom vytvárajú funkčné spojenie. Charakteristickým znakom tvarových prvkov sú hrany, plochy alebo objemy.

Silové spojenia sú také, ktoré vytvárajú silu medzi spájanými súčiastkami. Sila ktorá zabezpečuje prenos zaťaženia v silovom spoji, je trecou silou.

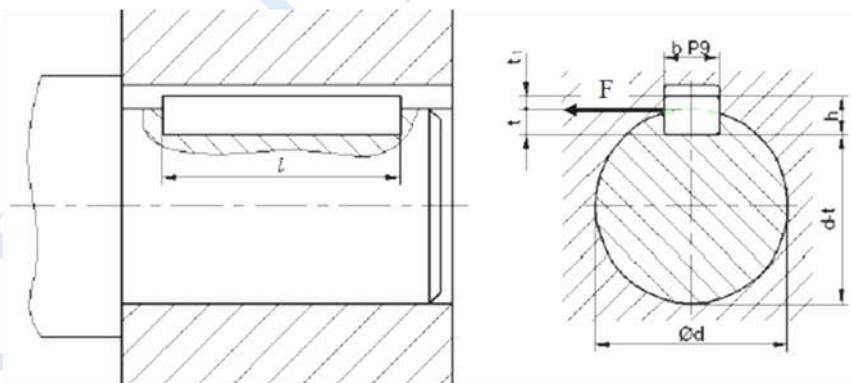
3.1 Tvarové spoje hriadeľa s nábojom

Pre axiálne neposuvné spojenie hriadeľa s nábojom pomocou tesného pera sú vhodné vzájomné lícovania H8/h7, H8/k7 pre uloženia s vyššími otáčkami H8/m7, H8/p7. Pre pripojenie náboja na konci hriadeľa je možné zvoliť uloženie H7/r6 až H7/t6.

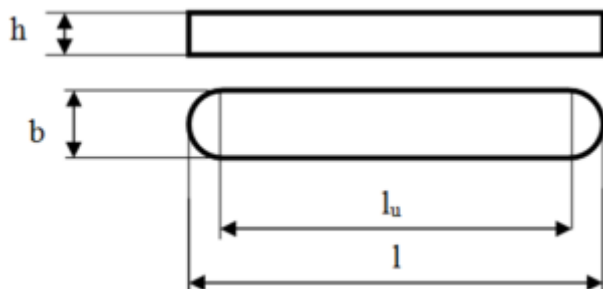
Pre axiálne posuvné spojenie hriadeľa s nábojom pomocou výmenného pera sa volí uloženie s vôľou H8/f8 až H8/h7.

Pre spojenie hriadeľa s nábojom pomocou pera je nevyhnutné vyhotoviť žliabok pre pero v náboji a žliabok pre pero v hriadeli. Pero je následne umiestnené do žliabku v hriadeli a potom je na hriadeľ osadený náboj (obr.3.1).

Dimenzovanie pera, resp. návrh pera sa vždy realizuje s použitím informácií z noriem. Norma definuje veľkosť pera k priemeru hriadeľa, ktorý je spájaný s nábojom. Po priradení pera k hriadeli a výbere jeho rozmerov je pero následne kontrolované. Z charakteru umiestnenia pera a jeho tvaru je potrebné pero skontrolovať na namáhanie v strihu a odtlačenie medzi plochami pera a plochami žliabkov v hriadeli a v náboji.



Obr.3.1 Spojenie hriadeľa s nábojom pomocou pera



Základné rozmery pera

b – šírka pera [mm],

l – dĺžka pera [mm],

h – výška pera [mm],

l_u – užitočná dĺžka pera [mm], $l_u = l - b$

Pri predpoklade, že zanedbáme vplyv lícovania medzi hriadeľom a nábojom a budeme zjednodušene uvažovať s uložením s vôľou, bude všetko zaťaženie prenášať len pero v spoji, je šmykové napätie v pere od namáhania na strih určené nasledovne:

$$\tau = \frac{F}{S} \leq \tau_D \quad (3.1)$$

Strihová plocha pera je určená ako:

$$S = l_u \cdot b \quad (3.2)$$

Po dosadení a úprave do vzorca (3.1), výsledné napätie na strih prierezu pera vyjadríme nasledovne:

$$\tau = \frac{2 \cdot M_k}{d \cdot b \cdot l_u} \leq \tau_D \quad (3.3)$$

Dotykové plochy medzi perom a žliabkom v náboji a perom a žliabkom v hriadeľi sú namáhané na otláčenie a napätie, ktoré na týchto plochách vzniká, vyjadríme nasledovne:

$$p = \frac{F}{S} \leq p_D \quad (3.4)$$

Kde:

p – hodnota tlaku [MPa],

p_D – dovoľené napätie na otláčenie, ktoré nadobúda nasledovné hodnoty:

$p_D = 120 \text{ MPa}$ pre tesné pero a náboj z ocele,

$p_D = 80 \text{ MPa}$ pre tesné pero a náboj zo sivej liatiny,

$p_D = 10 - 20 \text{ MPa}$ pre výmenné pero.

V pevnostnej podmienke použijeme na porovnanie nižšiu z dovoľených hodnôt podľa materiálu hriadeľa alebo náboja.

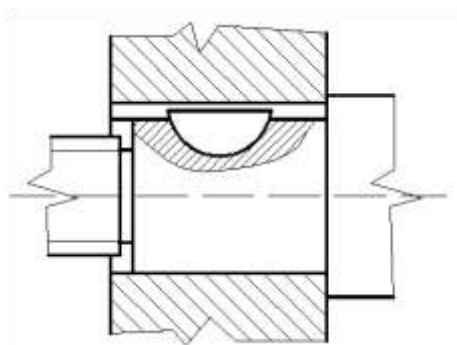
Plochu dotyku, na ktorej dochádza k otláčaniu vyjadríme:

$$S = l_u \cdot \frac{h}{2} \quad (3.5)$$

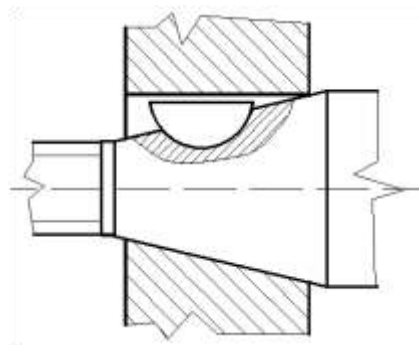
Po dosadení a úprave do vzorca (3.4), výsledné napätie na otláčenie dotykovej plochy pera vyjadríme nasledovne:

$$p = \frac{4 \cdot M_k}{d \cdot h \cdot l_u} \leq p_D \quad (3.6)$$

K spojeniu krátkych nábojov s hriadeľom je vhodné použiť kotúčové pero. Kotúčové pero je hlboko osadené v žliabku hriadeľa (obr.3.2). Takéto vsadenie značne oslabuje prierez hriadeľa, a preto je vhodné predovšetkým pre kužeľové hriadeľové čapy. Návrh kotúčového pera, nazývaného tiež Woodruffove alebo úsečové pero, sa realizuje podľa normy. Norma definuje rozmery pera (obr.3.3) a priradzuje kotúčové pero k priemeru hriadeľa. Po návrhu kotúčového pera podľa normy je potrebné skontrolovať napätia vznikajúce v kotúčovom pere v dôsledku jeho namáhania.

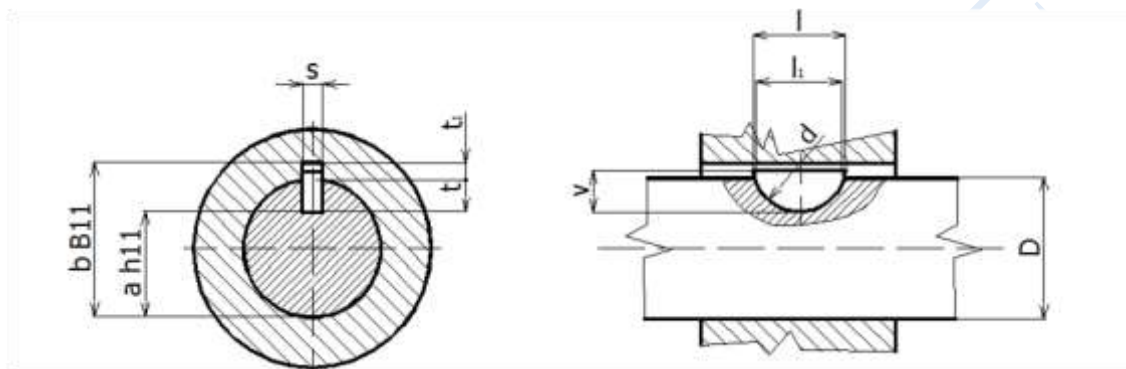


a) na valcovom hriadeľi



b) na kužeľovom čape hriadeľa

Obr.3.2 Spojenie hriadeľa s nábojom pomocou kotúčového pera



Obr.3.3 Rozmery kotúčového pera

Po zaťažení spojenia náboja s hriadeľom krútiacim momentom je pero namáhané na strih a otláčenie. Kontrolou namáhania pera na strih identifikujeme skutočné napätie v strihovej ploche pera a porovnáme ho s dovolenou hodnotou podľa pevnostnej podmienky nasledovne:

$$\tau = \frac{F}{S} \leq \tau_D \quad (3.7)$$

Veľkosť strihovej plochy stanovíme z rozmerov pera (obr.3.3) nasledovne:

$$S = l_1 \cdot s \quad (3.8)$$

Po dosadení a upravení rovnice (3.7) dostaneme nasledovnú rovnicu pre výsledné šmykové napätie v kotúčovom pere:

$$\tau = \frac{2 \cdot M_k}{D \cdot s \cdot l_1} \leq \tau_D \quad (3.9)$$

Kontrolou namáhania pera na otláčenie identifikujeme skutočné napätie v otláčanej ploche pera medzi perom a hriadeľom a perom a nábojom a porovnáme ho s dovolenou hodnotou podľa pevnostnej podmienky nasledovne:

$$p = \frac{F}{S} \leq p_D \quad (3.10)$$

Kde:

p_D – dovolené napätie na otláčenie, ktoré nadobúda nasledovné hodnoty:

$p_D = 100\text{MPa}$ pre kotúčové pero a náboj z ocele,

$p_D = 50\text{MPa}$ pre kotúčové pero a náboj zo sivej liatiny,

$p_D = 10 - 20\text{MPa}$ pre kotúčové pero a axiálne posuvný náboj.

V pevnostnej podmienke použijeme na porovnanie nižšiu z dovolených hodnôt podľa materiálu hriadeľa alebo náboja. Veľkosť otlačenej plochy medzi nábojom a perom stanovíme na základe rozmerov nasledovne:

$$S = l_1 \cdot (v - t) \quad (3.11)$$

Veľkosť otlačenej plochy medzi hriadeľom a perom stanovíme na základe rozmerov nasledovne:

$$S = \frac{1}{2} r^2 \left[\frac{\pi}{180^\circ} \cdot \alpha - \sin \alpha \right] = \frac{1}{2} \frac{d^2}{4} \left[\frac{\pi}{180^\circ} \cdot \alpha - \sin \alpha \right] \quad (3.12)$$

Kde:

$$\sin \frac{\alpha}{2} = \frac{l_1}{d} \Rightarrow \alpha = 2 \cdot \arcsin \frac{l_1}{d} \quad (3.13)$$

Vzorový príklad 3-1

K hriadeľu priemeru $d = 35\text{mm}$ je pomocou tesného pera pripojená remenica. Dĺžka hriadeľového čapu je $l_c = 55\text{mm}$. Remenicou sa bude prenášať krútiaci moment $M_k = 120\text{Nm}$. Navrhnete tesné pero a skontrolujte ho, ak hriadeľ aj remenica sú z ocele S355. Dovolený tlak na otlačenie $p_D = 120\text{MPa}$. Dovolená hodnota v strihu $\tau_{Ds} = 80\text{MPa}$.

Riešenie:

Z normy STN 022562 pre tesné perá vyberáme rozmery pera 10x8, ktoré sú priradené k priemeru hriadeľa $\phi 35\text{mm}$.

Dĺžku tesného pera zvolíme na základe dĺžky hriadeľového čapu, dĺžka tesného pera bude $l = 45\text{mm}$.

Určíme si účinnú (výpočtovú) dĺžku tesného pera:

$$l_u = l - b, \quad l_u = 45 - 10 = 35\text{mm} \quad (3.1.A)$$

Vykonáme pevnostnú kontrolu tesného pera na otlačenie a na strih a porovnáme s dovolenými hodnotami.

Napätie na strih prierezu pera vyjadríme nasledovne:

$$\tau = \frac{2 \cdot M_k}{d \cdot b \cdot l_u} \leq \tau_D, \quad \tau = \frac{2 \cdot 120 \cdot 10^3}{35 \cdot 10 \cdot 35} = 19.6\text{MPa} \leq \tau_D = 80\text{MPa} \quad (3.1.B)$$

Otláčenie medzi perom a žliabkami vypočítame nasledovne:

$$p = \frac{4 \cdot M_k}{d \cdot h \cdot l_u} \leq p_D, \quad p = \frac{4 \cdot 120 \cdot 10^3}{35 \cdot 8 \cdot 35} = 49\text{MPa} \leq p_D = 120\text{MPa} \quad (3.1.C)$$

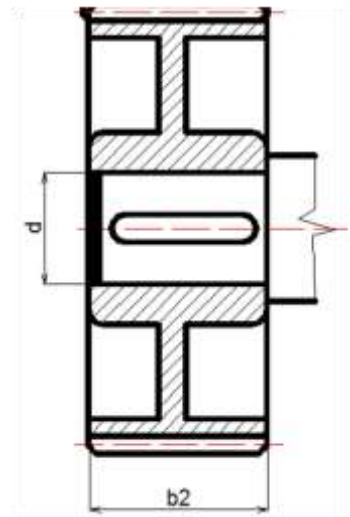
Navrhnuté pero 10x8x45 STN 022562 je vhodné pre spojenie hriadeľa a remenice, ktorými sa prenáša krútiaci moment o veľkosti $M_k = 120\text{Nm}$.

Príklad 3-2

Pre spojenie oceľového hriadeľa s nábojom remenice z hliníkovej zliatiny sa použije tesné pero s rozmermi 16x10x100 STN 022562. Tesné pero bolo navrhnuté pre priemer hriadeľa $d = 55\text{mm}$. Hriadeľom je prenášaný krútiaci moment $M_k = 150\text{Nm}$. Požaduje sa kontrola tesného pera, ktoré bude axiálne fixované, ak sú dovolené hodnoty zadefinované nasledovne: dovolené napätie v strihu $\tau_{Ds} = 80\text{MPa}$, dovolené napätie otlačenia oceli $p_D = 120\text{MPa}$, dovolené napätie otlačenia hliníková zliatina $p_D = 40\text{MPa}$.

Príklad 3-3

Liatinové ozubené koleso z materiálu GG25 je k oceľovému hriadeľovému čapu z materiálu C45 pripojené pomocou tesného pera z materiálu E295 a je axiálne fixované. Rozmery hriadeľového čapu podľa obr. sú $d = 26\text{mm}$, $b_2 = 55\text{mm}$. Spojením sa má prenášať výkon $P = 3,5\text{kW}$ pri otáčkach hriadeľa $n = 1500\text{ ot.min}^{-1}$. Požaduje sa navrhnuť a skontrolovať tesné pero, ak $R_{es} = 0,577R_e$ a $p_D = 0,25R_e$.

**Príklad 3-4**

Oceľové ozubené koleso je k oceľovému hriadeľovému čapu pripojené pomocou výmenného pera a axiálne sa bude po hriadeľi presúvať. Všetky komponenty spoja sú z materiálu E295. Rozmery hriadeľového čapu sú: priemer hriadeľa $d = 36\text{mm}$, dĺžka náboja kolesa $b_2 = 85\text{mm}$. Spojením sa má prenášať výkon $P = 2,5\text{kW}$ pri otáčkach hriadeľa $n = 1000\text{ ot.min}^{-1}$. Požaduje sa navrhnuť a skontrolovať výmenné pero, ak $R_{es} = 0,577R_e$, a $p_D = 0,05R_e$.

Príklad 3-5

Navrhnete výmenné pero pre spojenie ozubeného kolesa s hriadeľom. Ozubené koleso sa bude presúvať o dĺžku $l = 35\text{mm}$. Dĺžka náboja ozubeného kolesa je $l_1 = 26\text{mm}$. Priemer hriadeľa je $d = 28\text{mm}$. Hriadeľ a výmenné pero sú z materiálu E295. Ozubené koleso je z liatiny GG25. Určte akým krútiacim momentom je možné zaťažiť ozubené koleso, ak dovolené hodnoty sú nasledovné: $R_{es} = 0,577R_e$, a $p_D = 0,05R_e$ - pre oceľ, $p_D = 0,02R_e$ - pre liatinu.

Príklad 3-6

Na hriadeľi s priemerom $d = 42\text{mm}$ s tesným perom sa nachádzajú dve ozubené kolesá (koleso 1 a koleso 2), z ktorých sa odoberá krútiaci moment v pomere $M_{k1}/M_{k2} = 1/1,4$.

Určte v akom pomere by mali byť dĺžkové rozmery náboja prvého a druhého kolesa. Všetky komponenty sú z materiálu E295 a $R_{es} = 0,577R_e$, a $p_D = 0,4R_e$.

Príklad 3-7

Navrhnete tesné pero pre hriadeľ priemeru $d = 18\text{mm}$, ktorým sa má prenášať krútiaci moment $M_k = 85\text{Nm}$. Vypočítajte minimálnu dĺžku náboja a stanovte minimálnu dĺžku tesného pera, ak dovolený tlak na otláčenie $p_D = 120\text{MPa}$ a dovolená hodnota v strihu $\tau_{Ds} = 80\text{MPa}$.

Príklad 3-8

Na valcovom hriadeľi priemeru $D = 28 \text{ mm}$ je potrebné navrhnuť kotúčové pero. Hriadeľom sa prenáša výkon $P = 0,8 \text{ kW}$ pri otáčkach $n = 3000 \text{ ot.min}^{-1}$. Navrhните rozmery kotúčového pera a skontrolujte ho ak dovolený tlak na otláčenie $p_D = 80 \text{ MPa}$ a dovolená hodnota v strihu $\tau_{Ds} = 60 \text{ MPa}$.

Príklad 3-9

Na obr. je rotor alternátora, kde pomocou kotúčového pera veľkosti 6 x 10 STN 301385 je k hriadeľu s priemerom $D = 25 \text{ mm}$ pripevnená remenica. Určte akým veľkým krútiacim momentom M_k je možné zaťažiť rotor alternátora. Dovoľené hodnoty sú: dovolený tlak na otláčenie $p_D = 100 \text{ MPa}$ a dovolená hodnota v strihu $\tau_{Ds} = 80 \text{ MPa}$.

**Príklad 3-10**

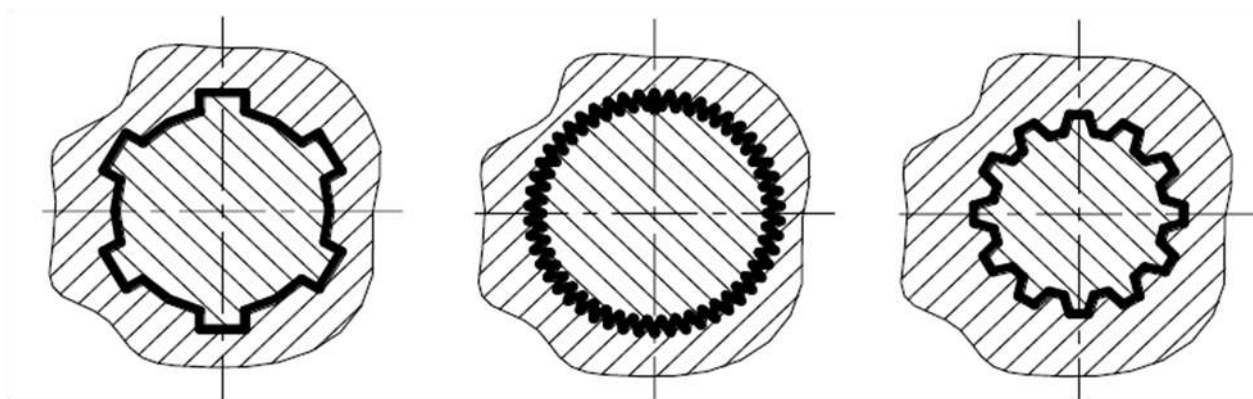
Na hriadeľi s priemerom $D = 35 \text{ mm}$ je umiestnené kotúčové pero. Kotúčové pero spája oceľový hriadeľ s liatinovou prírubou. Spojom sa má prenášať krútiaci moment $M_k = 100 \text{ Nm}$. Navrhните a skontrolujte kotúčové pero. Dovoľené hodnoty sú: dovolený tlak na otláčenie oceľ - oceľ $p_D = 100 \text{ MPa}$, dovolený tlak na otláčenie oceľ - liatina $p_D = 60 \text{ MPa}$ a dovolená hodnota v strihu $\tau_{Ds} = 80 \text{ MPa}$.

Príklad 3-11

Navrhните kotúčové pero a miesto jeho osadenia na kužeľový čap. Kužeľovým čapom sa bude prenášať krútiaci moment $M_k = 200 \text{ Nm}$. Čap má kužeľovitost' $1:20$ a rozmery $L = 50 \text{ mm}$, $D = 42 \text{ mm}$. Dovoľený tlak na otláčenie $p_D = 100 \text{ MPa}$ a dovolená hodnota v strihu $\tau_{Ds} = 80 \text{ MPa}$. Nakreslite riešenie.

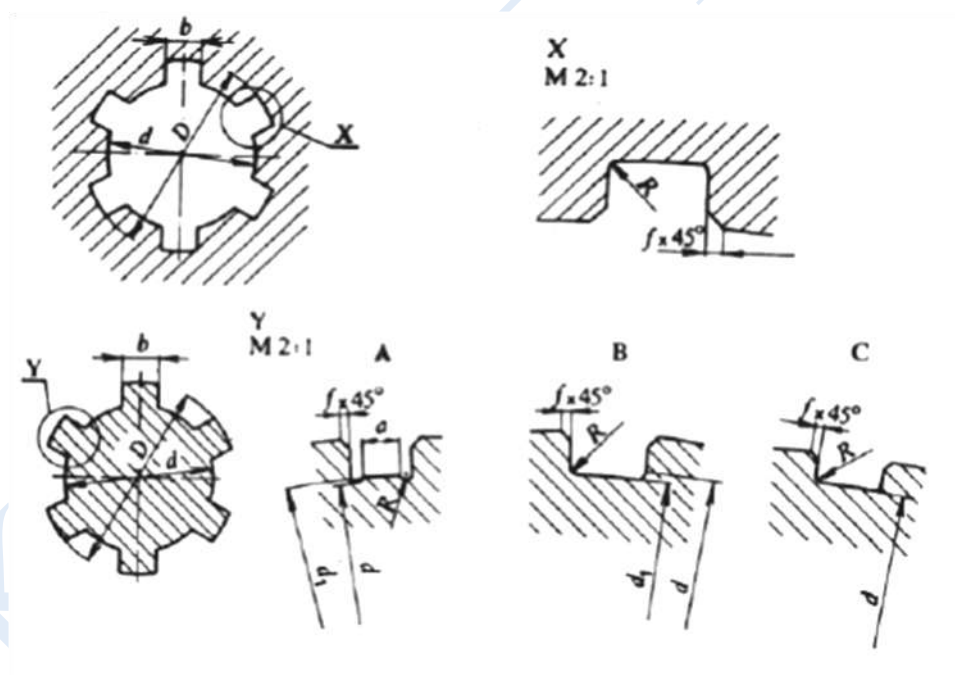
Pre viac zaťažené hriadele prenášajúce krútiaci moment sa vo všeobecnosti používajú žliabkované hriadele. V náboji a v hriadeľi sú vyhotovené žliabky, ktoré do seba tvarovo zapadajú a vytvárajú spoj. Spoj, ktorý je vytvorený pomocou žliabkovania, môže zabezpečovať aj axiálny posuv náboja po hriadeľi. Žliabkované spoje prenášajú veľké premenlivé zaťaženie pri vysokých otáčkach. Žliabkované spojenie hriadeľa s nábojom je definované normou a poznáme ho v troch základných vyhotoveniach nasledovne:

- rovnoboké žliabkovanie – je charakteristické rovinnými rovnobežnými bokmi žliabkov,
- evolventné žliabkovanie – je charakteristické bokmi žliabkov v tvare evolventy,
- jemné žliabkovanie – zvýšený počet žliabkov v porovnaní s rovnobokým a pre priemery hriadeľov do 60mm sú boky žliabkov rovné, nad uvedený priemer sú boky žliabkov evolventné.



Obr.3.4 Tvary žliabkovaného hriadeľa

Žliabkované hriadele sa zvyčajne vyrábajú z ušľachtilých ocelí s minimálnou medzou pevnosti $R_m=800\text{MPa}$. Veľkosť prenášaného zaťaženia stanovuje prierez jadra žliabkovaného hriadeľa. Priemer jadra žliabkovaného hriadeľa, počet žliabkov a ich tvar stanovuje norma (obr.3.5).



Obr.3.5 Rozmery rovnobokého žliabkovaného hriadeľa [24]

Vzhľadom k tomu, že norma definuje všetky parametre potrebné pre dimenzovanie žliabkovaného hriadeľa, je nevyhnutné po jeho návrhu skontrolovať napätie vznikajúce v kontaktných plochách žliabkov z podmienky na odtlačenie medzi hriadeľom a nábojom nasledovne:

$$p \leq p_D \quad (3.14)$$

Odporúčanú dovolenú hodnotu tlaku medzi bokmi žliabkov je možné určiť ako $p_D = (0,1 \div 0,25)R_e$ pre netvrdené boky žliabkov a pre tvrdené boky žliabkov $p_D = (0,15 \div 0,5)R_e$. Nižšia hodnota je pre axiálne pohyblivé uloženie. Vyššiu hodnotu je možné použiť pre axiálne fixované uloženie.

$p_D = 40 - 200\text{MPa}$ pre axiálne neposuvné spojenie, nižšie hodnoty sú určené pre boky povrchovo netvrdené a zaťaženie premenlivé až rázové,

$p_D = 15 - 70\text{MPa}$ pre axiálne posuvné spojenie hriadeľa a náboja bez zaťaženia, nižšie hodnoty sú určené pre boky povrchovo netvrdené a zaťaženie premenlivé až rázové,

$p_D = 3 - 35\text{MPa}$ pre axiálne posuvné spojenie hriadeľa a náboja pod zaťažením, nižšie hodnoty sú určené pre boky povrchovo netvrdené a zaťaženie premenlivé až rázové.

Na základe pevnostnej podmienky na otláčenie je možné navrhnúť minimálnu dĺžku rovnobokého žliabkovaného hriadeľa nasledovne:

$$l = \frac{4 \cdot M_k}{(D + d) \cdot p_D \cdot s'} \quad (3.15)$$

Kde:

s' - celková oblasť tlaku medzi hriadeľom a nábojom stanovená ako:

$$s' = \left(\frac{D - d}{2} - 2 \cdot f \right) \cdot z \cdot \psi \quad (3.16)$$

Kde:

z – počet žliabkov,

ψ – koeficient rovnomernosti zaťaženia – $\psi < 1$, zvyčajne $\psi = 0,75$.

S rastúcou dĺžkou žliabkovaného hriadeľa rastie nerovnomernosť rozloženia zaťaženia na bokoch žliabku v dôsledku skrútenia hriadeľa od zaťaženia.

Minimálnu dĺžku evolventného žliabkovania hriadeľa stanovíme nasledovne:

$$l = \frac{4 \cdot M_k}{\psi \cdot D_s \cdot p_D} \quad (3.17)$$

Minimálnu dĺžku jemného žliabkovania hriadeľa stanovíme nasledovne:

$$l \geq \frac{8 \cdot M_k}{D_s \cdot (D_{a1} - D_{a2}) \cdot z \cdot p_D} \quad (3.18)$$

Kde:

D_{a1}, D_{a2} – zodpovedajúce priemery žliabkovania,

D_s – stredný priemer stykovej plochy.

Pri rovnobokom a evolventnom žliabkovaní sa skontrolujú napätia od ohybu a šmyku.

Ravnoboké:

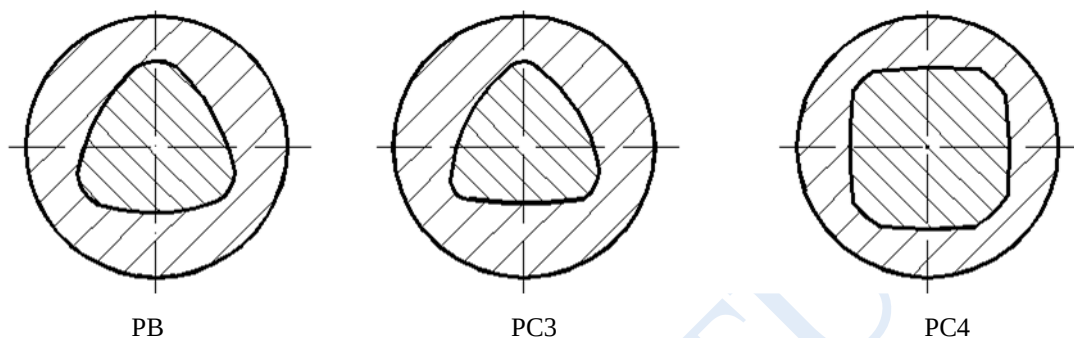
$$\sigma_o = \frac{8 \cdot M_o \cdot (D - d_1)}{b^2 \cdot (D - d) \cdot l \cdot n} \leq \sigma_{Do} \quad ; \quad \tau_s = \frac{4 \cdot M_k}{b \cdot (D - d) \cdot l \cdot n} \leq \tau_{Ds} \quad (3.19)$$

Evolventné:

$$\sigma_o = \frac{12 \cdot M_o \cdot (D_{a1} - D_{f1})}{s^2 \cdot D_s \cdot l \cdot n} \leq \sigma_{Do} \quad ; \quad \tau_s = \frac{4 \cdot M_k}{s \cdot D_s \cdot l \cdot n} \leq \tau_{Ds} \quad (3.20)$$

Pre evolventné žliabkovanie hrúbka päty zuba $s \approx 2,17m$, m – modul.

Výhodu rýchlej montáže a demontáže náboja na hriadeľ ponúkajú riešenia pomocou polygónových hriadeľových čapov. Polygónové spoje hriadeľa a náboja sú vhodné pre prenos stredného až veľkého zaťaženia. Základné druhy sú na obr.3.6, označované ako PB, PC3 a PC4. Profily PC3 a PC4 sú schopné prenášať veľké krútiace momenty aj pri posuvnom uložení náboja voči hriadeľu.



Obr.3.6 Polygónové spoje

Pri návrhu spojenia hriadeľa s nábojom pomocou polygónového spoja vychádzame z predpokladu, že spoj je vyhotovený bez vôle a potom priemer hriadeľa je možné určiť z podmienky ohybového momentu alebo krútiaceho momentu:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} \quad (3.21)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_D}} \quad (3.22)$$

Kritickým miestom, v ktorom môže dôjsť k poruche, je miesto minimálnej hrúbky náboja. Pre minimálnu hrúbku náboja pre profil PC3 je možné použiť nasledovné vzťahy:

Pre priemer náboja $D < 35 \text{ mm}$

$$s = 1,44 \cdot \sqrt[2]{\frac{M_k}{b \cdot \sigma_D}} \quad (3.23)$$

Pre priemer náboja $D > 35 \text{ mm}$

$$s = 1,2 \cdot \sqrt[2]{\frac{M_k}{b \cdot \sigma_D}} \quad (3.24)$$

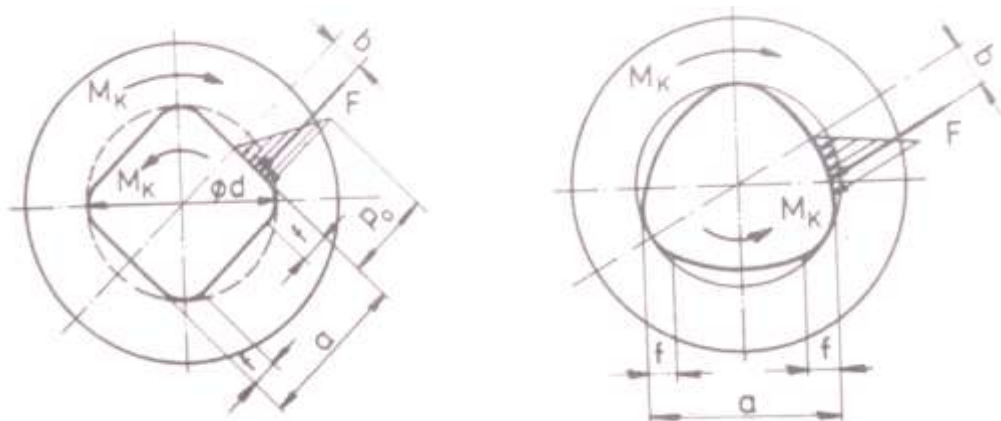
Minimálnu hrúbku náboja pre profil PC4 stanovíme nasledovne:

$$s = 0,7 \cdot \sqrt[2]{\frac{M_k}{b \cdot \sigma_D}} \quad (3.25)$$

σ_D – dovoľené napätie v ťahu [MPa]

b – šírka náboja [mm]

Hranolové spojenie hriadeľa a náboja (obr.3.7) je vhodné pre menej presné a menej náročné aplikácie. Za predpokladu, že spojenie je bez vôle a bez predpätia, zaťažujúci krútiaci moment vyvodí napätie na otláčenie na polovici každej strany profilu.



Obr.3.7 Hranolové spojenie hriadeľa a náboja

Vychádzajúc z priebehu tlaku v hranolovom spoji podľa obr.3.7 je možné stanoviť únosnosť spoja nasledovne:

$$M_k = \frac{1}{2} \cdot p_0 \cdot \frac{a-f}{2} \cdot l \cdot z \cdot b \quad (3.26)$$

Kde:

a- f – zrazenie a zaoblenie hrán profilu , $f=0,1 \cdot a$,

b – rameno výsledného tlaku,

l – funkčná dĺžka,

z – počet strán hranola.

Po zohľadnení koeficientu maximálneho napätia v spoji $k = 1,3-2$, maximálny tlak je definovaný ako: $p_{max} = p_0 \cdot k < p_D$

Dosadením do rovnice (3.26) a jej úpravou dostávame výsledný vzťah pre určenie dĺžky spojenia:

$$l \geq \frac{12 \cdot M_k \cdot k}{p_D \cdot (a-f)^2 \cdot z} \quad (3.27)$$

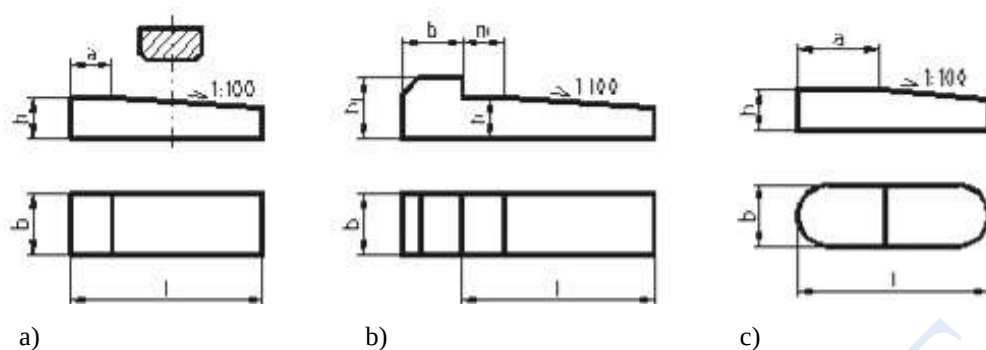
Vo vyhotovenom spojení je nutné skontrolovať napätie v dotykových plochách, z podmienky na otláčenie platí:

$$p_D \geq \frac{12 \cdot M_k \cdot k}{l \cdot (a-f)^2 \cdot z} = p_{max} \quad (3.28)$$

Odporúčaná hodnota pre jednosmerné bezrázové zaťaženie $p_D = 100 - 120 \text{ MPa}$ pre oceľový hriadeľ a náboj. Pre obojsmerné zaťaženie oceľového náboja a hriadeľa je odporúčané znížiť hodnotu $p_D = 70 \text{ MPa}$.

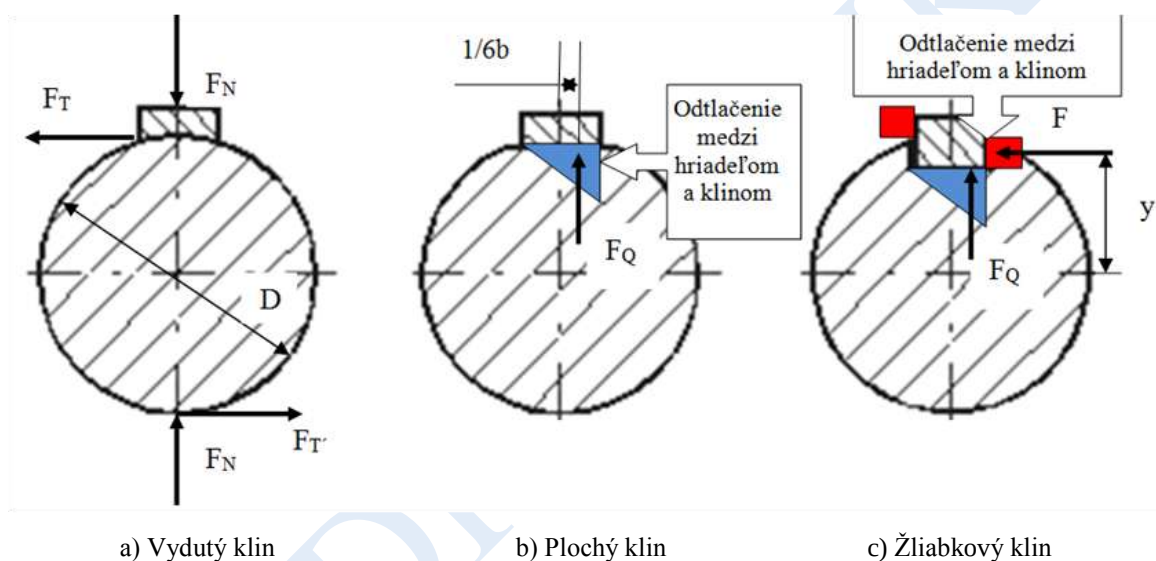
Spojovacie kliny pre spoj hriadeľa s nábojom je možné umiestniť pozdĺžne ako plochý, žliabkový, alebo tangenciálny klin. Spoje pomocou pozdĺžneho klina sú vhodné pre prenos krútiaceho momentu v takých zariadeniach, kde sa nevyžaduje presnosť, súosovosť a nie sú kladené prísne požiadavky na hádzanie spojenia. Na obr.3.8 sú základné druhy klinov. Rozmery, tvar a ďalšie vlastnosti klinov sú definované

normou. Normalizované klíny sú bez nosa obr.3.8a), s nosom obr.3.8b), alebo vsadené obr.3.8c). Normalizované klíny sú charakterizované úkosom na vrchnej ploche veľkosti 1:100.



Obr.3.8 Normalizované druhy klinov [1]

Použitím klína je možné vyhotoviť tri rozdielne typy spojenia hriadeľa s nábojom podľa obr.3.9.



Obr.3.9 Najbežnejšie spôsoby aplikácie klína

Spojenie hriadeľa s nábojom pomocou klína nazývaného vydutý klin obr.3.9a) je vytvorený hladkým povrchom hriadeľa, na ktorý je nasadený náboj so žliabkom. Do takto vyhotovenej medzery je narazený klin. Dôsledkom úkosu na klíne je v spoji vytvorená rozperná sila, ktorá následne vyvolá treciu silu medzi hriadeľom a nábojom a treciu silu medzi klinom a nábojom. Únosnosť vydutého klinového spoja je možné definovať zo základnej podmienky únosnosti nasledovne:

$$M_k \leq M_T \quad (3.29)$$

Kde:

M_k – zaťažujúci krútiaci moment [Nm],

M_T – trecí moment [Nm].

Únosnosť klinového spojenia je limitovaná veľkosťou trecieho momentu vytvoreného v klinovom spoji.

Trecí moment stanovíme na základe silového rozboru z obr.3.9a) nasledovne:

$$M_T = F_T \cdot \frac{D}{2} + F_T' \cdot \frac{D}{2} \quad (3.30)$$

$$M_T = F_N \cdot f \cdot \frac{D}{2} + F_N \cdot f' \cdot \frac{D}{2} \quad (3.31)$$

Kde:

f - koeficient trenia medzi hriadeľom a klinom,

f' - koeficient trenia medzi hriadeľom a nábojom.

Ak bude materiál náboja, klina a hriadeľa rovnaký, je možné predpokladať, že súčinitele trenia budú rovnaké $f = f'$ a potom výsledný trecí moment bude:

$$M_T = F_N \cdot f \cdot D \quad (3.32)$$

Spojenie hriadeľa s nábojom plochým klinom (obr.3.9b) je vytvorené hriadeľom na povrchu ktorého je vyhotovená rovinná plocha. Na hriadeľ je nasadený náboj so žliabkom. Do takto vyhotovenej medzery je narazený klin. Únosnosť plochého klina je kombináciou tvarového a silového prenosu medzi hriadeľom – klinom - nábojom, a bude definovaná nasledovne:

$$M_{kb} = M_T + F_Q \cdot \frac{D}{2} \cdot b \quad (3.33)$$

Ak bude možné za normálovú silu považovať rozpernú silu klina, tak po dosadení $F_N = F_Q$ dostaneme únosnosť plochého klina:

$$M_{kb} = F_Q \cdot f \cdot D + F_Q \cdot \frac{D}{2} \cdot b \quad (3.34)$$

Spojenie hriadeľa s nábojom žliabkovým klinom (obr.3.9c) je vytvorené hriadeľom so žliabkom, v ktorom je umiestnený vsadený klin. Na takto osadený hriadeľ je následne narazený náboj so žliabkom. Únosnosť žliabkového klina je kombináciou tvarového a silového prenosu medzi hriadeľom – klinom – nábojom a bude definovaná nasledovne:

$$M_{kc} = M_{kb} + F \cdot y \quad (3.35)$$

Opätovne za podmienky ak $F_N = F_Q$ je možné vyjadriť únosnosť žliabkového klina nasledovne:

$$M_{kc} = F_Q \cdot f \cdot D + F_Q \cdot \frac{D}{2} \cdot b + F \cdot y \quad (3.36)$$

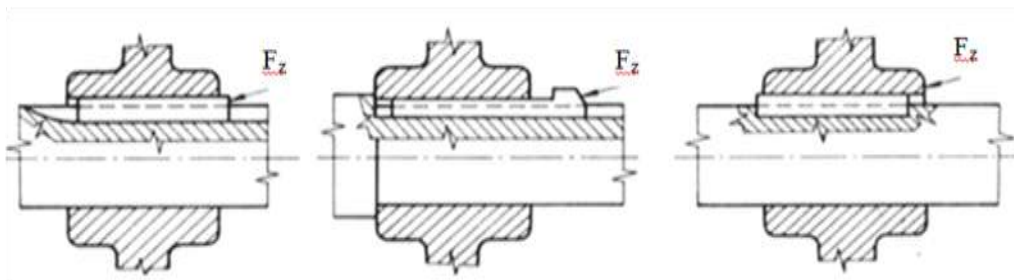
V mieste dotyku plochy boku klina s plochou bokov žliabkov hriadeľa a náboja vzniká tlak p' . Maximálna hodnota tlaku nesmie byť väčšia ako dovolená hodnota na otláčenie a teda odporúčaná hodnota pre oceľový náboj bude $p_D = 100 - 120 \text{ MPa}$. Zo vzniknutého tlaku je možné vyjadriť silu F , ktorá ho vyvolala takto:

$$F = l \cdot \frac{h}{2} \cdot p' \quad (3.37)$$

Za predpokladu, že pôsobisko sily bude rovné polovici priemeru hriadeľa $y = D/2$, definujeme únosnosť žliabkového klina:

$$M_{kc} = F_Q \cdot f \cdot D + F_Q \cdot \frac{D}{2} \cdot b + l \cdot \frac{h}{2} \cdot p' \cdot \frac{D}{2} \quad (3.38)$$

Pri vytvorení spoja pomocou klina je vždy potrebné narážať klin alebo náboj na klin (obr.3.10). V prípade narážania klina sa odporúča použiť klin s nosom. Nos klina je určený ako miesto úderu po kline, ktoré môže byť údermi pri narážaní klina aj zdeformované. Pre potreby montáže je nutné stanoviť narážaciu silu na vyhotovenie klinového spojenia medzi hriadeľom a nábojom.



Obr.3.10 Najbežnejšie spôsoby narážania klina alebo náboja

Silu potrebnú na naráženie klina stanovíme so silovej rovnováhy v klinovom spoji. Narážacia sila musí prekonať treciu silu medzi hriadeľom a nábojom a treciu silu medzi klinom a plochami žliabku v náboji. Silu pre naráženie klina definujeme:

$$F_z = F_Q \cdot \tan(\alpha + \varphi) + F_Q \cdot \tan\varphi \quad (3.39)$$

kde:

α – uhol sklonu klina [°],

φ – trecí uhol [°].

Maximálna rozperná sila je limitovaná plochou klina a dovoleným tlakom na plochu klina takto:

$$F_{Qmax} = b \cdot l \cdot p_D \quad (3.40)$$

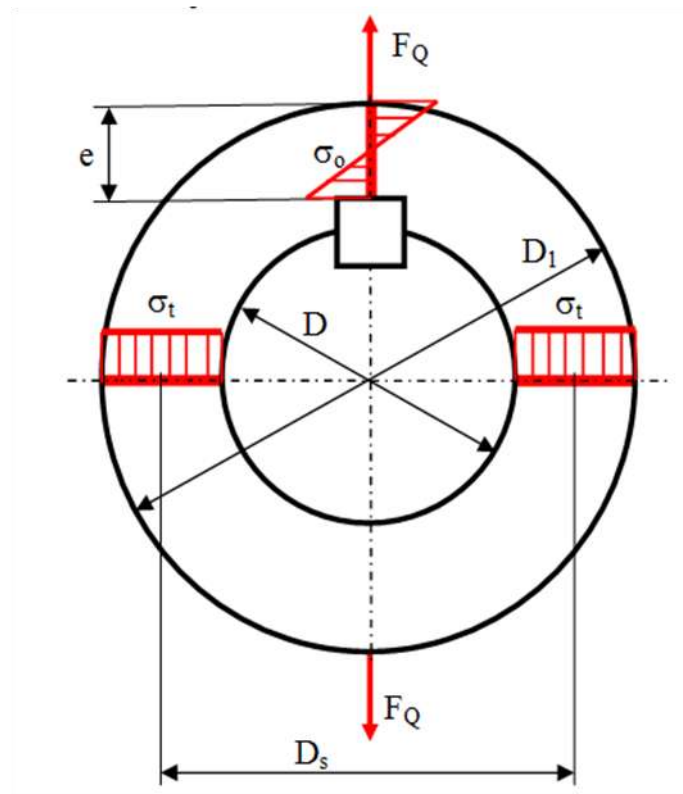
Kde:

p_D – dovolená hodnota napätia na otláčenie 100 -120 [MPa].

Maximálna narážacia sila je limitovaná deformáciou klina v žliabku klinového spoja. Za predpokladu, že klin by nemal byť tvarovo deformovaný, je možné maximálnu silu na naráženie stanoviť z materiálových vlastností klina z hodnoty medze klzu R_e takto:

$$F_{zmax} = S \cdot R_e = b \cdot h \cdot R_e \quad (3.41)$$

Kliny sú vyrábané z materiálu E335 (11600), ktorého medza klzu $R_e = 270 \div 335$ MPa. Pri narážaní klina do klinového spoja môže dôjsť k poškodeniu náboja v dôsledku rozpernej sily, ktorá vzniká v klinovom spoji. Je nutné skontrolovať napätia, ktoré vznikajú v náboji. V náboji klinového spoja vznikajú napätia identifikované podľa obr.3.11.



Obr.3.11 Namáhanie náboja klinového spoja

Rozperná sila spôsobuje namáhanie náboja, ktoré môžeme charakterizovať ako namáhanie v ťahu a namáhanie v ohybe. Pre namáhanie v ťahu vyjadríme z analýzy obr.3.11 normálové napätie v namáhanom priereze náboja nasledovne:

$$\sigma_t = \frac{F_Q}{(D_1 - D) \cdot l} \quad (3.42)$$

Kde:

l – dĺžka náboja [mm].

Namáhanie v ohybe spôsobí v náboji normálové napätia ktoré vyjadríme:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{\frac{1}{6} \cdot e^2 \cdot l} \quad (3.43)$$

V prípade, ak bude vôľa medzi hriadeľom a nábojom, potom bude ohybový moment definovaný:

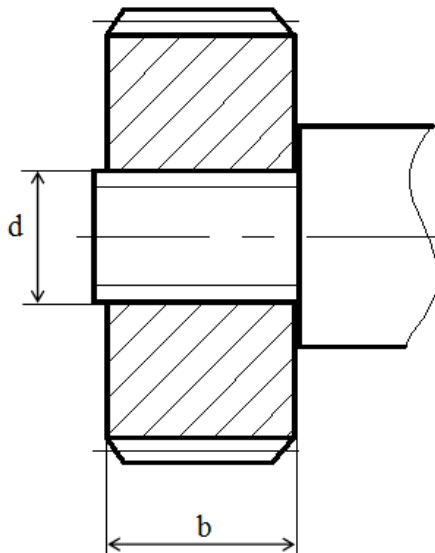
$$M_o = \frac{F_Q \cdot D_s}{4} \quad (3.44)$$

V prípade ak, bude presah medzi hriadeľom a nábojom, potom bude ohybový moment definovaný:

$$M_o = \frac{F_Q \cdot D_s}{8} \quad (3.45)$$

Vzorový príklad 3-12

Ozubené koleso sa bude po žliabkovanom hriadeľi axiálne presúvať. Žliabkovaný hriadeľ má žliabkovanie typu 32-8x32f7x38a11x6f8. Náboj ozubeného kolesa má šírku $b = 20\text{mm}$. Ozubené koleso je zaťažené krútiacim momentom $M_k = 100\text{Nm}$. Ozubené koleso aj hriadeľ sú vyrobené z materiálu S355 a dovolený tlak je $p_D = 0,05R_e$.



Musí platiť základná pevnostná podmienka, pri ktorej nedôjde ku otláčaniu žliabku hriadeľa ani kolesa. Dovoľenú hodnotu na otláčanie p_D si určíme z vlastností materiálu S355, pre ktorý je medza klzu $R_e = 355\text{MPa}$. Dovoľený tlak bude $p_D = 0,05R_e = 0,05 \cdot 355 = 18\text{MPa}$

Vyjadríme si tlak v žliabkovanom spoji:

$$p = \frac{4 \cdot M_k}{(D + d) \cdot l \cdot s'} \leq p_D \quad (3.12.A)$$

Z geometrie žliabkov pre rovnoboké žliabkovanie vyjadříme celkovú oblasť tlaku medzi nábojom a hriadeľom za predpokladu 75% kontaktu v žliabkoch:

$$s' = \left(\frac{D - d}{2} - 2 \cdot f \right) \cdot z \cdot \psi, \quad s' = \left(\frac{38 - 32}{2} - 2 \cdot 0,4 \right) \cdot 8 \cdot 0,75 = 13,2\text{mm} \quad (3.12.B)$$

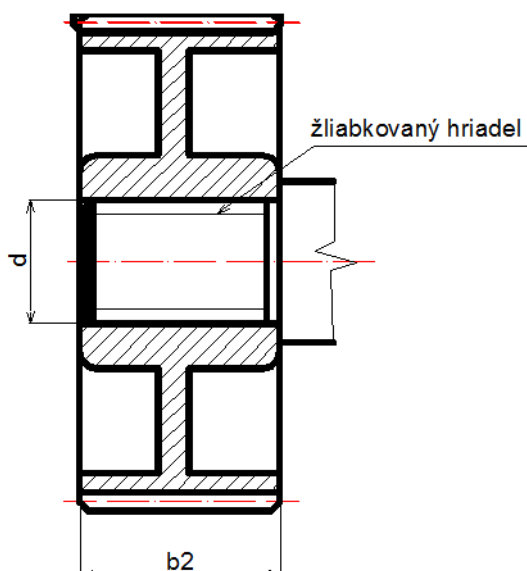
Po dosadení do rovnice (3.12.A) dostávame:

$$p = \frac{4 \cdot M_k}{(D + d) \cdot l \cdot s'} = \frac{4 \cdot 100}{(38 + 32) \cdot 20 \cdot 13,2} = 21,6\text{MPa} > 18\text{MPa} = p_D \quad (3.12.C)$$

Kontrola žliabkovaného hriadeľa preukázala, že v spoji dôjde ku otláčaniu žliabkov náboja. Pre odstránenie tohto nežiaduceho efektu je potrebné zväčšiť šírku ozubení.

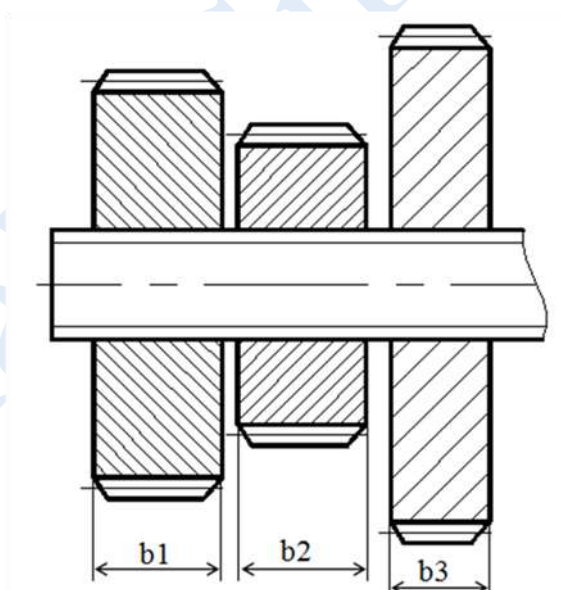
Príklad 3-13

Ozubené koleso je spojené s hriadeľom pomocou žliabkovania. Hriadeľ má žliabkovanie typu 26-6x26f7x32a11x6f8 STN014942, dĺžka náboja kolesa $b_2 = 25\text{mm}$ (obr.). Ozubené koleso aj hriadeľ sú vyrobené z materiálu C45. Spojom sa bude prenášať výkon $P = 10\text{kW}$ pri otáčkach hriadeľa $n = 2000\text{ot.min}^{-1}$. Ozubené koleso je na hriadeľi axiálne fixované. Požaduje sa skontrolovať žliabkovaný hriadeľ, ak dovolený tlak je $p_D = 0,3R_e$.



Príklad 3-14

Na žliabkovanom hriadeľi sa nachádzajú tri ozubené kolesá, ktoré sa axiálne presúvajú tak, aby v zábere bolo len jedno koleso. Hriadeľom sa prenáša maximálny krútiaci moment $M_{k_{max}} = 650 \text{ Nm}$. Ak sú ozubené kolesá v zábere, neprenáša sa nimi rovnaký krútiaci moment. Maximálny krútiaci moment sa prenáša, ak je v zábere prvé koleso. Ak je v zábere druhé koleso, prenáša sa 65% z $M_{k_{max}}$ a ak je v zábere tretie koleso, prenáša sa 42% z $M_{k_{max}}$.



Žliabkovanie hriadeľa je typu 42-8x42f7x48a11x6f8 STN014942. Ozubené koleso aj hriadeľ sú vyrobené z materiálu C45. Požaduje sa navrhnuť jednotlivé dĺžky nábojov b_1 , b_2 , b_3 ozubených kolies ak dovolený tlak je $p_D = 0,05R_e$.

Príklad 3-15

Na obrázku je spojovací hriadeľ, ktorý umožňuje axiálnu dilatáciu pomocou axiálneho posuvu v žliabkovaní. Pripojovacie časti sú osadené žliabkovaným nábojom dĺžky $l = 35 \text{ mm}$ s rovnobokými

žliabkami 28-6x28f7x34a11x7f8 STN014942, ktoré sú po montáži axiálne fixované. Hriadeľom je možné axiálne pohybovať, na čo slúži evolventné žliabkovanie 30x1,25 STN014954. Hriadeľ s evolventným žliabkovaním má dĺžku $L_1 = 150\text{mm}$. Náboj na časti s evolventným žliabkovaním má dĺžku $L = 60\text{mm}$. Všetky časti hriadeľa sú vyhotovené z materiálu S355. Dovoľený tlak v axiálne pohyblivých častiach $p_D = 0,075R_e$ a v axiálne fixovaných častiach je $p_D = 0,3R_e$.

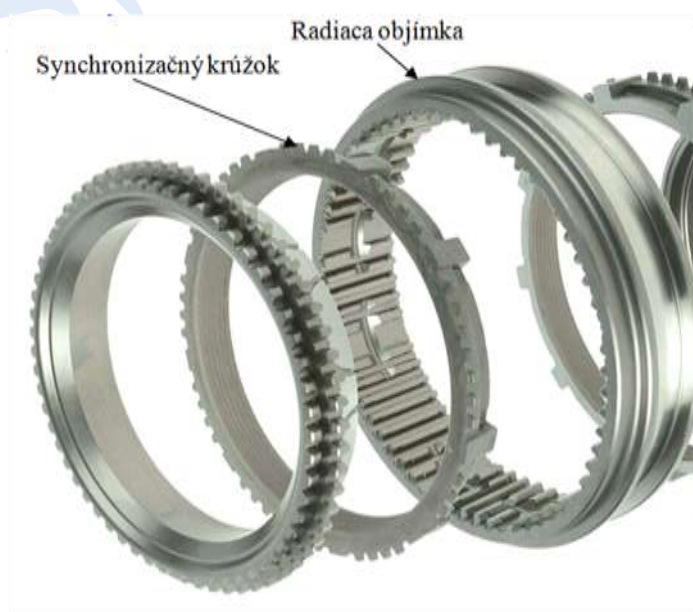


Požadované:

- Určte akým maximálnym momentom je možné zaťažiť hriadeľ.
- Určte maximálnu hodnotu axiálneho posunutia na hriadeľi pri zaťažení maximálnym krútiacim momentom.
- Skontrolujte napätia v žliabkovaní.

Príklad 3-16

Pre lepšie radenie rýchlosti v prevodovke sa používa kombinácia synchronizačného krúžku a radiacej objímky. Synchronizačný krúžok je z mosadze a radiaca objímka z ocele (obr.). Použité je evolventné žliabkovanie so stredením na boky zubov 55x2xH9/g9. Šírka zubov synchronizačného krúžku je $b = 6\text{mm}$. Určte, aký maximálny krútiaci moment M_k môže zaťažovať synchronizačný krúžok. Dovoľený tlak je $p_D = 8\text{MPa}$.



Príklad 3-17

Ovládacia páka je spojená s hriadeľom pomocou profilu PC4. Ovládacou pákou sa vyvolá krútiaci moment $M_k = 200\text{Nm}$. Navrhnete veľkosť profilu PC4 za predpokladu, že hriadeľ je namáhaný len na krut. Určte dĺžku náboja profilu PC4, ak materiál použitý na výrobu páky a hriadeľa je S355, povolené napätie v spoji $p_D = 0,35R_e$ a $R_{es} = 0,6.R_e$.

Príklad 3-18

Manipulačná páka je spojená s hriadeľom pomocou profilu PC3. Ovládacou pákou sa vyvolá krútiaci moment $M_k = 150\text{Nm}$ a zároveň ohybový moment $M_o = 100\text{Nm}$. Navrhnete veľkosť profilu PC3 za predpokladu, že hriadeľ je namáhaný na ohyb aj krut. Určte dĺžku náboja profilu PC3, ak materiál použitý na výrobu páky a hriadeľa je E295, dovolené napätie v spoji $p_D = 0,3R_e$ a $R_{es} = 0,57.R_e$.

Príklad 3-19

K hriadeľu priemeru $d = 32\text{mm}$ je pomocou klina s nosom pripojená príruha. Dĺžka hriadeľového čapu je $l_c = 65\text{mm}$. Spojom sa bude prenášať krútiaci moment $M_k = 80\text{Nm}$. Navrhnete klin s nosom STN 022514. Spojenie bude vyhotovené ako žliabkový klin s nosom. Skontrolujte únosnosť spojenia a napätia v spoji. Všetky súčiastky sú z ocele E355. Dovolený tlak na otláčenie $p_D = 0,35.R_e$. Dovolená hodnota v strihu $R_{es} = 0,57R_e$. Súčiniteľ trenia použite podľa Prílohy č.2.

Príklad 3-20

K hriadeľu priemeru $d = 42\text{mm}$ je pomocou klina s nosom 12x8x70 STN022514 pripojený rotačný kotúč. Spojom sa má prenášať krútiaci moment M_k . Spojenie bude vyhotovené ako plochý klin s nosom. Určte, aký maximálny krútiaci moment M_k je možné spojením prenášať. Skontrolujte napätia v spoji. Všetky súčiastky sú z ocele E355, súčiniteľ trenia ocel' – ocel' $f = 0,18$. Dovolený tlak na otláčenie $p_D = 0,35.R_e$. Dovolená hodnota v strihu $R_{es} = 0,57R_e$.

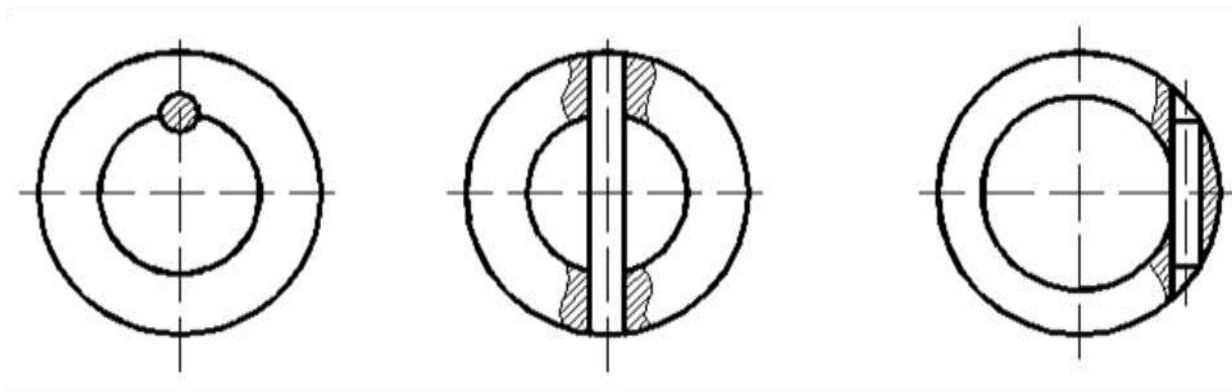
Príklad 3-21

K hriadeľu priemeru $d = 45\text{mm}$ je pomocou klina bez nosa pripojený zotrvačník. Dĺžka hriadeľového čapu je $l_c = 55\text{mm}$. Spojom sa bude prenášať krútiaci moment $M_k = 70\text{Nm}$. Navrhnete klin bez nosa STN 022512. Spojenie bude vyhotovené ako dutý klin bez nosa. Určte narážaciu silu. Skontrolujte únosnosť spojenia a napätia v spoji. Všetky súčiastky sú z ocele E355. Dovolený tlak na otláčenie $p_D = 0,35.R_e$. Dovolená hodnota v strihu $R_{es} = 0,57R_e$. Súčiniteľ trenia použite podľa Prílohy č.2.

Príklad 3-22

K hriadeľu priemeru $d = 28\text{mm}$ je pomocou vsadeného klina pripojené ozubené koleso. Vsadený klin má rozmery 8x7x35 STN022513. Spojom sa má prenášať krútiaci moment M_k . Spojenie bude vyhotovené ako vsadený klin bez nosa. Určte, aký maximálny krútiaci moment M_k je možné spojením prenášať. Určte narážaciu silu. Skontrolujte únosnosť spojenia a napätia v spoji. Všetky súčiastky sú z ocele E355. Dovolený tlak na otláčenie $p_D = 0,35.R_e$. Dovolená hodnota v strihu $R_{es} = 0,57R_e$. Súčiniteľ trenia použite podľa Prílohy č.2.

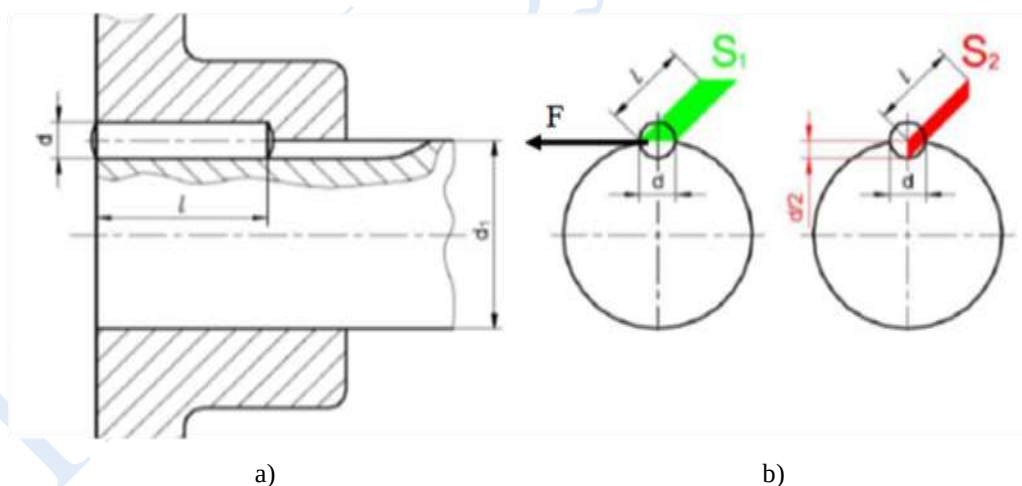
Tvarový rozoberateľný spoj vytvorený pomocou kolíka je možné aplikovať v troch základných vyhotoveniach a to ako spojenie pomocou pozdĺžneho kolíka, priečneho kolíka, alebo spojenie pomocou tangenciálneho kolíka.



Obr.3.12 Vyhotovenia spojenia pomocou kolíka

Spojenie hriadeľa s nábojom pomocou pozdĺžneho kolíka sa vyhotoví použitím valcového alebo kužeľového kolíka. Otvor v náboji a v hriadeli sa vyhotoví v požadovanej tolerancii až po vzájomnom osadení hriadeľa a náboja. Takéto vyhotovenie však vytvára obmedzenia v prípade zameniteľnosti súčiastok po demontáži. Spojenie pozdĺžnym kolíkom je vhodné pre prenos malých a stredných výkonov pri stredných otáčkach.

Ak spojenie pomocou pozdĺžneho kolíka zaťažíme krútiacim momentom, pozdĺžny kolík v spoji bude zaťažený náhradnou obvodovou silou, ktorej pôsobenie po dĺžke kolíka predpokladáme konštantné. Namáhanie pozdĺžneho kolíka bude podľa obr.3.13 na strih - zelená plocha a na odtlačenie - červená plocha.



Obr.3.13 Spojenie hriadeľa s nábojom pomocou pozdĺžneho kolíka

Pri namáhaní pozdĺžneho kolíka na strih (zelená oblasť) vzniknú v priereze kolíka šmykové napätia, ktoré vyjadríme pevnostnou podmienkou:

$$\tau = \frac{2 \cdot M_k}{l \cdot d \cdot d_1} \leq \tau_D \quad (3.46)$$

kde:

d- priemer kolíka[mm],

l – dĺžka kolíka [mm],

d_1 – priemer hriadeľa [mm].

Pri namáhaní pozdĺžneho kolíka na otláčenie (červená oblasť) pre kolík – hriadeľ alebo kolík – príruha, vzniknú v priereze kolíka napätia na otláčenie, ktoré vyjadríme pevnostnou podmienkou:

$$p = \frac{4 \cdot M_k}{l \cdot d \cdot d_1} \leq p_D \quad (3.47)$$

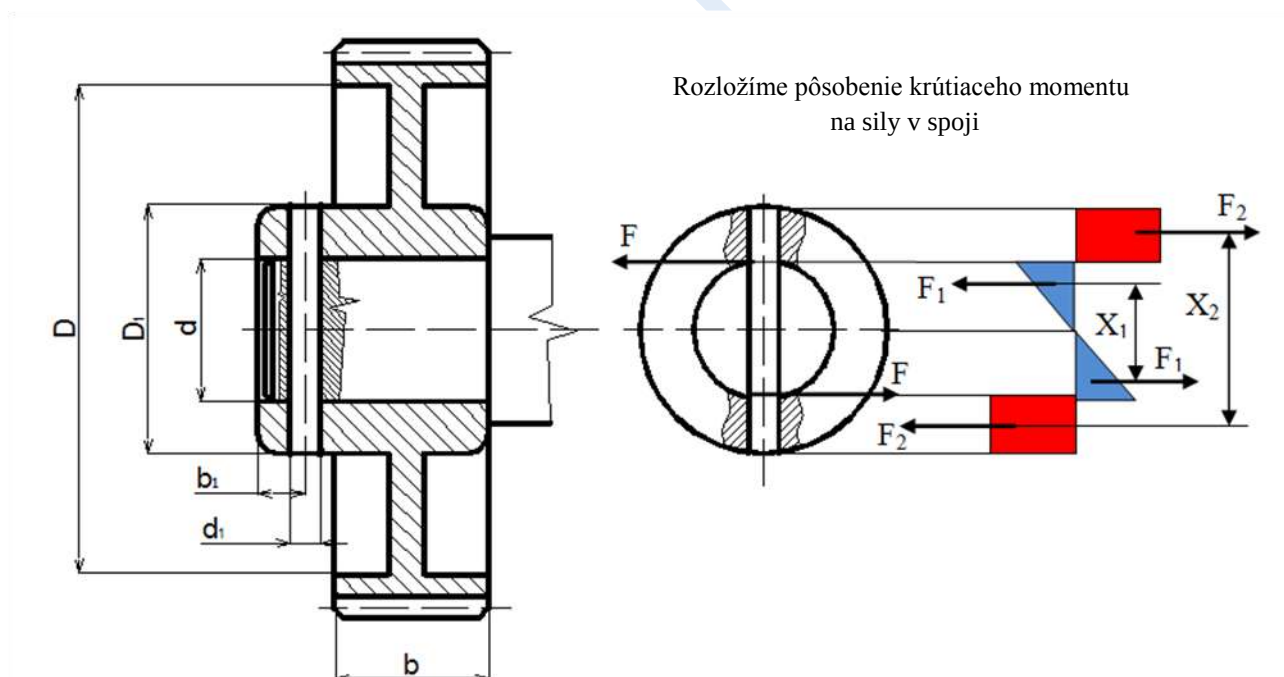
kde:

p – hodnota tlaku [MPa], (max. hodnota je p_D) – použijeme na porovnanie nižšiu z dovolených hodnôt podľa materiálu hriadeľa alebo náboja.

Pre účely spojenia hriadeľa s nábojom pomocou priečného kolíka sa používa valcový, ale aj kužeľový kolík. V oboch prípadoch použitia je nutné vyhotoviť otvor v náboji a v hriadeľi v požadovanej tolerancii tak, aby pri umiestnení kolíka do otvoru vznikol spoj s presahom. Kužeľové kolíky majú normou predpísanú kužeľovitosť 1:50. Vyhotovenie spojenia priečnym kolíkom je vhodné pre prenos malých výkonov pri nízkych otáčkach.

Vzájomné lícovanie medzi hriadeľom a nábojom budeme zjednodušene uvažovať ako uloženie s vôľou, a teda predpokladáme, že všetko zaťaženie sa prenáša len priečnym kolíkom.

Na základe silovej analýzy predpokladáme rovnomerné a konštantné rozloženie tlakov medzi nábojom a kolíkom (červená obdĺžniková plocha). Medzi hriadeľom a kolíkom predpokladáme lineárne rozloženie tlaku (modrá trojuholníková plocha).



Obr.3.14 Spojenie hriadeľa s nábojom pomocou priečného kolíka

Tlakové plochy nahradíme osamelou silou, ktorá pôsobí v ťažisku plochy. Na základe uvedeného je možné vyjadriť rozklad zaťažujúceho krútiaceho momentu na sily v spoji s priečnym kolíkom (obr.3.14) nasledovne:

$$M_k = F \cdot d = F_1 \cdot X_1 = F_2 \cdot X_2 \quad (3.48)$$

kde:

X_1 a X_2 sú ramená silovej dvojice, resp. vzdialenosti náhradných osamelých síl, ktorých pôsobisko je v ťažisku nahrádzanej plochy.

Sily, ktoré pôsobia na priečny kolík, ho budú namáhať na strih a otláčenie. Je nevyhnutné skontrolovať napätia v spoji, ktoré vzniknú od jeho namáhania.

Namáhanie kolíka v strihu vyvolá v kolíku šmykové napätia, ktoré je možné stanoviť na základe napäťovej pevnostnej podmienky nasledovne:

$$\tau = \frac{4 \cdot M_k}{\pi \cdot d_1^2 \cdot d} \leq \tau_D \quad (3.49)$$

kde:

d – priemer hriadeľa [mm],

d_1 – priemer kolíka [mm].

Namáhanie kolíka v tlaku vyvolá v spoji otláčenie kolíka a normálové napätia je možné stanoviť na základe napäťovej pevnostnej podmienky. Vyjadríme výsledné napätie na otláčenie p_1 , medzi kolíkom a hriadeľom, pre určenie výsledného napätia nasledovne:

$$M_k = F_1 \cdot X_1 = \frac{p_1}{2} \cdot \frac{d}{2} \cdot d_1 \cdot \frac{2}{3} d, \quad p_1 = \frac{6M_k}{d_1 d^2} \leq p_D \quad (3.50)$$

kde:

p_1 – hodnota tlaku [MPa] (max. hodnota je p_D).

Pre oblasť otláčenia medzi kolíkom a nábojom (červená farba na obr.3.14) bude pôsobiaca osamelá sila F_2 , výsledné napätie na otláčenie p_2 medzi kolíkom a nábojom určíme nasledovne:

$$M_k = F_2 \cdot X_2 = p_2 \cdot \left(\frac{D_1 - d}{2} \right) \cdot d_1 \cdot \frac{D_1 + d}{2} = p_2 \cdot \left(\frac{D_1^2 - d^2}{4} \right) \cdot d_1, \quad p_2 = \frac{4 \cdot M_k}{d_1 \cdot (D_1^2 - d^2)} \leq p_D \quad (3.51)$$

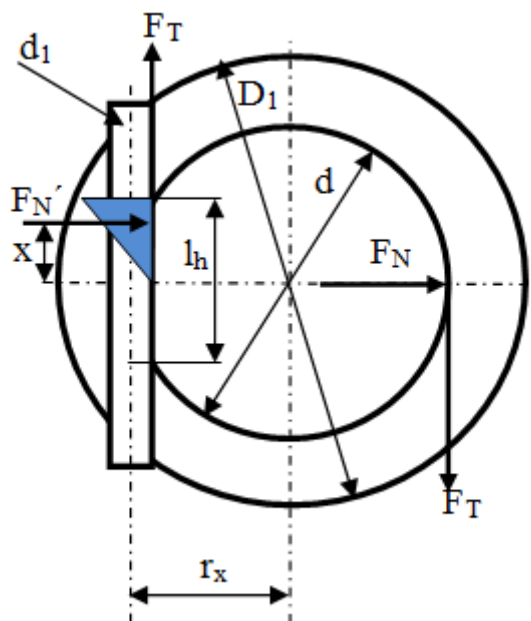
kde:

p_2 – linearizovaná hodnota tlaku (max. hodnota je p_D).

Priečny kolík je možné použiť na spojenie súčiastok zaťažených krútiacim momentom ale aj osovou silou. Osovou silou budeme rozumieť silu pôsobiacu v osi spájaných súčiastok, ktorá je zároveň kolmá na os kolíka.

Aplikácia spojenia hriadeľa s nábojom pomocou tangenciálneho kolíka je vhodná pre zariadenia s nízkymi otáčkami, prenášajúcimi stredne veľký krútiaci moment. Výhodou oproti priečnemu kolíku je menšie oslabenie prierezovej plochy hriadeľa. Výhodou je aj zníženie koncentrácie napätia, ale nevýhodou je nevyváženosť celého spojenia.

Spojenie tangenciálnym kolíkom (obr.) je možné vyhotoviť v rôznych variantoch. Kolík, ktorý je umiestnený tangenciálne, môže byť valcový alebo kužeľový. Existujú technické riešenia, kde je namiesto kolíka použitá skrutka, alebo kužeľový kolík so závitom. Kolík, ktorý je použitý, môže mať prierez kruhový alebo prierez kruhového odseku. Ak pre vyhotovenie tangenciálneho kolíkového spojenia bude použitý kužeľový kolík, kužeľový kolík vytvorí rozpernú silu a spoj sa správa ako spoj s klinom (obr.3.15).



Obr.3.15. Spojenie pomocou tangenciálneho kolíka

Kužeľový kolík – kombinácia trenia a tvarového prenosu medzi hriadeľom – kolíkom a nábojom

Únosnosť spoja sa stanoví:

$$M_k = M_T + F_N' \cdot x \quad (3.52)$$

$$M_k = F_N \cdot f \cdot \frac{d}{2} + F_N' \cdot f' \cdot (r_x - \frac{d_1}{2}) + F_N' \cdot x \quad (3.53)$$

Normálová sila z otláčenia kolík - hriadeľ :

$$F_N' = \frac{1}{2} p_{max} \cdot l_h \cdot d \quad (3.54)$$

Po dosadení:

$$M_k = F_N \cdot f \cdot \frac{d}{2} + F_N' \cdot f' \cdot (r_x - \frac{d_1}{2}) + \frac{1}{2} p_{max} \cdot l_h \cdot d \cdot x \quad (3.55)$$

Za predpokladu rovnosti normálovej sily medzi kolíkom a hriadeľom, hriadeľom a nábojom $F_N = F_N'$, za predpokladu rovnosti súčiniteľov trenia medzi kolíkom a hriadeľom, hriadeľom a nábojom $f' = f$ a predpokladu, že $(r_x - d_1/2) \approx d/2$, je možné rovnicu upraviť nasledovne:

$$M_k = F_N \cdot f \cdot d + F_N \cdot x \quad (3.56)$$

Vzdialenosť x pôsobiska sily určíme z geometrickej podmienky, kde poloha pre kolík je vytvorená tak, že os kolíka je totožná s maximálnou vzdialenosťou od stredu hriadeľa, čo predstavuje vzdialenosť $d/2$, t.j. $r_x = d/2$.

Potom dĺžka kolíka v hriadeli l_h sa určí z pravouhlého trojuholníka:

$$\frac{l_h}{2} = \sqrt{\left(\frac{d}{2}\right)^2 - \left(\frac{d}{2} - \frac{d_1}{2}\right)^2} \quad (3.57)$$

Pôsobisko x sily F_N bude:

$$x = \frac{2}{3} \cdot \frac{l_h}{2} = \frac{l_h}{3} \quad (3.58)$$

Po dosadení a úprave dostávame pre únosnosť spoja s tangenciálnym kužeľovým kolíkom vzťah:

$$M_k = F_N \cdot \left(f \cdot d + \frac{l_h}{3} \right) \quad (3.59)$$

Sila potrebná pre narazenie kužeľového kolíka bude:

$$F_z = F_N \cdot \tan(\alpha + \varphi) + F_N \cdot \tan \varphi, \quad F_{Nmax} = d_1 \cdot l \cdot p_D \quad (3.60)$$

α – uhol kužeľovitosti kolíka, normalizovaná hodnota kužeľovitosti je 1:50,

φ – trecí uhol medzi kolíkom a nábojom,

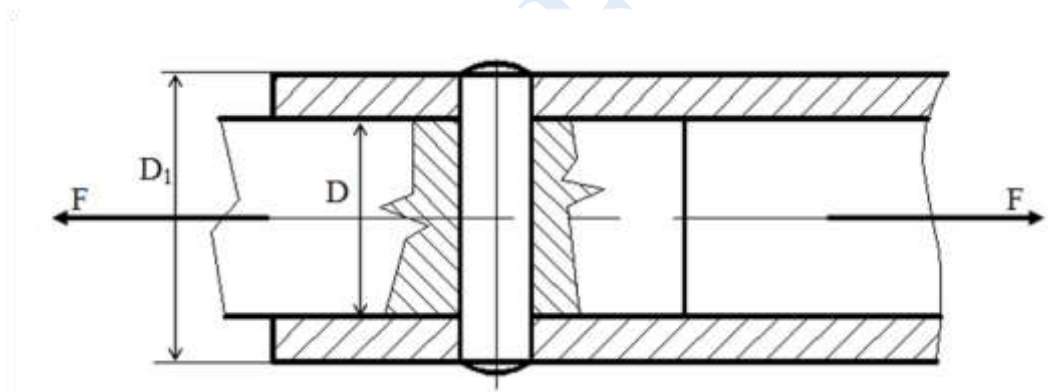
p_D – dovoľené napätie v tlaku [MPa].

Maximálna narážacia sila

$$F_{zmax} = S \cdot R_e = \pi \cdot \frac{d_1^2}{4} \cdot R_e \quad (3.61)$$

Vzorový príklad 3-23

Spojovací kolík spája rúru s kruhovou tyčou podľa obrázka. Spoj je zaťažený osovou silou $F = 12\text{kN}$. Priemer tyče je $D = 50\text{ mm}$, vonkajší priemer rúry je $D_1 = 90\text{ mm}$. Materiál kolíka, tyče aj rúry je oceľ E335.



Požadované:

- Navrhnete priemer valcového kolíka. Pri návrhu použite hodnoty $\tau_{D,S} = 105\text{ MPa}$, $p_D = 120\text{ MPa}$
- Stanovte tlak v stykových plochách.

Z obrázka je zrejmé, že spojovací kolík je dvojstrižný, t.j. v dvoch prierezoch je namáhaný na strih.

Pri návrhu priemeru kolíka budeme vychádzať zo všeobecnej podmienky na strih:

$$\tau_s = \frac{F}{S} \leq \tau_{D,S} \quad (3.23.A)$$

Všeobecnú podmienku na strih upravíme pre prípad dvojstrižného kolíka nasledovne:

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot 2 = \frac{\pi \cdot d^2}{2} \quad (3.23.B)$$

$$\tau_s = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d^2}{2}} = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \leq \tau_{D,S} \quad (3.23.C)$$

Dosadením známych hodnôt do rovnice (3.23.C) dostaneme minimálny priemer kolíka:

$$d = \sqrt{\frac{2 \cdot F}{\tau_{D,S} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 12\,000}{105 \cdot 10^6 \cdot \pi}} = 8,53 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 8,53 \text{ mm} \quad (3.23.D)$$

Podľa vypočítanej minimálnej hodnoty zvolíme najbližší vyšší normalizovaný priemer kolíka. Navrhujeme použiť valcový kolík 10x90 STN 022011. Kolík je ďalej namáhaný na otláčenie v dotkových plochách.

Kontrola na otláčenie v spojení kolíka s tyčou bude vychádzať zo základnej pevnostnej podmienky na otláčenie:

$$p_1 = \frac{F}{S_1} \leq p_D \quad (3.23.E)$$

Otláčanou plochou je priemet dotkovej plochy do roviny kolmej na pôsobiacu silu.

Po dosadení známych hodnôt do vzorca (3.23.E) je hodnota tlaku medzi kolíkom a tyčou:

$$p_1 = \frac{F}{D \cdot d} = \frac{12\,000}{50 \cdot 10 \cdot 10^{-6}} = 24\,000\,000 \text{ Pa} = 24 \text{ MPa} \quad (3.23.F)$$

Obdobne postupujeme v mieste kontaktu medzi rúrou a kolíkom:

$$p_2 = \frac{F}{S_2} \leq p_D \quad (3.23.G)$$

Výsledná kontrola otláčenia medzi rúrou a kolíkom:

$$p_2 = \frac{F}{(D_1 - D) \cdot d} = \frac{12\,000}{(90 - 50) \cdot 10 \cdot 10^{-3}} = 30\,000\,000 \text{ Pa} = 30 \text{ MPa} \quad (3.23.H)$$

Pri oboch kontrolách na otláčenie je hodnota tlaku výrazne nižšia ako je dovolená hodnota. V prvom prípade medzi kolíkom a tyčou je $p_1 = 24 \text{ MPa} < p_D = 120 \text{ MPa}$, v druhom prípade medzi kolíkom a rúrou je $p_2 = 30 \text{ MPa} < p_D = 120 \text{ MPa}$.

Príklad 3-24

Vo vzorovom príklade 3-23 bol navrhnutý valcový spojovací kolík s rozmermi 10x90 STN 022011. Následne sa zrealizovala kontrola na otláčenie, z výsledkov ktorej vyplynulo, že hodnota tlaku v otláčaných plochách je výrazne nižšia ako dovolená hodnota $p_D = 120 \text{ MPa}$. Požaduje sa, aby bola vykonaná optimalizácia rozmerov tyče aj rúry za účelom zníženia hmotnosti uzla.

- Navrhnite zmenšenie vonkajšieho priemeru rúry D_1 .
- Navrhnite priemer odľahčovacieho otvoru v tyči.
- Navrhnite novú dĺžku spojovacieho kolíka.
- Prepočítajte o koľko percent sa zníži hmotnosť nového riešenia oproti pôvodnému, ak je dĺžka spoja 100mm.
- Skontrolujte či novo navrhnutá rúra aj tyč sa neporušia v dôsledku zaťaženia osovou silou F .

Príklad 3-25

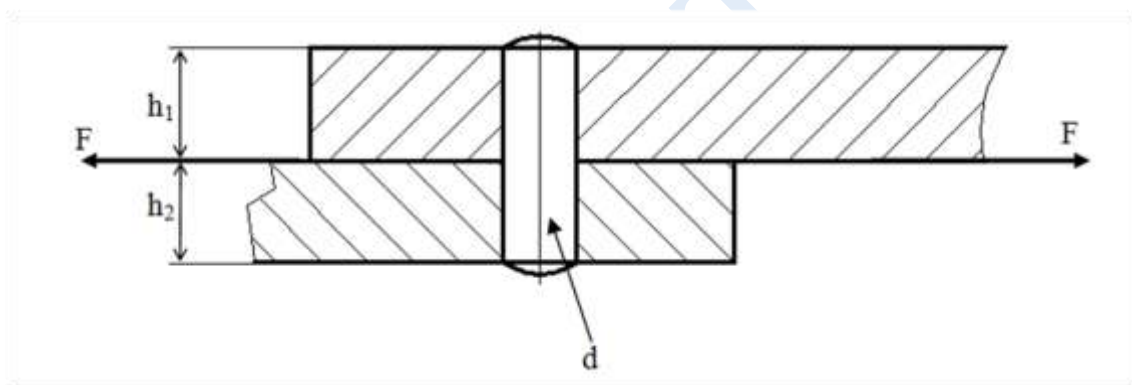
Dve rovnako hrubé ($h_1=h_2$) hliníkové tiahla (obr. ako Príklad 3-26) sú spojené pomocou kužeľového kolíka 6x40 DIN1B-ISO2339B-STN 022153. Tiahla sú zaťažené silou $F = 5\text{ kN}$. Kolík je z materiálu 1.4571 (DIN X6CrNiMoTi, AISI 316Ti, $R_m = 540 - 680\text{ MPa}$, $R_{p0,2} = 215\text{ MPa}$). Dovolená hodnota na otláčenie hliníka $p_D = 80\text{ MPa}$.

Požadované:

- Skontrolujte spojenie, ak požadovaná bezpečnosť spoja $k = 1,2$.
- Určte veľkosť sily potrebnej pre narazenie kolíka.

Príklad 3-26

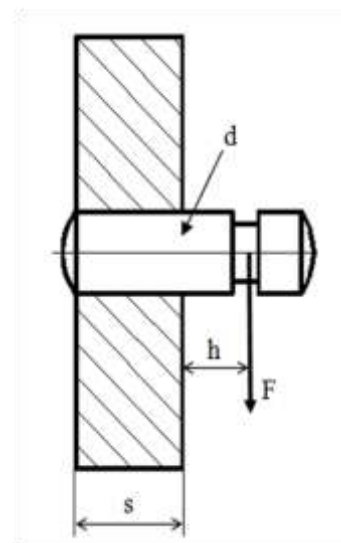
Poist'ovací kolík podľa obr. slúži na vzájomné ustavenie dvoch oceľových komponentov o celkovej hrúbke $h = 30\text{ mm}$ ($h_1 = 10\text{ mm}$ a $h_2 = 20\text{ mm}$). Kolík je z ocele E335 ($p_D = 120\text{ MPa}$, $R_{es} = 0,577R_e$) a je zaťažený statickou silou kolmou na os kolíka $F = 4\text{ kN}$. Kolík má kužeľovitost' 1:50. Navrhnite rozmery kužeľového kolíka.

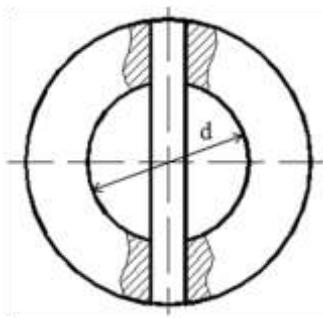
**Príklad 3-27**

Pre upevnenie vratnej pružiny sa používa kolík podľa tvaru na obr. Pružina bude produkovať silu $F = 1\,000\text{ N}$ a poloha uchytenia pružiny na kolíku je daná rozmerom $h = 12\text{ mm}$. Kolík je z ocele E335 a je umiestnený v sivej liatine ($p_D = 60\text{ MPa}$).

Požaduje sa:

- Určenie priemeru kolíka d pri bezpečnosti $k = 1,2$.
- Určenie potrebnej hĺbky narazenia kolíka s .

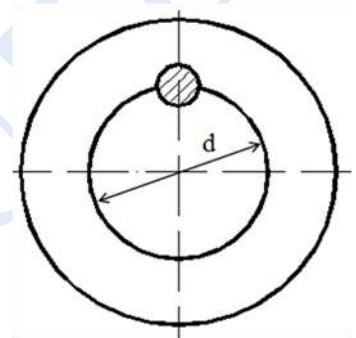


Príklad 3-28

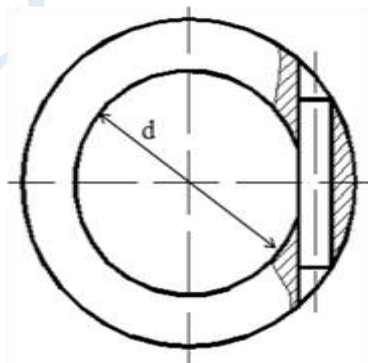
Ovládacie koleso je s hriadeľom priemeru $d = 40\text{mm}$ spojené pomocou priečneho kolíka (obr.). Použitý je kolík 6x60 STN 022011. Skontrolujte spojenie, ak ovládacie koleso je zaťažené krútiacim momentom $M_k = 50\text{Nm}$ a porovnávacie hodnoty napätí majú nasledovné hodnoty: $p_D = 100\text{MPa}$ a $\tau_{Ds} = 100\text{MPa}$.

Príklad 3-29

Na spojenie hriadeľa s nábojom príruby sa použil pozdĺžny kolík (obr.). Hriadeľ je priemeru $d = 20\text{mm}$. Použitý je kolík 2,5x10 STN 022150. Stanovte, akým veľkým krútiacim momentom M_k je možné zaťažiť spojenie, ak dovolené hodnoty napätí majú nasledovné hodnoty: $p_D = 100\text{MPa}$ a $\tau_{Ds} = 80\text{MPa}$.

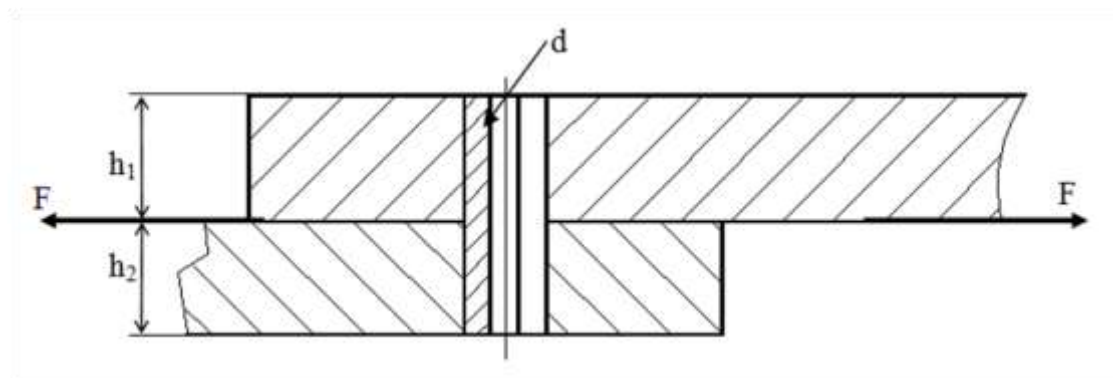
**Príklad 3-30**

Náboj kolesa je s hriadeľom priemeru $d = 50\text{mm}$ spojený pomocou tangenciálneho kolíka (obr.). Použitý je kolík 6x40 STN 022150. Skontrolujte spojenie, ak koleso je zaťažené krútiacim momentom $M_k = 60\text{Nm}$ a porovnávacie hodnoty napätí majú nasledovné hodnoty: $p_D = 100\text{MPa}$ a $\tau_{Ds} = 80\text{MPa}$.

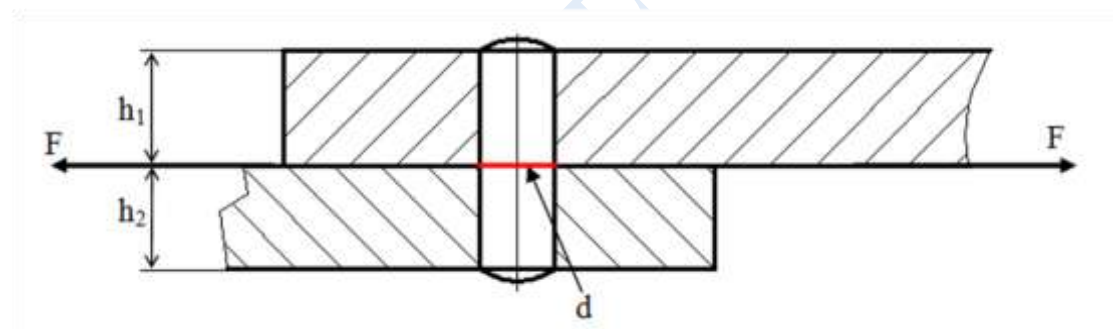


Príklad 3-31

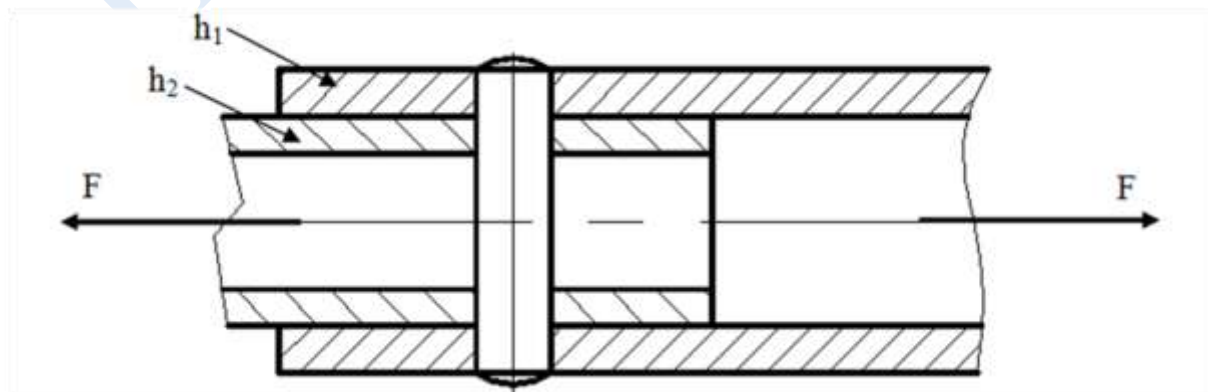
Dve súčiastky o hrúbke $h_1 = 20\text{mm}$ a $h_2 = 16\text{mm}$ sú spojené pomocou pružného kolíka STN 022156. Zaťaženie budú silou kolmou na os kolíka $F = 2000\text{N}$. Navrhnete pružný kolík, ak dovolené hodnoty napätí sú: $p_D = 80\text{MPa}$ a $\tau_{Ds} = 110\text{MPa}$.

**Príklad 3-32**

Navrhnete priemer kolíka, ktorý má slúžiť ako poistný. Kolík bude z materiálu 1.4571 (DIN X6CrNiMoTi, AISI 316Ti, $R_m = 540 - 680\text{MPa}$, $R_{p0,2} = 215\text{MPa}$). Dovoľená hodnota na otláčenie ocele $p_D = 0,5 \cdot R_{p0,2} \text{ MPa}$. Dve súčiastky o hrúbke $h_1 = 20\text{mm}$ a $h_2 = 25\text{mm}$ sú zaťažované silou kolmou na os kolíka prevádzkovou silou $F = 10\text{kN}$. Pri preťažení o 10% musí dôjsť k rozpojeniu spájaných súčiastok.

**Príklad 3-33**

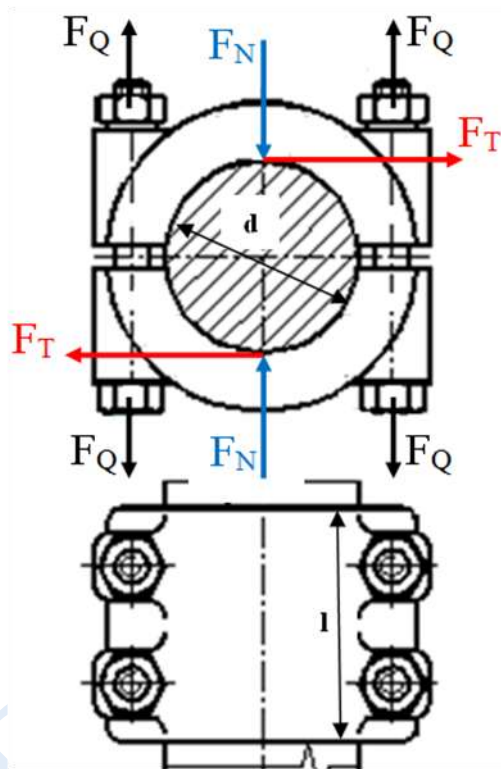
Navrhnete aretačný kolík, ktorý bude zabezpečovať polohu dvoch súčiastok (obr.). Hrúbka $h_1 = 8\text{mm}$ a hrúbka $h_2 = 5\text{mm}$. Spojenie bude zaťažované silou kolmou na os kolíka $F = 8000\text{N}$. Dovoľené hodnoty napätí sú: $p_D = 80\text{MPa}$ a $\tau_{Ds} = 100\text{MPa}$. Navrhnete rozmery kolíka.



3.2 Silové spoje hriadeľa s nábojom

Zverný spoj patrí k ľahko rozoberateľným silovým spojom strojových súčiastok. Pre vyhotovenie zverných spojov sa využíva princíp zovretia alebo rozovretia, čím sa vyvolá trecí odpor v mieste kontaktu. Trecí odpor môže byť v podobe trecej sily alebo trecieho momentu.

Delený náboj je tvorený z dvoch častí, medzi ktoré je umiestnený hriadeľ alebo čap a následne časti náboja sú k sebe priskrutkované. Konštrukcia deleného náboja môže byť vyhotovená ako tuhý náboj, v takomto prípade sa pri montáži náboj nedeformuje. Ak sa náboj pri montáži deformuje, jedná sa o pružný náboj.



Obr.3.16 Konštrukcia a silový rozklad deleného náboja

V prípade tuhého náboja predpokladáme, že pri montáži sa jednotlivé časti nebudú deformovať a teda rozloženie tlaku vo zvernom spoji bude konštantné $p = \text{konšt.}$

Základná podmienka únosnosti je definovaná:

$$\begin{aligned} M_k &\leq M_T \\ M_T &= F_T \cdot d \\ M_T &= F_N \cdot f' \cdot d \end{aligned} \quad (3.62)$$

Redukovaný koeficient trenia pre prípad konštantného tlaku v spoji $p = \text{konšt}$ stanovíme:

$$f' = \frac{\pi}{2} \cdot f \quad (3.63)$$

Normálová sila je určená priemetom plochy a tlaku pôsobiacej na túto zvierajúcu plochu:

$$F_N = d \cdot l \cdot p \quad (3.64)$$

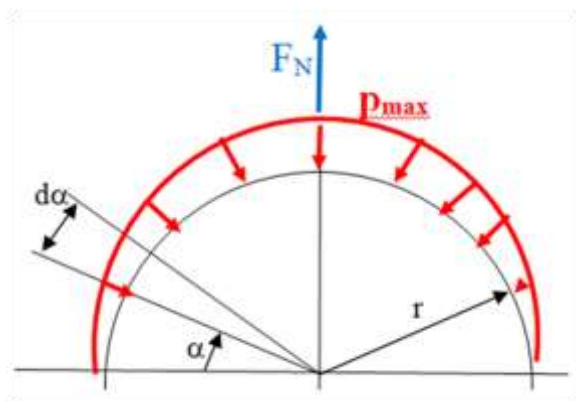
Po dosadení do vzorca (3.53) dostaneme výsledný trecí moment:

$$M_T = \frac{\pi}{2} \cdot f \cdot d^2 \cdot l \cdot p \quad (3.65)$$

Normálová sila vo zvernom spoji je vyvedená silami v skrutkách, pomocou ktorých je náboj zverného spoja zmontovaný a teda potrebná sila v skrutke bude:

$$F_Q = \frac{F_N}{i} \quad (3.66)$$

V prípade pružného náboja predpokladáme, že pri montáži sa jednotlivé časti budú pružne deformovať (obr.3.17) a teda rozloženie tlaku vo zvernom spoji bude kosínusové podľa $p = p_{\max} \cdot \cos \alpha$.



Obr.3.17 Rozloženie tlaku vo zvernom spoji s pružným nábojom

Redukovaný koeficient trenia pre $p \neq \text{konšt.}$ určíme:

$$f' = \frac{\pi}{4} \cdot f \quad (3.67)$$

Výsledný trecí moment pre prípad pružného náboja:

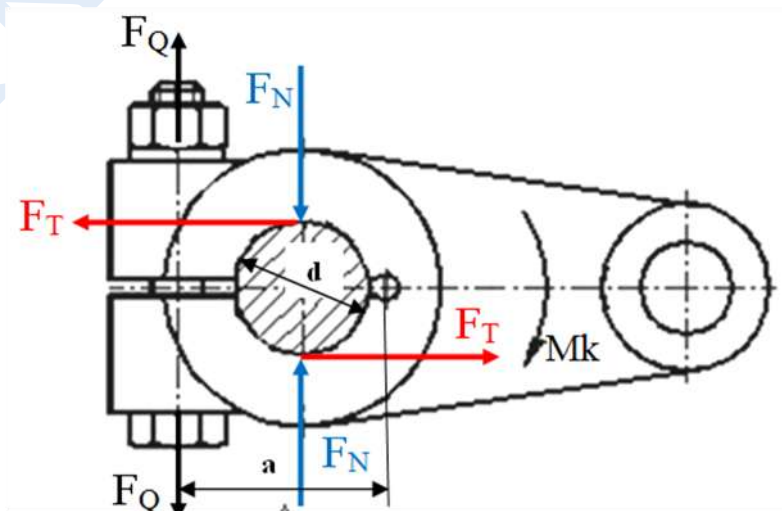
$$M_T = \frac{\pi}{4} \cdot f \cdot d^2 \cdot l \cdot p_{\max} \quad (3.68)$$

Sila v skrutke potrebná pre vyvolanie požadovanej normálovej sily v delenom pružnom náboji bude:

$$F_Q = \frac{F_N}{i} \quad (3.69)$$

i – počet skrutiek zverného spoja.

Zverný spoj s rozrezaným nábojom (obr.3.18) využíva pružnosť náboja. Odpor náboja proti deformácii je závislý od tuhosti náboja. Štrbina v rozrezanom náboji musí byť upravená tak, aby nevytvárala koncentráciu napätia a nebola iniciátorom únavovej trhliny.



Obr.3.18 Zverný spoj s rozrezaným nábojom

Základná podmienka únosnosti je definovaná:

$$\begin{aligned} M_k &\leq M_T \\ M_T &= F_T \cdot d \\ M_T &= F_N \cdot f \cdot d \end{aligned} \quad (3.70)$$

Potrebnú silu v skrutke určíme z podmienky rovnováhy:

$$F_N \cdot \frac{d}{2} = F_Q \cdot a \quad (3.71)$$

Sila v skrutke bude:

$$F_Q = \frac{F_N \cdot d}{2 \cdot a} \quad (3.72)$$

Výsledný trecí moment vo zvernom spoji s rozrezaným nábojom bude:

$$M_T = F_Q \cdot \frac{2 \cdot a}{d} \cdot f \cdot d \quad (3.73)$$

Výsledná minimálna sila v skrutke pre vyhotovenie zverného spoja je stanovená nasledovne:

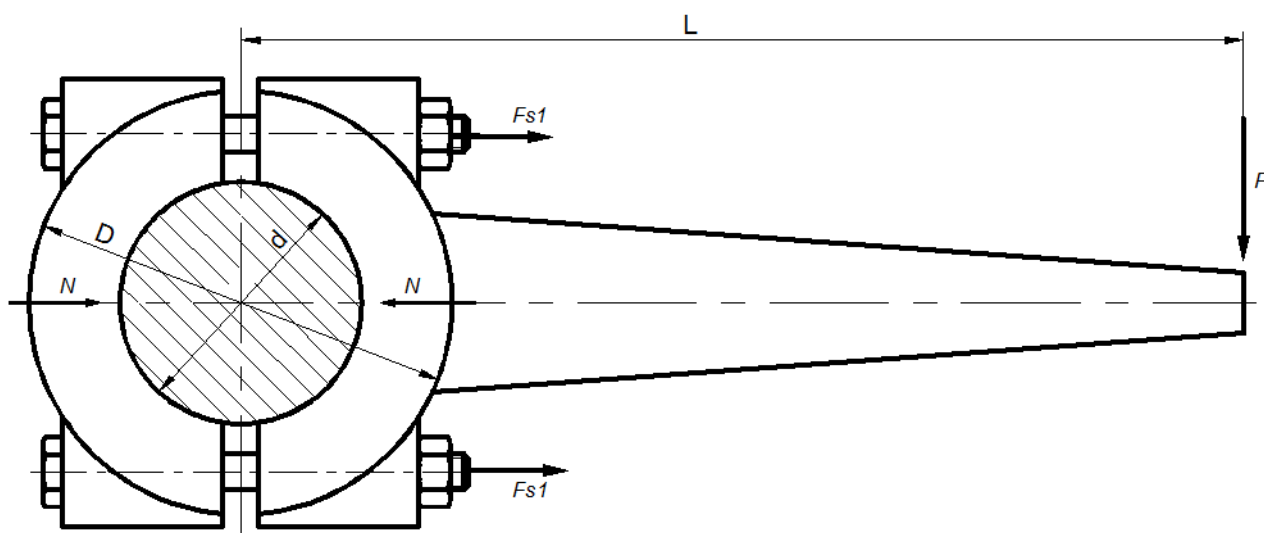
$$F_{Qmin} = \frac{M_k}{2 \cdot a \cdot f} \quad (3.74)$$

Vzorový príklad 3-34

Ovládacia páka na obr. vytvorená pomocou zverného spoja s deleným tuhým nábojom je pripevnená k oceľovému čapu o priemere $d = 50\text{mm}$. Delený náboj zverného spoja zo sivej liatiny priemeru $D = 100\text{mm}$ je spojený dvoma skrutkami M16x120 - 8.8 STN 021101. Bezpečnostný súčiniteľ pre namáhanie skrutiek $k_s = 1,5$. Dĺžka páky je $L = 0,8\text{m}$. Súčiniteľ trenia oceľ – latina je $f = 0,15$ (Príloha č.2).

Stanovte nasledovné:

- Maximálnu silu F , ktorou je možné zaťažiť páku, ak požadovaná bezpečnosť únosnosti zverného spoja $k = 1,4$.
- Dĺžku náboja b , ak dovolenou hodnotou na otláčenie je $p_D = 80\text{MPa}$.



Vo všeobecnosti platí, že ak pomer $\frac{d}{D} \leq 2$, pôjde o tuhý náboj, v ktorom bude tlak zverného spoja rozložený konštantne. Následne súčiniteľ trenia medzi čapom a zverným spojom vyjadríme $f' = \frac{\pi}{2} \cdot f$

Pre únosnosť krútiaceho momentu zverným spojom platí vzťah:

$$M_t > M_k \Rightarrow M_t = k \cdot M_K = k \cdot F \cdot L \quad (3.34. A)$$

Moment trecí vo zvernom spoji vyjadríme:

$$M_t = \frac{F_T}{2} \cdot \frac{d}{2} + \frac{F_T}{2} \cdot \frac{d}{2} = F_T \cdot \frac{d}{2} = F_N \cdot f' \cdot \frac{d}{2} = F_N \cdot \frac{\pi}{2} \cdot f \cdot \frac{d}{2} \quad (3.34. B)$$

Po dosadení rovnice (3.34.A) do rovnice (3.34.B) dostaneme vyjadrenie zaťažujúcej sily F nasledovne:

$$k \cdot F \cdot L = F_N \cdot \frac{\pi}{2} \cdot f \cdot \frac{d}{2} \Rightarrow F = \frac{F_N \cdot \pi \cdot l \cdot d}{4 \cdot k \cdot L} \quad (3.34. C)$$

Normálová sila F_N je vyvedená silou v skrutkách a učíme ju z pevnostnej podmienky pre namáhanie skrutky na ťah.

$$\sigma_t = \frac{F_Q}{S_j} \leq \frac{R_e}{k_s} \quad (3.34. D)$$

Po úprave vzorca (3.34.D) a dosadení hodnôt vypočítame maximálnu silu v skrutke.

$$F_Q = S_j \cdot \frac{R_e}{k_s} = 157 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{480 \cdot 10^6}{1,5} = 75360N \quad (3.34. E)$$

Normálová sila, ktorá bude vo zvernom spoji vytvorená pomocou dvoch skrutiek, bude:

$$F_N = F_Q \cdot i = 75360 \cdot 2 = 150720N \quad (3.34. F)$$

Po dosadení známych hodnôt do vzorca (3.34.C) bude vypočítaná maximálna sila F, ktorou je možné zaťažiť páku.

$$F = \frac{F_N \cdot \pi \cdot f \cdot d}{4 \cdot k \cdot l} = \frac{150720 \cdot \pi \cdot 0,15 \cdot 50 \cdot 10^{-3}}{4 \cdot 1,4 \cdot 0,8} = 792,7N \quad (3.34. G)$$

Zverný spoj pri požadovanej bezpečnosti únosnosti $k = 1,4$ je možné na konci páky zaťažiť maximálnou silou $F = 792,7N$.

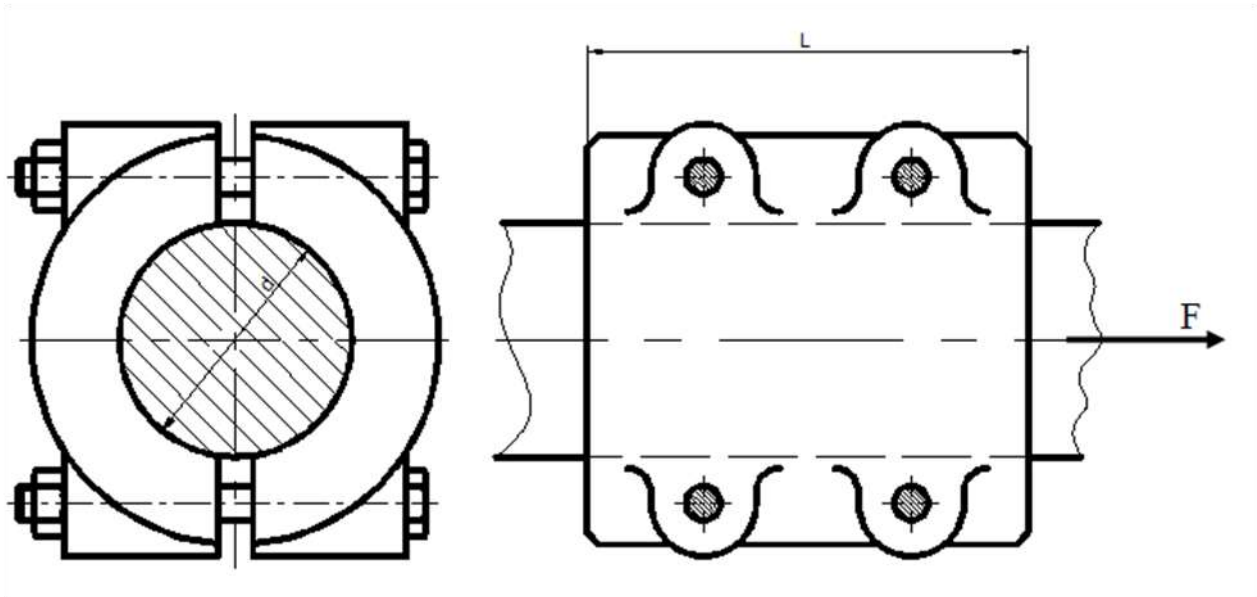
Následne je nutné určiť dĺžku náboja zverného spoja. Pri určení dĺžky náboja zverného spoja budeme vychádzať z pevnostnej podmienky na otláčenie v mieste dotyku náboja a čapu.

$$p = \frac{F_N}{S} = \frac{F_N}{d \cdot b} \leq p_D \Rightarrow b = \frac{F_N}{d \cdot p_D} = \frac{150720}{50 \cdot 10^{-3} \cdot 80 \cdot 10^6} = 0,03768m = 37,68mm \quad (3.34. H)$$

Minimálna dĺžka náboja pre zverný spoj, ktorý bude spĺňať požadovanú podmienku únosnosti aj podmienky pevnosti, musí byť $b = 37,7mm$.

Príklad 3-35

Vo zvernom spoji s tuhým nábojom vyrobeným z hliníkovej zliatiny, ktorý je tvorený pomocou štyroch skrutiek M10x90 – 4.8 STN 021101, je zovretá oceľová tyč (obr.). Oceľová tyč je osovo (axiálne) zaťažená silou $F = 40\text{kN}$. Súčiniteľ trenia oceľ – hliník (Príloha č.2) $f = 0,47$.



Definované:

Rozmery zverného spoja

Priemer tyče $d = 40\text{mm}$

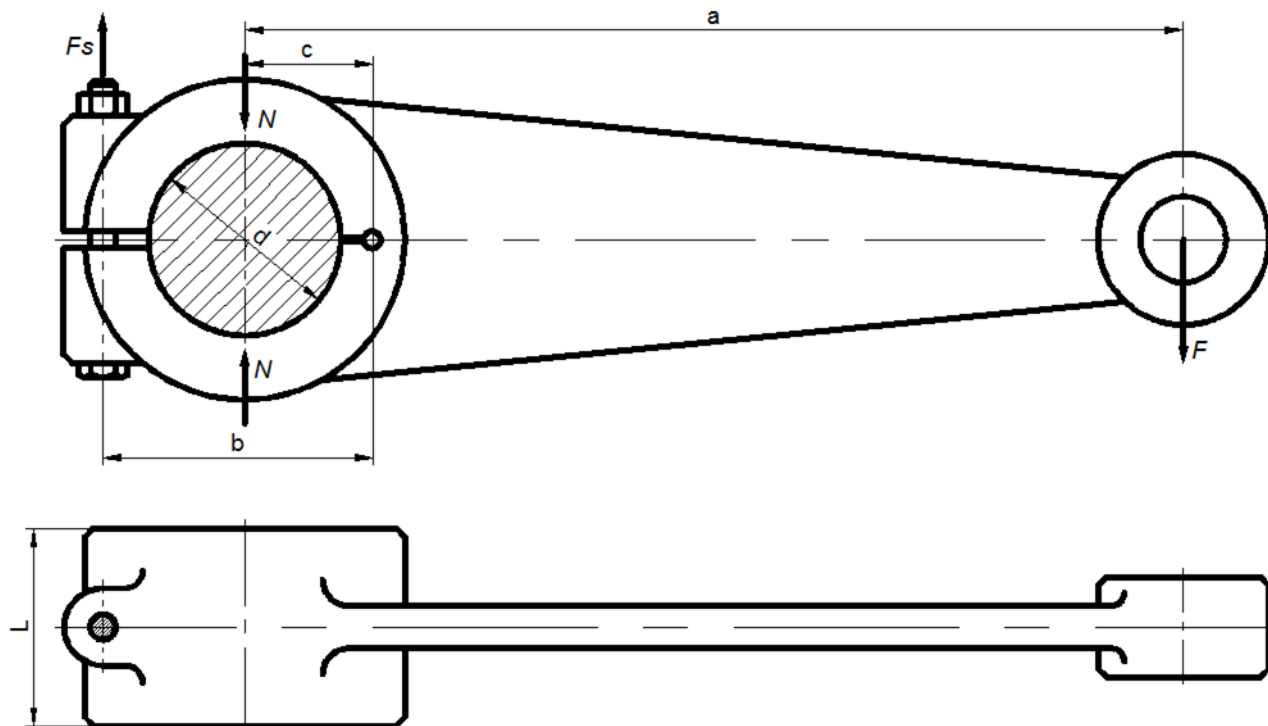
Dĺžka zverného spoja $L = 35\text{mm}$

Požadované:

- Napätie otláčenia vo zvernom spoji.
- Potrebný uťahovací moment skrutiek, ak bezpečnostný koeficient únosnosti spoja $k_s = 1,2$.
- Napätie v skrutkách.

Príklad 3-36

Ovládacia páka dĺžky $a = 400\text{mm}$ je pomocou rozrezaného náboja pripevnená ku čapu priemeru $d = 40\text{mm}$. Na páku bude pôsobiť sila veľkosti $F = 2000\text{N}$.



Definované:

Rozmery zverného spoja

Priemer čapu $d = 40\text{mm}$

Šírka náboja $L = 40\text{mm}$

Rozmer $c = 25\text{mm}$

Rozmer $b = 70\text{mm}$

Rozmer $a = 400\text{mm}$

Súčiniteľ trenia oceľ - oceľ $f = 0,15$

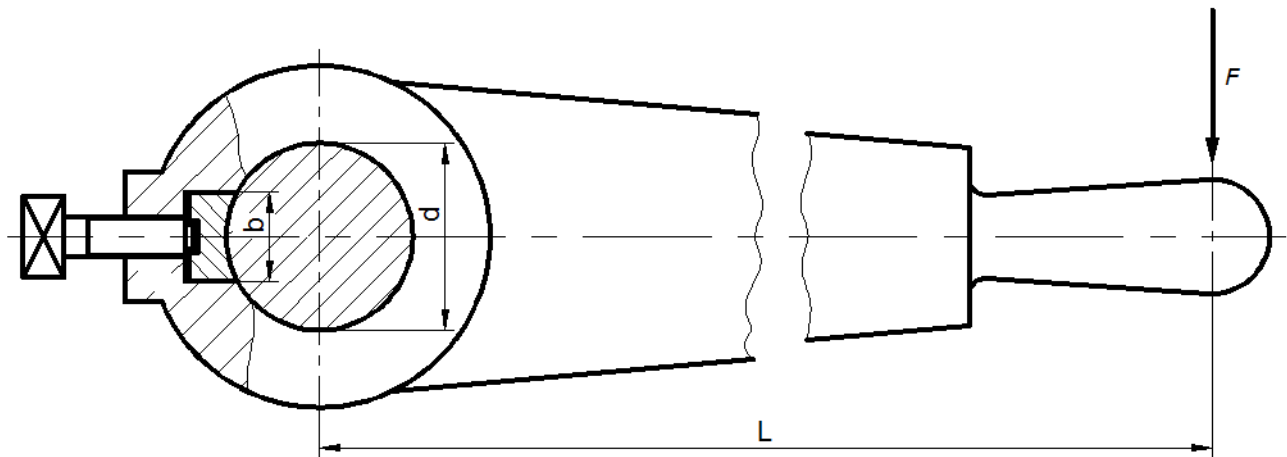
Zaťažujúca sila $F = 2000\text{N}$

Požadované:

- Určte silu v skrutke, ktorá spája zverný spoj.
- Navrhните veľkosť a typ skrutky.
- Určte ťahovací moment skrutky.

Príklad 3-37

Pomocou skrutky M12x50 – 6.8 je vyhotovený zverný spoj na obrázku. Určte akou maximálnou silou je možné zverný spoj zaťažiť, ak skrutka je utiahnutá momentom $M_1 = 40\text{Nm}$.



Definované:

Rozmery zverného spoja

Priemer čapu $d = 50\text{mm}$

Šírka náboja $h = 30\text{mm}$

Rozmer $L = 250\text{mm}$

Rozmer $b = 20\text{mm}$

Uťahovací moment v skrutke $M_1 = 40\text{Nm}$

Súčiniteľ trenia ocel' - ocel' $f = 0,15$

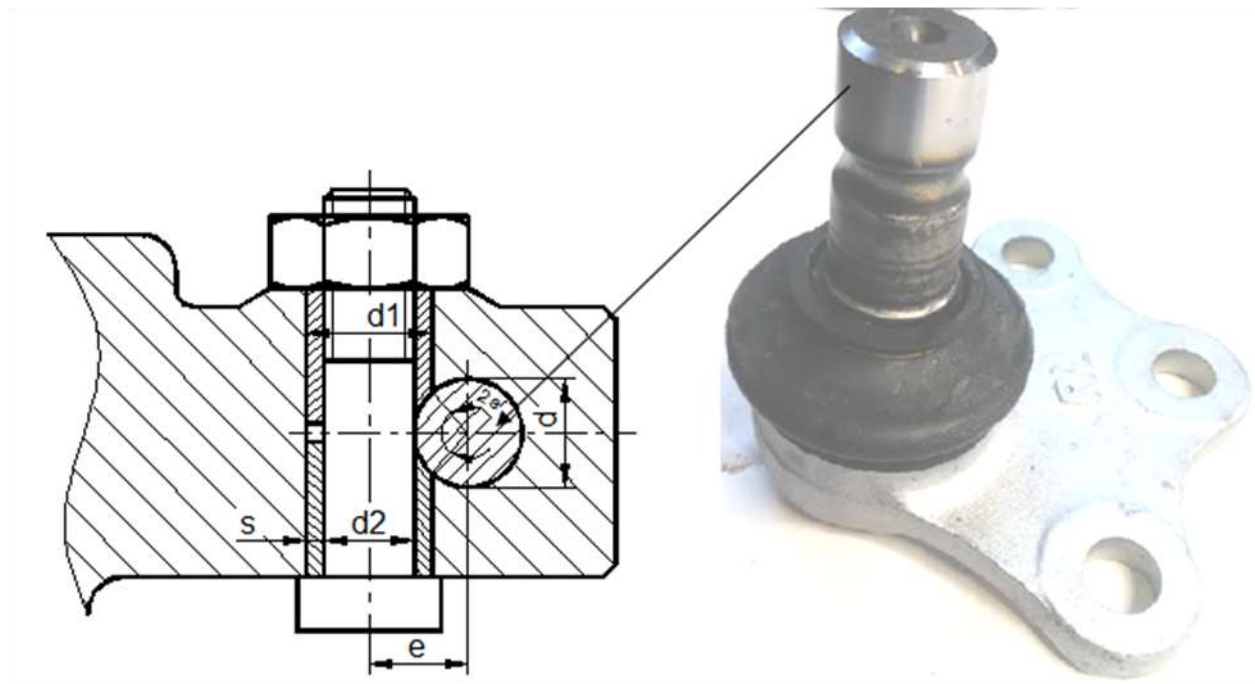
Dovolená hodnota otláčenía $p_D = 100\text{MPa}$

Požadované:

- Určte silu F , ktorou je možné páku zaťažiť.
- Skontrolujte tlak v spoji.

Príklad 3-38

Čap uchytenia ramena a náboja je spojený pomocou zverného spoja (obr.). Na prichytenie čapu je použitá skrutka M10x60 – 10.9. Spojenie bude zaťažené axiálnou silou v smere osi čapu $F = 15\text{kN}$. Všetky spájané časti sú oceľové. Určte uťahovací moment na matici.



Definované:

Rozmery zverného spoja

Priemer čapu $d = 20\text{mm}$

Priemer $d_1 = 15\text{mm}$

Priemer $d_2 = 11\text{mm}$

Rozmer $e = 14\text{mm}$

Zaťažujúca sila čapu $F = 15\text{kN}$

Skrutka M10x60 – 10.9

Uhol $\alpha = 30^\circ$

Súčiniteľ trenia oceľ - oceľ $f = 0,15$

Dovolená hodnota otláčenia $p_D = 100\text{MPa}$

Požadované:

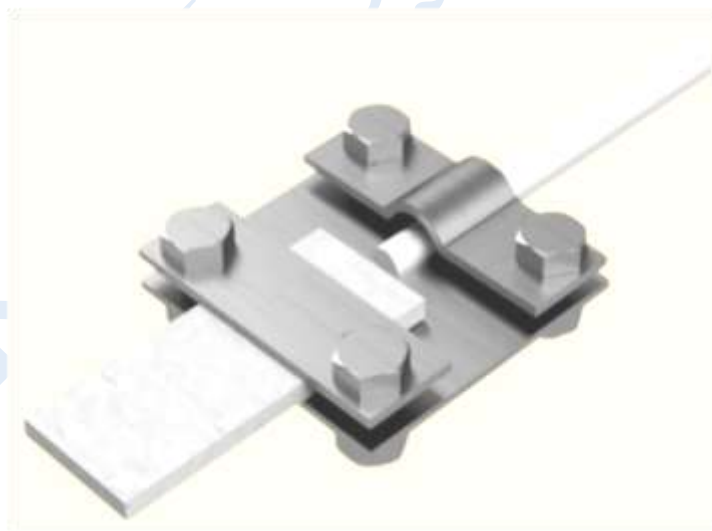
- Uťahovací moment potrebný pre montáž matice.
- Uťahovací moment na matici, ak bude použitá samopoistná matica s plastovým krúžkom.

Príklad 3-39

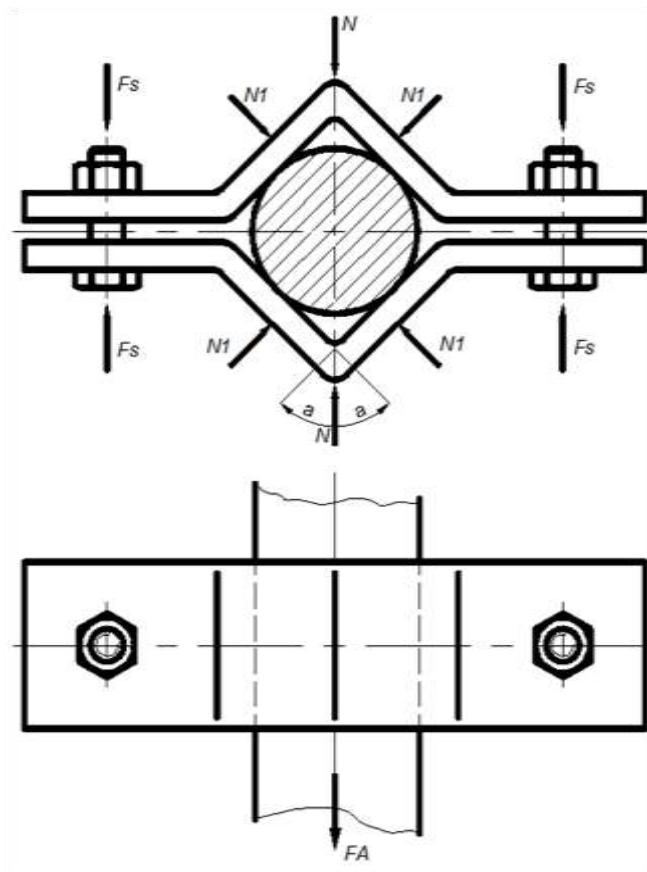
Batériová svorka (obr.) je na kontakt batérie o priemere $d = 16\text{mm}$ utiahnutá momentom $M_1 = 20\text{Nm}$. Skrutka na batériovej svorke je veľkosti M6x30 – 8.8. Materiál svorky je mosadz a materiál kontaktu batérie je olovo. Skontrolujte, či pri pôsobení axiálnej sily o veľkosti $F = 800\text{N}$ nedôjde ku vyšmyknutiu svorky z kontaktu. Súčinitele trenia voľte podľa Prílohy č.2.

**Príklad 3-40**

Pomocou oceľovej redukčnej svorky sa spája oceľový uzemňovací plech šírky $b = 35\text{mm}$ a hrúbky $h = 8\text{mm}$ s hliníkovým uzemňovacím kruhovým drôtom priemeru $d = 12\text{mm}$. Spojenie bude zaťažené silou $F = 2000\text{N}$. Stanovte ťahovací moment pre utiahnutie skrutiek M8x30, ktorým musia byť utiahnuté skrutky tak, aby nedošlo ku vyšmyknutiu spájaných častí. Použite súčinitele trenia podľa Prílohy č.2.

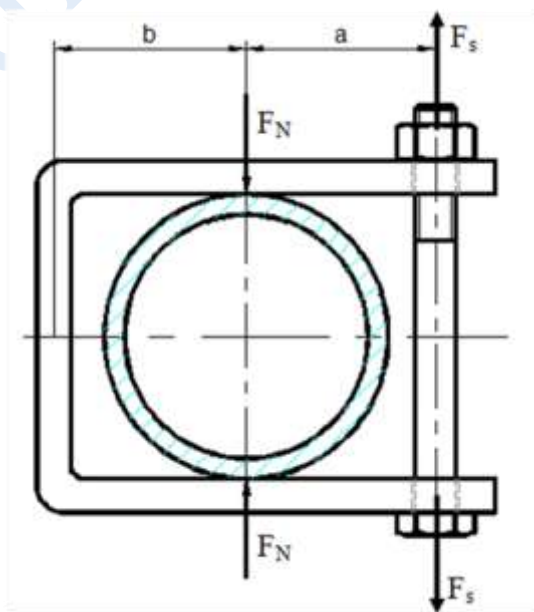
**Príklad 3-41**

Dvojdielna oceľová zvierka na obr. slúži pre upnutie tyče kruhového prierezu. Dvojdielna oceľová zvierka tvaru rovnoramenného L profilu s uhlom $\alpha = 45^\circ$ je spojená pomocou dvojice skrutiek z materiálu 5.6. Kruhovú tyč v oceľovej zvierke je následne zaťažená osovou silou $F_A = 1,6\text{ kN}$. Súčiniteľ trenia medzi tyčou a zvierkou je $f = 0,2$ (Príloha č.2). Navrhnete veľkosť skrutiek pre zoskrutkovanie častí oceľovej zvierky. Pre návrh skrutiek a únosnosti spoja použite súčiniteľ bezpečnosti spoja $k = 1,5$.



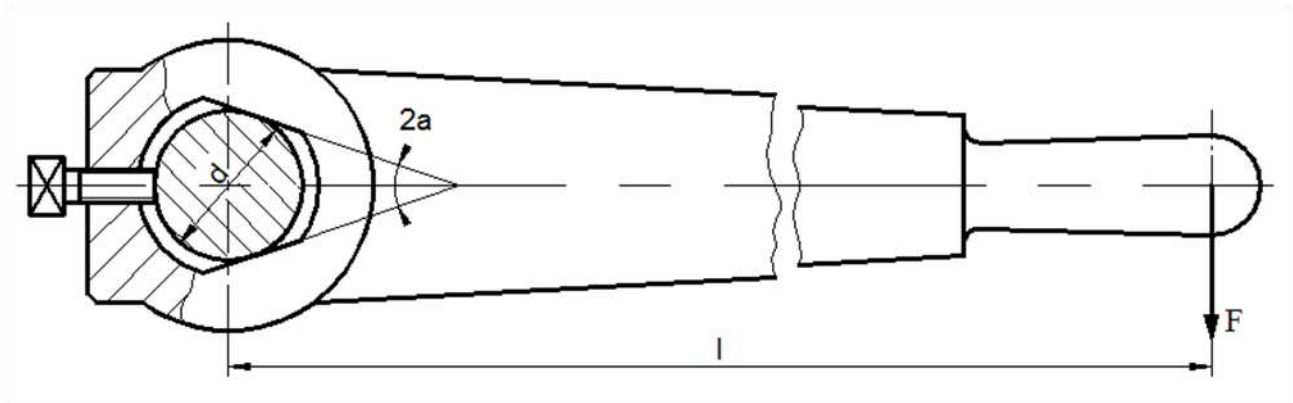
Príklad 3-42

Zverný spoj je vyhotovený pomocou oceľovej zvierky, ktorá má tvar a rozmery podľa obr. V oceľovej zvierke je umiestnená oceľová rúra, ktorej poloha je vo zvierke fixovaná pomerom rozmerov $a/b = 1,2$. Oceľová rúra je zaťažaná osovou silou $F_A = 9 \text{ kN}$. Súčiniteľ trenia oceľ - oceľ je $f = 0,12$ (Príloha č.2). Navrhnite veľkosť skrutky, ktorou bude oceľová zvierka zoskrutkovaná, ak bude skrutka z materiálu 4.6. Pre návrh skrutky aj pre únosnosť zverného spoja použite mieru bezpečnosti $k = 1,8$.



Príklad 3-43

Ovládacia páka je pripevnená ku čapu $d = 40\text{mm}$ pomocou zverného spoja tvoreného skrutkou M 10x50 (obr.). Ovládacia páka bude zaťažená silou $F = 200\text{N}$. Ovládacia páka je z hliníkovej zliatiny a čap je oceľový.



Definované:

Dĺžka páky $L = 300\text{mm}$

Ovládacia sila $F = 200\text{N}$

Priemer čapu $d = 40\text{mm}$

Uhol $\alpha = 30^\circ$

Upevňovacia skrutka M10x50 – 6.8

Súčiniteľ trenia oceľ – hliník $f = 0,45$

Dovolené otláčenie $p_D = 45\text{MPa}$

Požadované:

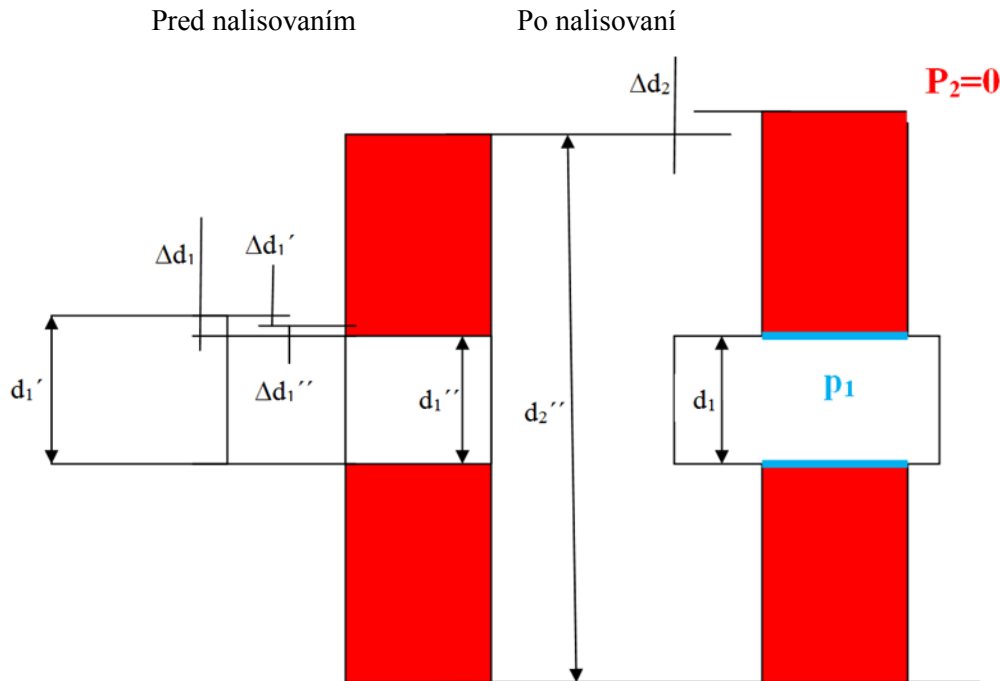
- Sila v skrutke
- Veľkosť ťahovacieho momentu skrutky

Príklad 3-44

Na opravu prasklín potrubia sa používa sťahovacia obruč (obr.). Obruč je oceľová a vo vnútri má gumenú vložku. Sťahovacia obruč bude použitá na oceľovom potrubí. Dve skrutky M8, ktoré sú na obruči, budú utiahnuté momentom $M_1 = 35\text{Nm}$. Priemer potrubia, na ktorom je obruč použitá, je DN60mm. Dĺžka sťahovacej obruče $h = 40\text{mm}$. Určte tlak, ktorý vznikne pod sťahovacou obručou.



Nehybné uloženie medzi hriadeľom a nábojom sa dá niekedy efektívne využiť na minimalizáciu potreby rôznych tvarových spojovacích prvkov. Napätie na hriadeľi spôsobené uložením s presahom sa rozloží v podobe valca s rovnomerným vonkajším tlakom a v náboji sa napätie rozloží ako dutý valec s rovnomerným vnútorným tlakom (obr.3.19).



Obr.3.19 Nalisovaný spoj hriadeľa a náboja

Nalisovaný spoj hriadeľa a náboja vznikne len za podmienky, že pomocou lícovania priemerov dosiahneme potrebný presah. Vzniknutý presah určíme z tolerancií hriadeľa a otvoru náboja nasledovne:

$$\Delta d_1 = \Delta d_1' + \Delta d_1'' \quad (3.75)$$

kde:

$\Delta d_1'$ - tolerancia hriadeľa,

$\Delta d_1''$ - tolerancia diery.

Pomernú deformáciu stanovíme pomocou priemeru d , alebo polomeru r hriadeľa nasledovne:

$$\varepsilon = \frac{\Delta r}{r} = \frac{\Delta d}{d} \quad (3.76)$$

Po nalisovaní, napätia na hriadeľi v radiálnom aj tangenciálnom smere budú rovnaké a budú nadobúdať hodnotu $\sigma_{t1}' = \sigma_{r1}' = -p$.

Stanovíme deformáciu hriadeľa:

$$\varepsilon_1' = \frac{\Delta d_1'}{d_1} = \frac{1}{E'} (\sigma_{t1}' - \mu' \cdot \sigma_{r1}') = \frac{-p}{E'} (1 - \mu') \quad (3.77)$$

A deformáciu náboja takto:

$$\varepsilon_1'' = \frac{\Delta d_1''}{d_1} = \frac{1}{E''} (\sigma_{t1}'' - \mu'' \cdot \sigma_{r1}'') = \frac{p}{E''} (1 + \mu'') \quad (3.78)$$

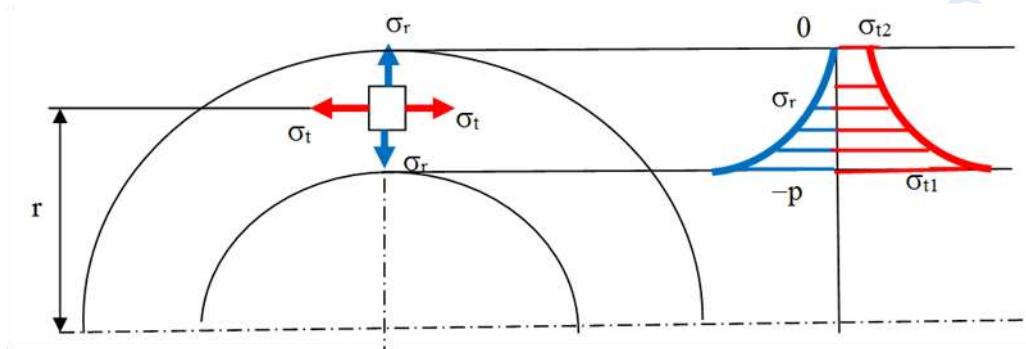
Z deformácií hriadeľa a náboja stanovíme minimálny presah pre nalisovaný spoj:

$$\Delta d_1 = \left[\frac{-p \cdot d_1}{E'} (1 - \mu') \right] + \left[\frac{p \cdot d_1}{E'''} (c + \mu''') \right] \quad (3.79)$$

V prípade, ak hriadeľ a náboj budú vyhotovené z materiálu s rovnakými vlastnosťami a bude platiť, že $E' = E'' = E$ a $\mu' = \mu'' = \mu$, upravíme rovnicu pre minimálny presah nasledovne:

$$\Delta d_1 = \left[\frac{p \cdot d_1}{E} (c + 1) \right] \quad (3.80)$$

Vplyvom presahu a následného nalisovania náboja na hriadeľ vzniknú v náboji aj v hriadeľi normálové napätia v tangenciálnom a v radiálnom smere podľa obr.3.20.



Obr.3.20 Napät'ová analýza v nalisovanom spoji

Ak budú splnené podmienky, že $r = r_2 = d_2/2$, potom bude radiálne napätie na obvodě náboja $\sigma_{r2} = 0$, a ak bude rozmer $r = r_1 = d_1/2$, potom radiálne napätie v otvore náboja bude $\sigma_{r1} = -p$.

Výsledné radiálne napätie v nalisovanom spoji bude nadobúdať nasledovné hodnoty:

$$\begin{aligned} \sigma_{r2} &= 0 \\ \sigma_{r1} &= -p \end{aligned} \quad (3.81)$$

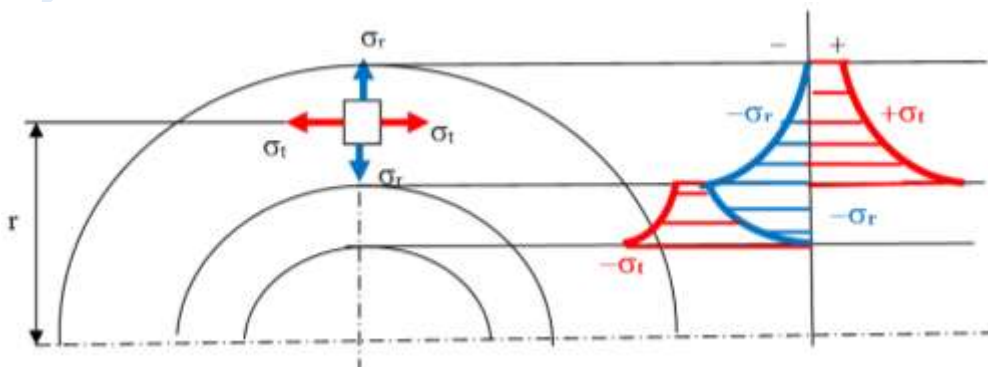
Výsledné tangenciálne napätie v nalisovanom spoji bude nadobúdať tieto hodnoty:

$$\begin{aligned} \sigma_{t2} &= p \cdot (c - 1) \\ \sigma_{t1} &= p \cdot c \end{aligned} \quad (3.82)$$

Rozmerová konštanta nalisovaného spoja používaná pri výpočte napätí sa stanoví ako:

$$c = \frac{d_2^2 + d_1^2}{d_2^2 - d_1^2} \quad (3.83)$$

Nalisovaný spoj je možné vyhotoviť aj spojením dutého hriadeľa s nábojom. V náboji a v hriadeľi budú vznikať napätia podľa analýzy na obr.3.21.



Obr.3.21 Napät'ová analýza v nalisovanom spoji s dutým hriadeľom

Kde:

d_0 – vnútorný priemer dutého hriadeľa,

d_1 – vonkajší priemer dutého hriadeľa,

d_2 – vonkajší priemer nalisovaného kotúča.

Rozmerová konštanta nalisovaného spoja s dutým hriadeľom je definovaná:

$$c^* = \frac{d_1^2 + d_0^2}{d_1^2 - d_0^2} \quad (3.84)$$

Potrebný presah pre nalisovaný spoj s dutým hriadeľom určíme ako:

$$\Delta d_1 = \left[\frac{p \cdot d_1}{E} (c + c^*) \right] \quad (3.85)$$

Stanovíme presah v diere dutého hriadeľa:

$$\Delta d_0 = \left[\frac{p_1 \cdot d_0}{E} (c^* + 1) \right] \quad (3.86)$$

Po splnení predpokladov:

ak $r = r_2 = d_2/2$

ak $r = r_1 = d_1/2$

ak $r = r_0 = d_0/2$

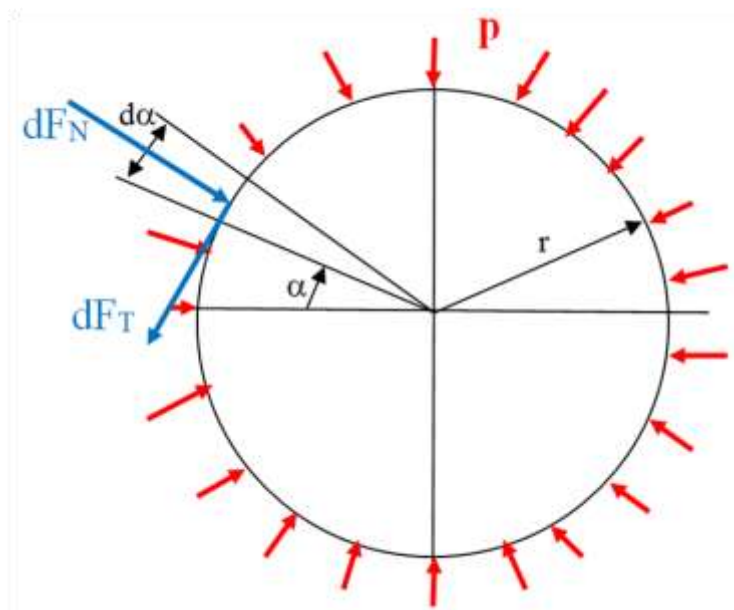
určíme radiálne napätie v nalisovanom spoji s dutým hriadeľom:

$$\begin{aligned} \sigma_{r2} &= p_2 = 0 \\ \sigma_{r1} &= -p = -p_1 \\ \sigma_{r0} &= p_0 = 0 \end{aligned} \quad (3.87)$$

A určíme tangenciálne napätie v nalisovanom spoji s dutým hriadeľom:

$$\begin{aligned} \sigma_{t2} &= p \cdot (c - 1) \\ \sigma_{t1} &= p \cdot c = -p_1 \cdot c^* \\ \sigma_{t0} &= -p_1 \cdot (c^* + 1) \end{aligned} \quad (3.88)$$

Pod pojmom únosnosť nalisovaného spoja budeme rozumieť schopnosť nalisovaného spojenia prenášať zaťaženie. Únosnosť nalisovaného spoja je závislá predovšetkým od veľkosti presahu, akosti dosadacích plôch, prevádzkovej teploty, spôsobu montáže, materiálov hriadeľa a náboja, dĺžky spojenia.



Obr.3.22 Rozloženie tlaku v nalisovanom spoji

Základná podmienka únosnosti nalisovaného spoja pre prenos krútiaceho momentu je definovaná:

$$M_k \leq M_T \quad (3.89)$$

Kde:

M_k – krútiaci moment [Nm],

M_T – trecí moment [Nm].

Z obr.3.22 vyjadríme trecí moment v nalisovanom spoji, ktorý vznikne v dôsledku tlaku vyvolaného presahom takto:

$$dM_T = dF_T \cdot r$$

$$dM_T = dF_N \cdot f \cdot r$$

$$dM_T = f \cdot p \cdot l \cdot r \cdot r \cdot d\alpha$$

$$M_T = \int_0^{2\pi} f \cdot p \cdot l \cdot r^2 \cdot d\alpha$$

$$M_T = 2 \cdot \pi \cdot f \cdot p \cdot l \cdot r^2 = \frac{\pi}{2} \cdot d_1^2 \cdot l \cdot f \cdot p \quad (3.90)$$

Z hľadiska kontroly únosnosti nalisovaného spoja je nutné vychádzať z okrajovej podmienky funkčnosti, ktorá je daná minimálnym presahom. Minimálny presah v nalisovanom spoji potrebný pre prenos krútiaceho momentu:

$$p_{min} \geq \frac{2 \cdot M_k}{\pi \cdot f \cdot d_1^2 \cdot l} \quad (3.91)$$

Základnú podmienku únosnosti pre prenos axiálnej sily v nalisovanom spoji určíme:

$$F_A \leq F_T \quad (3.92)$$

Kde:

F_A – axiálna zaťažujúca sila [N],

F_T – trecia sila v spoji [N].

Montáž nalisovaného spoja je možné vyhotoviť lisovaním za studena, lisovaním za tepla alebo lisovaním podchladením.

Lisovanie za studena

Hriadeľový čap je do otvoru lisovanej súčiastky zatláčaný mechanickým lisom. Pre montáž takéhoto spojenia sú potrebné pomerne veľké lisovacie sily a preto sa tento spôsob používa pre menšie priemery a menšie presahy.

Potrebná sila pre nalisovanie sa určí ako sila potrebná na prekonanie trenia v spoji:

$$F_{lis} = F_T = \pi \cdot d_1 \cdot l \cdot f \cdot p \quad (3.93)$$

Určenie celkového presahu pre lisovanie za studena určíme:

$$\Delta d = \Delta d_1 + \Delta d_z = \left[\frac{p \cdot d_1}{E} (c + 1) \right] + \Delta d_z \quad (3.94)$$

Tlak v nalisovanom spoji potrebný pre lisovanie za studena stanovíme ako:

$$p = \frac{\Delta d \cdot E}{d_1 \cdot (c + 1)} \quad (3.95)$$

Kde:

Δd_z – presah povrchu – tento presah je závislý na drsnosti spájaných plôch,

$$\Delta d_z = (R_{zh} + R_{zd})/2,$$

R_{zh} , R_{zd} – horná a dolná hodnota nerovnosti (drsnosti) povrchu.

Lisovanie za tepla

Teplota hriadeľa bude zodpovedať teplote okolia „ t_o “ pri lisovaní. Pre zabezpečenie nalisovania sa otvor lisovanej súčiastky ohreje na montážnu teplotu „ t_n “ tak, aby sa znížila lisovacia sila.

Potrebná montážna teplota pre lisovanie za tepla sa určí z presahu:

$$\Delta d_1 + v = \alpha_n \cdot d_1 \cdot (t_n - t_o) \quad (3.96)$$

Následne vyjadríme montážnu teplotu:

$$t_n = t_o + \frac{\Delta d_{1max} + v}{\alpha_n \cdot d_1} \quad (3.97)$$

α_n – súčiniteľ teplotnej rozťažnosti pre oceľ – $1,1 \cdot 10^{-5} \text{ mm}^\circ\text{C}$

Montážna vôľa potrebná pre lisovanie za tepla je určená ako:

$$v = (0,2-0,4)10^{-3} \cdot \sqrt{d} - [\text{mm}]$$

Lisovanie podchladením

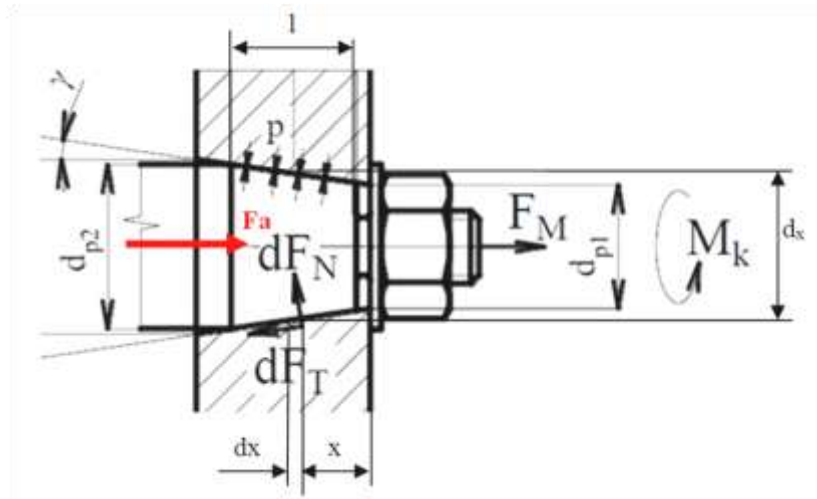
Postup výpočtu tohto spôsobu lisovania je podobný ako v predchádzajúcom prípade, len s tým rozdielom, že sa podchladí hriadeľ.

Potrebná montážna teplota sa určí z presahu:

$$t_n = t_o - \frac{\Delta d_{1max} + v}{\alpha_n \cdot d_1} \quad (3.98)$$

Kužeľové spojenia hriadeľa s nábojom (obr.3.23) vnímame ako spojenia pomocou trenia. Veľkosť trenia docielime rozoprením dosadacích kužeľových plôch, v ktorých vznikne merný tlak vyvođený v spoji pomocou axiálnej sily „ F_a “. Táto axiálna sila môže byť vytvorená montážnou silou „ F_M “ a to: ťahovou silou

v matici alebo v upevňovacej skrutke, alebo iným spôsobom v závislosti od spôsobu vyhotovenia kužeľového spojenia hriadeľa s nábojom.



Obr.3.23 Kužeľový náboj

Ak predpokladáme kontakt po celej dĺžke kužeľového spoja, potom normálovú silu môžeme z obr.3.23 vyjadriť:

$$dF_n = p \cdot \frac{dx}{\cos \gamma} \cdot \pi \cdot d_x$$

$$d_x = d_{p1} + 2 \cdot x \cdot \tan \gamma = d_{p1} + \frac{d_{p2} - d_{p1}}{l} \cdot x$$

$$F_n = p \cdot \frac{dx}{\cos \gamma} \cdot \pi \cdot \int_0^l \left(d_{p1} + \frac{d_{p2} - d_{p1}}{l} \cdot x \right) \cdot dx =$$

$$= \frac{p}{\cos \gamma} \cdot \pi \cdot \left(d_{p1} \cdot l + \frac{d_{p2} - d_{p1}}{l} \cdot \frac{1}{2} \cdot l^2 \right) = \frac{p}{\cos \gamma} \cdot \pi \cdot \frac{d_{p2} + d_{p1}}{l} \cdot l \quad (3.99)$$

Normálová sila v kužeľovom zvernom spoji bude:

$$F_n = \frac{p}{\cos \gamma} \cdot \pi \cdot d_{ps} \cdot l \quad (3.100)$$

Kde:

$$d_{ps} = \frac{d_{p2} + d_{p1}}{2} \quad (3.101)$$

Montážna axiálna sila v spoji bude:

$$F_M = \frac{p}{\cos \gamma} \cdot \pi \cdot d_{ps} \cdot l \cdot (\sin \gamma + f \cdot \cos \gamma) \quad (3.102)$$

$$F_M = p \cdot \pi \cdot d_{ps} \cdot l \cdot (\tan \gamma + f) \quad (3.103)$$

Ak spoj bude prenášať krútiaci moment, tak trecí moment v spoji musí byť väčší ako zaťažujúci moment. Pre trecí moment definujeme podmienku únosnosti:

$$M_T = F_T \cdot \frac{d_{ps}}{2} = F_n \cdot f \cdot \frac{d_{ps}}{2} = \frac{p}{2 \cdot \cos \gamma} \cdot \pi \cdot d_{ps}^2 \cdot l \cdot f \quad (3.104)$$

Odporúčaná kužeľovitost' čapu hriadeľa K je 1:5 až 1:10. Nižšia hodnota kužeľovitosti zvyšuje náročnosť na uvoľňovaciu silu a spôsob demontáže. Zvyčajne sa volí: $\tan \gamma = 1:2K$.

Vplyvom montáže vzniká v kužeľovom spoji namáhanie na otláčenie a napätie vyjadríme:

$$p = \frac{2 \cdot n \cdot M_k \cdot \cos \gamma}{k \cdot d_{ps}^2 \cdot l \cdot f} \leq p_D \quad (3.105)$$

Kde:

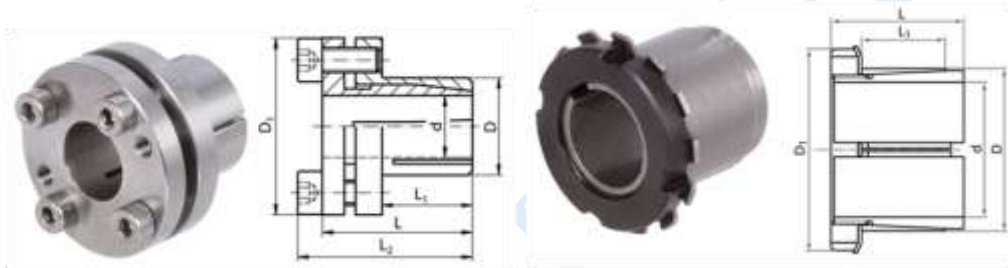
k - bezpečnosť únosnosti kužeľového spoja, zvyčajne $k = 2$,

p_D – dovoľené napätie v otláčení [MPa].

Pre prenos axiálnej sily pomocou kužeľového spoja platí:

$$\begin{aligned} F_{Ta} &> F_a \\ F_{Ta} &= F_n \cdot \sin \gamma + F_T \cdot \cos \gamma = p \cdot \pi \cdot d_{ps} \cdot l \cdot (\tan \gamma + f) \\ F_a &= \frac{1}{n} p \cdot \pi \cdot d_{ps} \cdot l \cdot (\tan \gamma + f) \end{aligned} \quad (3.106)$$

Kužeľové upínacie puzdrá alebo kužeľové upínacie alebo rozperné krúžky majú široké uplatnenie pre svoj jednoduchý montážny postup. Je možné ich vyhotoviť podľa obr.3.24 ako jednostranné kužeľové puzdro alebo ako dvojstranné puzdro v prípade dlhších nábojov.



Obr.3.24 Vyhotovenie kužeľových upínacích puzdier [30]

Kužeľovitost' puzdier sa pohybuje v rozmedzí 1:10 až 1:15 a uloženie na hriadeľ sa odporúča H8/j7.

Prenášaný krútiaci moment môžeme vyjadriť:

$$M_k = \frac{\pi}{2k} \cdot p \cdot d^2 \cdot L_1 \cdot f \quad (3.107)$$

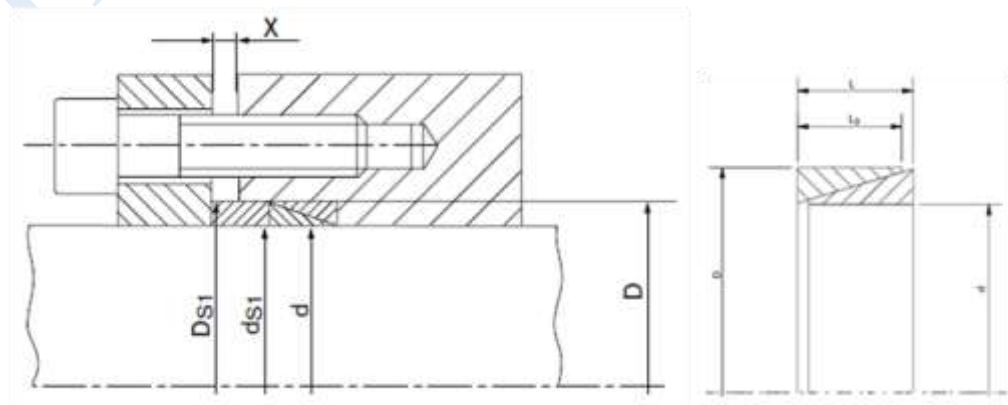
Kde:

k – bezpečnosť únosnosti spoja,

d – priemer hriadeľa [mm],

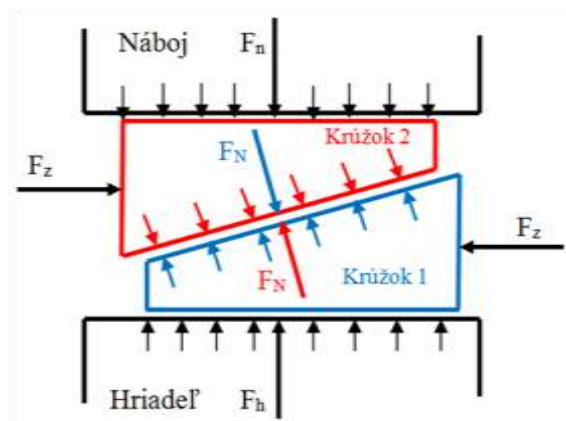
L_1 – dĺžka puzdra [mm], vid' obr.3.24.

Pre prenos veľkých krútiacich momentov, ktoré majú striedavý charakter, je vhodné použiť rozperné upínacie krúžky ktorých plochy sú kužeľové (obr.3.25).



Obr.3.25 Aplikácia kužeľových upínacích krúžkov [29]

Silový rozbor kužeľového krúžku je na obr.3.26.



Obr.3.26 Silový rozbor kužeľových krúžkov

Silová rovnováha vo zvislom smere:

$$F_n = F_h = F_{N1} = F_{N2} \quad (3.108)$$

Obvykle je uhol sklonu krúžkov β viac ako 15° .

$$F_z = F_N \cdot [f + \tan \beta + \tan \varphi] = F_N \cdot [2 \cdot f + \tan \beta] \quad (3.109)$$

Momentová rovnováha pre krúžok č.1:

$$M_T = F_n \cdot f \cdot \frac{d}{2} = k \cdot M_k \quad (3.110)$$

Bezpečnosť únosnosti silového spojenia pomocou kužeľových krúžkov sa odporúča $k > 1,2$.

Kontrola únosnosti silového vyhotovenia:

$$M_k = \frac{F_n \cdot f \cdot d}{2 \cdot k} \quad (3.111)$$

Normálová sila v silovom spojení bude:

$$F_n = \frac{2 \cdot k \cdot M_k}{f \cdot d} \quad (3.112)$$

Tlak medzi vnútorným krúžkom č.1 a hriadeľom:

$$p_h = \frac{F_h}{l_1 \cdot d} = \frac{F_n}{l_1 \cdot d} \leq p_D \quad (3.113)$$

Tlak medzi vonkajším krúžkom č.2 a nábojom:

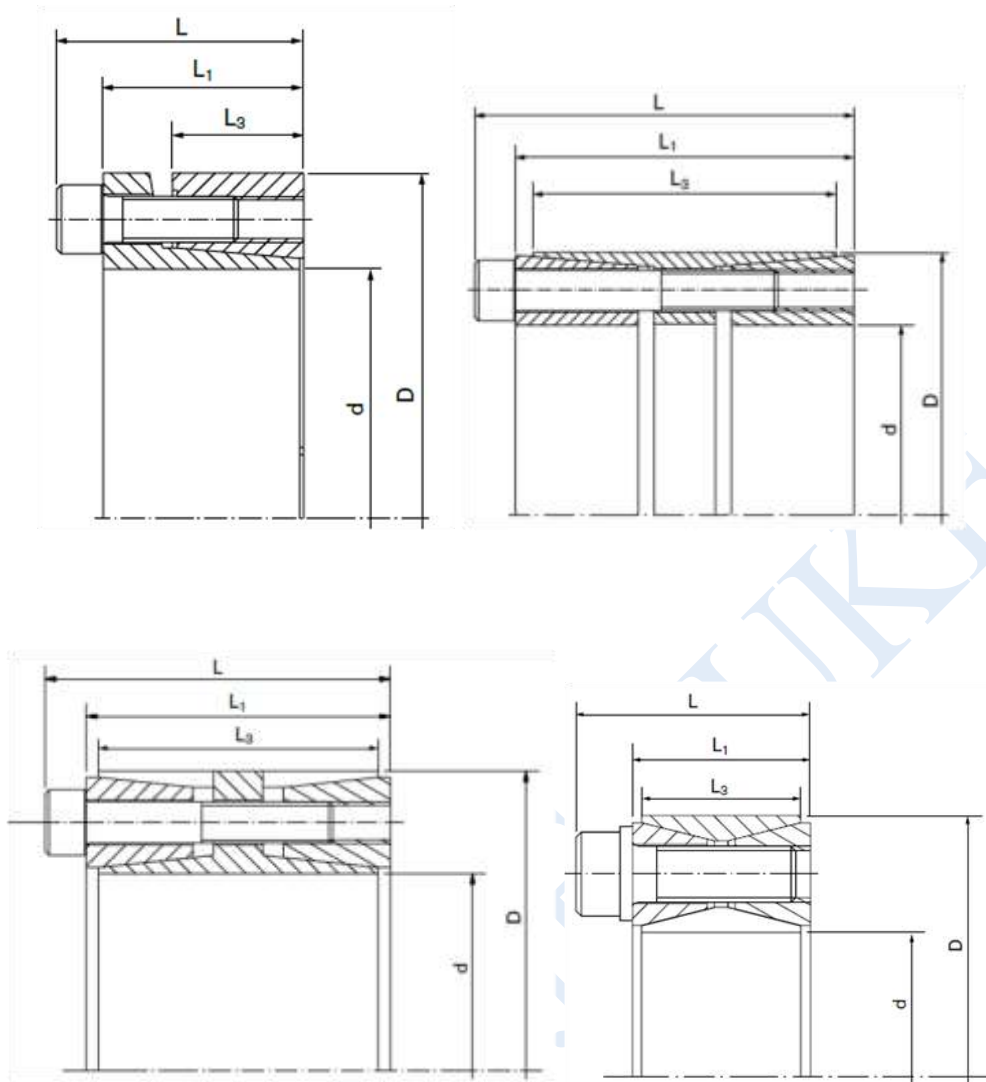
$$p_n = \frac{F_n}{l_2 \cdot D} \leq p_D \quad (3.114)$$

Kde:

p_D – 210MPa hriadeľ – krúžok,

p_D – 90MPa krúžok – náboj pre oceľ – oceľ.

Pre prenos veľkého zaťaženia je možné použiť viacero párov krúžkov, typickým príkladom sú krúžky typu Ringfeder (obr.3.27). Používajú sa však maximálne 4 krúžky.



Obr..3.27 Aplikácia krúžkov typu Ringfeder [30]

Potom bude zaťaženie na páry krúžkov rozložené podľa geometrického radu nasledovne:

$$M_{kn} = M_{k1} + M_{k1} \cdot q^1 + M_{k1} \cdot q^2 + M_{k1} \cdot q^3 \dots + M_{k1} \cdot q^{n-1} \quad (3.115)$$

$$q = \frac{\tan \beta}{2 \cdot f + \tan \beta} \quad (3.116)$$

Pre krúžok $\beta = 16^\circ 42'$ a súčiniteľ trenia $f = 0,15$ bude $q = 0,5$, potom pre aplikáciu štyroch párov krúžkov dostávame:

$$M_{k4} = M_{k1} + \frac{1}{2} \cdot M_{k1} + \frac{1}{4} M_{k1} + \frac{1}{8} M_{k1} \quad (3.117)$$

Vzorový príklad 3-45

Navrhnite potrebné uloženie pre letmo uložené (nalisované) ozubené koleso, ktoré bude zaťažené krútiacim momentom $M_k = 100 \text{ Nm}$. Rozmery hriadeľového čapu a ozubeného kolesa sú podľa obr. $d = 35 \text{ mm}$, $D = 120 \text{ mm}$, $l = 30 \text{ mm}$. Súčiniteľ trenia medzi kolesom a hriadeľom je $f = 0,15$. Hriadeľ aj koleso sú z ocele S355 s vlastnosťami $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$. Spoj navrhnite s bezpečnosťou únosnosti $k = 1,8$.

Definované:

$$M_k = 100 \text{ Nm}$$

$$d = 35 \text{ mm}$$

$$D = 120 \text{ mm}$$

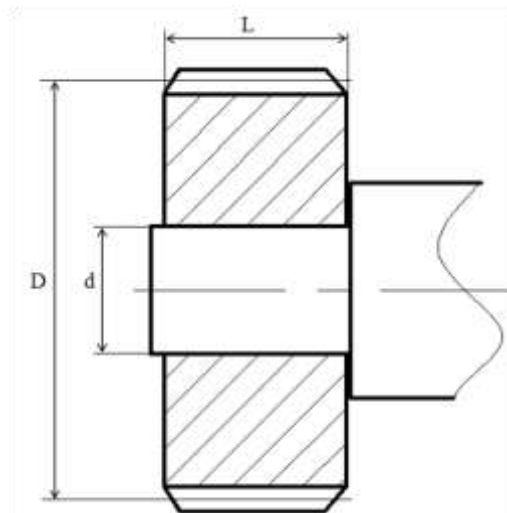
$$l = 30 \text{ mm}$$

$$f = 0,15$$

$$k = 1,8$$

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

$$R_e = 260 \text{ MPa}$$



Vychádzame z podmienky únosnosti nalisovaného spoja, a teda prenášaný krútiaci moment M_k nesmie byť väčší ako trecí moment M_t v mieste nalisovania.

$$M_t \geq M_k \Rightarrow M_t = k \cdot M_k = 1,8 \cdot 100 = 180 \text{ Nm} \quad (3.45.A)$$

Potrebný minimálny tlak v nalisovanom spoji pre prenos krútiaceho momentu určíme:

$$p_{min} = \frac{M_t}{f \cdot \frac{\pi}{2} \cdot d^2 \cdot l} = \frac{2.180}{0,15 \cdot \pi \cdot (35 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 30 \cdot 10^{-3}} = 20,78 \text{ MPa} \quad (3.45.B)$$

Minimálny presah je potrebný na vytvorenie minimálneho tlaku:

$$\Delta d_{min} = \frac{d}{E} \cdot p_{min} (c + 1) \quad (3.45.C)$$

Stanovia sa deformačné konštanty nalisovaného spoja:

$$c = \frac{a^2 + 1}{a^2 - 1} = \frac{3,42^2 + 1}{3,42^2 - 1} = 1,19 \quad \text{kde} \quad a = \frac{D}{d} = \frac{120}{35} = 3,42$$

Po dosadení deformačných konštánt do vzorca (3.45.C) dostaneme potrebný minimálny presah:

$$\Delta d_{min} = \frac{d}{E} \cdot p_{min} \cdot (c + 1) = \frac{35 \cdot 10^{-3}}{2,1 \cdot 10^{11}} \cdot 20,7 \cdot 10^6 \cdot (1,19 + 1) = 7,5 \mu\text{m} \quad (3.45.D)$$

Podľa hodnoty minimálneho presahu bude navrhnuté uloženie $\phi 35 \text{ H7/s6}$.

Pre navrhnuté uloženie určíme zo strojníckych tabuliek:

Pre $\phi 35 \text{ H7}$ $ES = 25 \mu\text{m}$

$$EI = 0 \mu\text{m}$$

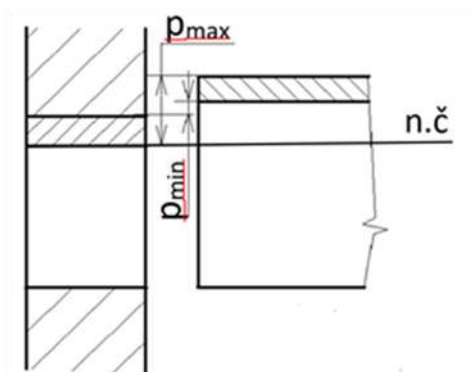
Pre $\phi 35 \text{ s6}$ $es = 59 \mu\text{m}$

$$ei = 43 \mu\text{m}$$

Z rozmerov určíme minimálny a maximálny presah:

$$\Delta d_{min} = 43 - 25 = 18 \mu\text{m}$$

$$\Delta d_{max} = 59 - 0 = 59 \mu\text{m}$$



Skontrolujeme maximálny tlak v spoji po nalisovaní:

$$p_{max} = \frac{\Delta d_{max}}{d} \cdot \frac{E}{(c+1)} = \frac{59 \cdot 10^{-6}}{35} \cdot \frac{2,1 \cdot 10^{11}}{(1,19+1)} = 161,6 \text{ MPa} \quad (3.45. E)$$

Dovolená hodnota maximálneho tlaku v spoji sa pohybuje v rozsahu $p_d = (0,3 \div 0,5) \cdot Re \Rightarrow p_d = 0,5 \cdot 260 = 130 \text{ MPa}$

Navrhnuté uloženie spôsobí poškodenie ozubeného kolesa po nalisovaní nakoľko $p_{max} > p_d$. Je nutné upraviť toleranciu na hriadeľ.

Navrhujeme zmeniť uloženie nasledovne $\phi 35 \text{ H6/p6}$

Pre $\phi 35 \text{ H6}$ $ES = +13 \mu m$ $\Delta d_{min} = 26 - 13 = 13 \mu m$

$EI = 0 \mu m$ $\Delta d_{max} = 42 - 0 = 42 \mu m$

Pre $\phi 35 \text{ p6}$ $es = +42 \mu m$

$ei = +26 \mu m$

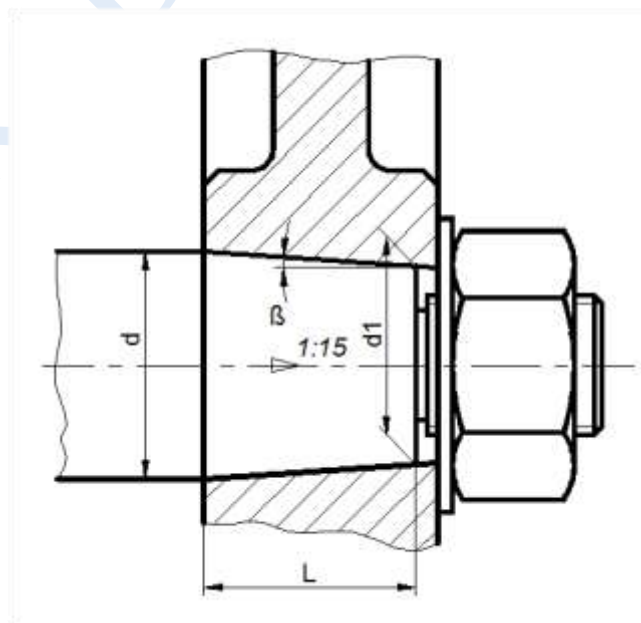
Opätovná kontrola poškodenia kolesa od maximálneho tlaku v nalisovanom spoji:

$$p_{max} = \frac{\Delta d_{max}}{d} \cdot \frac{E}{(c+1)} = \frac{42 \cdot 10^{-6}}{35} \cdot \frac{2,1 \cdot 10^{11}}{(1,19+1)} = 115 \text{ MPa}$$

Upravené navrhnuté uloženie vyhovuje podmienke $p_{max} < p_d$, a teda nedôjde ku poškodeniu kolesa po jeho nalisovaní na hriadeľový čap.

Vzorový príklad 3-46

Spojenie náboja ozubeného kolesa na konci hriadeľa je pomocou kužeľového hriadeľového čapu (obr.). Prenášaný je krútiaci moment $M_k = 1575 \text{ Nm}$. Súčiniteľ šmykového trenia oceľ – oceľ $f = 0,14$ (Príloha č.2). Požadovaný súčiniteľ bezpečnosti únosnosti spojenia $k = 1,2$. Materiál hriadeľa aj kolesa je oceľ E295. Hodnota dovoleného tlaku v spoji je $p_D = 0,35 \cdot R_e$.



Zadefinované:

Rozmery hriadeľového čapu podľa obr. sú nasledovné:

priemer hriadeľa $d = 50\text{mm}$,

dĺžka náboja $L = 1,3 \cdot d$,

kužeľovitost' 1:15.

Požadované:

a) Kontrola merného tlaku v spoji.

b) Návrh typu a veľkosti závitu pre kužeľový čap pri koeficiente bezpečnosti závitovej časti $k_z = 2$.

Na základe zadefinovaných parametrov budú určené chýbajúce rozmery kužeľového čapu konca hriadeľa.

$$L = 1,3 \cdot d = 1,3 \cdot 50 \cdot 10^{-3} = 65 \text{ mm} \quad (3.46. A)$$

Z definície kužeľovitosti sa stanoví priemer d_1 :

$$\frac{d - d_1}{L} = \frac{1}{X} \Rightarrow d_1 = 50 - \frac{65}{15} = 45,67 \text{ mm} \quad (3.46. B)$$

Stredný priemer kužeľa d_s bude:

$$d_s = \frac{d_1 + d}{2} = \frac{45,67 + 50}{2} = 47,8 \text{ mm} \quad (3.46. C)$$

Uhol sklonu stranu kužeľa β sa vypočíta:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{1}{2X} = \frac{1}{2 \cdot 15} = 0,033 \Rightarrow \beta = 1,90915^\circ = 1^\circ 54' 33'' \quad (3.46. D)$$

Pri určení únosnosti spoja sa vychádza so všeobecnej podmienky únosnosti pre trecie spoje, kde:

$$M_t > M_K, \text{ potom } M_t = k \cdot M_K = 1,2 \cdot 1575 = 1890 \text{ Nm} \quad (3.46. E)$$

Merný tlak v kužeľovej dotykovej ploche hriadeľového čapu sa určí nasledovne:

$$p = \frac{F_N}{S} = \frac{F_N}{\pi \cdot d_s \cdot \frac{L}{\cos \beta}} = \frac{\frac{F_t}{f} \cdot \cos \beta}{\pi \cdot d_s \cdot L} = \frac{F_t \cdot \cos \beta}{f \cdot \pi \cdot d_s \cdot L} \quad (3.46. F)$$

Trecia sila F_t sa určí z trecieho momentu nasledovne:

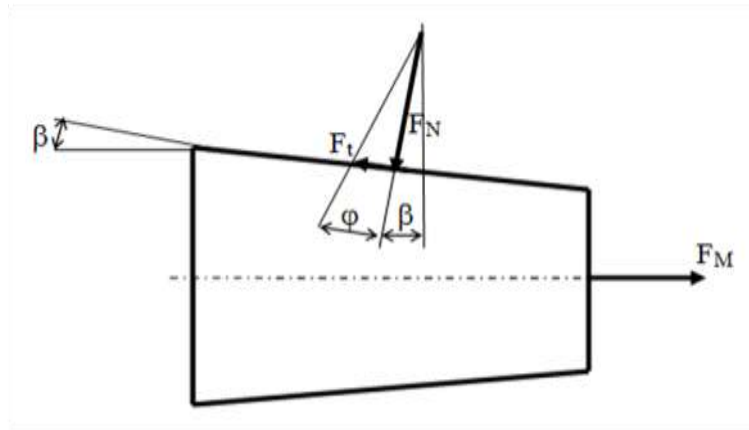
$$M_t = F_t \frac{d_s}{2} \Rightarrow F_t = \frac{2 \cdot M_t}{d_s} \quad (3.46. G)$$

Rovnicu (3.46.G) dosadíme do rovnice (3.46.F) a vypočítame tlak v kužeľovom čape:

$$p = \frac{2 \cdot M_t \cdot \cos \beta}{f \cdot \pi \cdot d_s^2 \cdot L} = \frac{2 \cdot 1890 \cdot \cos 1,90915^\circ}{0,14 \cdot \pi (47,8 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 65 \cdot 10^{-3}} = 57\,836\,712,79 \text{ Pa} = 57,837 \text{ MPa} \quad (3.46. H)$$

Vo vzniknutom kužeľovom spoji bude tlak $p = 57,84\text{MPa}$, čo je výrazne menej ako je dovolená hodnota tlaku $p_D = 103,25\text{MPa}$. Navrhovaný spoj bude podmienke na otláčenie vyhovovať.

Pre určenie montážnej sily F_M sa použije silový rozbor na kužeľovom čape podľa obr.



$$F_M = F_t \cdot \cos\beta + F_N \cdot \sin\beta = f \cdot F_N \cdot \cos\beta + F_N \cdot \sin\beta = F_N \cdot \cos\beta \cdot (f + \tan\beta) \quad (3.46.I)$$

Do vzorca (3.46.I) dosadíme normálovú silu F_N vyjadrenú vzorcom (3.46.F) a vypočítame silu potrebnú pre montáž.

$$F_M = \frac{p \cdot \pi \cdot d_s \cdot L}{\cos\beta} \cdot \cos\beta \cdot (f + \tan\beta) = 57,84 \cdot \pi \cdot 47,865 \cdot (0,14 + 0,033) = 97671 \text{ N} \quad (3.46.J)$$

Pri návrhu veľkosti závitú na kužeľovom čape je potrebné vychádzať z požadovanej montážnej sily, ktorá je $F_M = 97671 \text{ N}$. Vplyvom montážnej sily bude závitová časť hriadeľového čapu namáhaná na ťah. Pri návrhu závitovej časti budeme teda vychádzať z pevnostnej podmienky na ťah.

$$\sigma_t = \frac{F_M}{S_j} \leq \frac{R_e}{k_z} \quad (3.46.K)$$

Po dosadení známych hodnôt vypočítame plochu jadra závitú.

$$S_j = \frac{F_M \cdot k_z}{R_e} = \frac{97\,671,2}{295} = 662,18 \text{ mm}^2 \quad (3.46.L)$$

Najbližšou vyššou hodnotou plochy jadra závitú je hodnota $S_j = 817 \text{ mm}^2$, čo zodpovedá metrickému závitú M36 STN 01 4010.

Príklad 3-47

Pri výrobe motocyklových prevodoviek je jedno z ozubených kolies vstupného hriadeľa lisované na dutý hriadeľ. Oba komponenty sú z ocele z materiálu oceľ 14 220. Za účelom určenia lisovacieho stroja je nutné stanoviť minimálnu a maximálnu lisovaciu silu F_{lis} .

Zadefinované:

Horný medzný rozmer diery HMR = 37,517 mm

Dolný medzný rozmer diery DMR = 37,500 mm

Horný medzný rozmer hriadeľa hmr = 37,632 mm

Horný medzný rozmer hriadeľa dmr = 37,619 mm

Súčiniteľ trenia $f = 0,10$ – oba spájané komponenty sú z ocele, povrch je brúsený, čap valcový, lisovanie má byť za studena

Modul pružnosti v ťahu pre oba komponenty $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

Priemer diery v hriadeľi $d_1 = 10 \text{ mm}$

Menovitý rozmer hriadeľa v spájanej časti $d_2 = 37,5\text{mm}$

Rozstupový priemer kolesa $d_3 = 48,0\text{mm}$

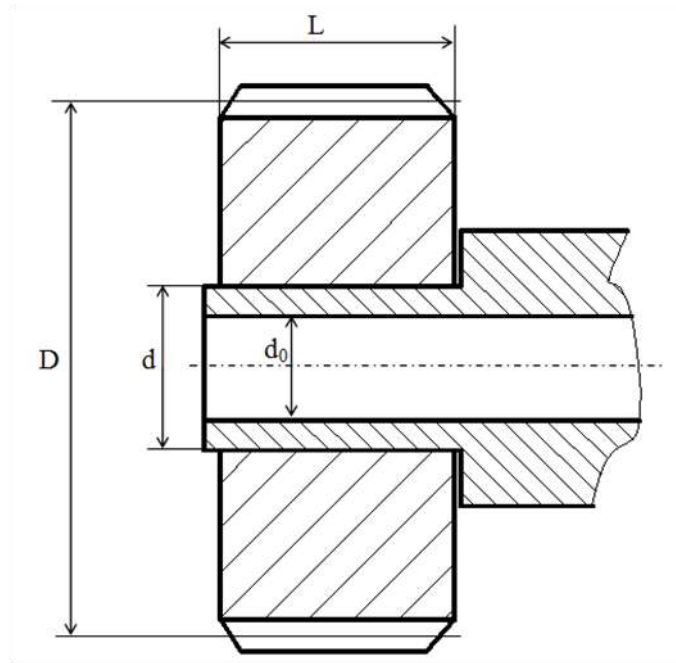
Menovitá dĺžka náboja $l = 20\text{mm}$

Požadované:

- Minimálna a maximálna montážna lisovacia sila.
- Kontrola, či pri montáži lisovaním nedôjde ku poškodeniu spájaných častí.

Príklad 3-47

Ozubené koleso podľa obr. je nalisované na dutom hriadeľi. Nalisovaný spoj je $\phi 20\text{H7/u7}$. Požaduje sa určiť, aký maximálny moment bude možné preniesť.



Definované:

Priemer hriadeľa $d = 20\text{mm}$

Uloženie nalisovania H7/u7

Dĺžka náboja $L = 25\text{mm}$

Vnútorný priemer dutého hriadeľa $d_0 = 10\text{mm}$

Rozstupový priemer ozubeného kolesa $D = 200\text{mm}$

Materiál hriadeľa aj kolesa S355

Modul pružnosti v ťahu $E = 2,1 \cdot 10^5\text{MPa}$

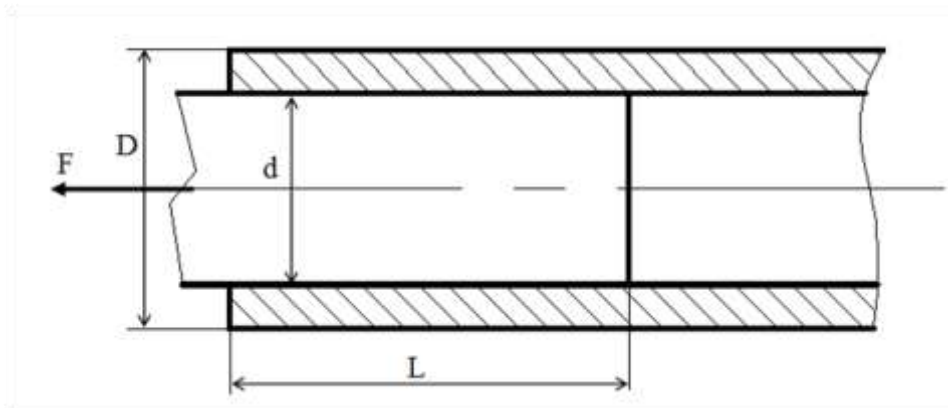
Súčiniteľ trenia ocel – ocel $f = 0,15$

Požadované:

- Určte únosnosť nalisovaného spoja $M_{k_{\max}} = ?$
- Skontrolujte napätia v nalisovanom spoji.

Príklad 3-48

Ťažná tyč je s objímkou spojená nalisovaním (obr.). Tyč je potom zaťažovaná silou $F = 30\text{kN}$. Materiál tyče aj objímky je S355.



Definované:

Zaťažujúca sila $F = 30\text{kN}$

Priemer tyče $d = 30\text{mm}$

Vonkajší priemer objímky $D = 40\text{mm}$

Prekrytie $L = 40\text{mm}$

Uloženie H7/s6

Materiál hriadeľa aj kolesa S355

Modul pružnosti v ťahu $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

Súčiniteľ trenia oceľ – oceľ $f = 0,15$

Požadované:

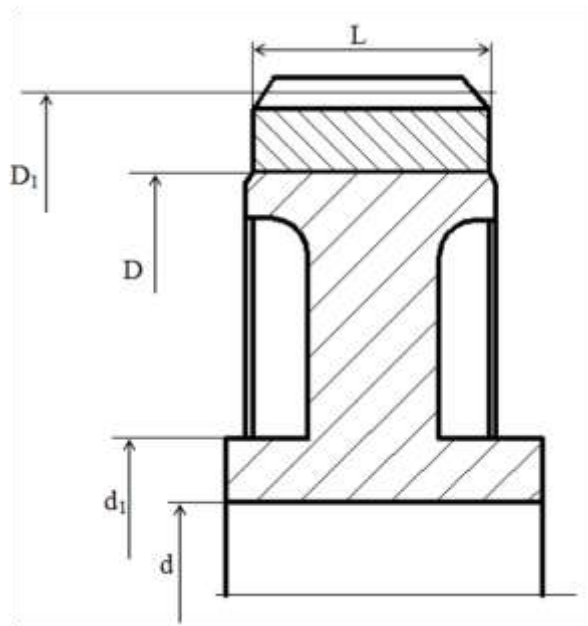
- Skontrolujte únosnosť nalisovaného spoja, ak požadovaná bezpečnosť je $k = 1,2$.
- Skontrolujte napätia v nalisovanom spoji.

Príklad 3-49

Na hriadeľ bude nalisované guľkové ložisko 6308. Hriadeľ je vyrobený z ocele v tolerancii p6. Určte lisovacia silu potrebnú pre nalisovanie ložiska. Súčiniteľ trenia oceľ - oceľ $f = 0,15$.

Príklad 3-50

Ozubené koleso je vyrobené z dvoch častí, ktoré sú vzájomne nalisované. Veniec ozubeného kolesa je vyrobený z mosadze 423311 a náboj ozubeného kolesa je z ocele S355. Spojenie venca a náboja ozubeného kolesa je na priemere $D = 300\text{mm}$ s uložením H7/s7.



Definované:

Rozmer $D = 300\text{mm}$

Rozmer $D_1 = 360\text{mm}$

Rozmer $d = 50\text{mm}$

Rozmer $d_1 = 90\text{mm}$

Rozmer $L = 25\text{mm}$

Uloženie H7/s7

Súčiniteľ trenia ocel' – mosadz $f = 0,18$

Modul pružnosti v ťahu mosadze $E = 1,0 \cdot 10^5 \text{MPa}$

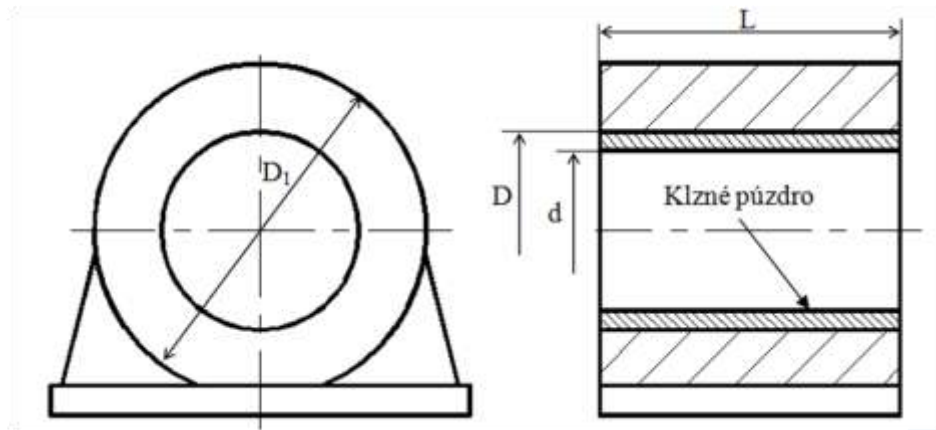
Modul pružnosti v ťahu ocele $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{MPa}$

Požadované:

- Určte únosnosť nalisovaného spoja
- Skontrolujte napätia v nalisovanom spoji
- Stanovte spôsob nalisovania
- Určte silu potrebnú pre nalisovanie

Príklad 3-51

Klzné ložiskové bronzové puzdro je nalisované do ložiskového domca (obr.). Ložiskový domec je zo sivej liatiny 422420 a ložiskové puzdro z bronzu DIN2.0490.



Definované:

Rozmer $D = 50\text{mm}$, Rozmer $D_1 = 100\text{mm}$, Rozmer $d = 34\text{mm}$, Rozmer $L = 45\text{mm}$

Uloženie P7/h6

Súčiniteľ trenia oceľ – bronz $f = 0,2$

Modul pružnosti v ťahu bronzu $E = 1,05 \cdot 10^5 \text{MPa}$

Modul pružnosti v ťahu liatiny $E = 0,8 \cdot 10^5 \text{MPa}$

Požadované:

- Určte únosnosť nalisovaného spoja
- Skontrolujte napätia v nalisovanom spoji
- Stanovte spôsob nalisovania
- Určte silu potrebnú pre nalisovanie

Príklad 3-52

Zotrvačník bude na hriadeľ namontovaný pomocou nalisovania na kužeľovom čape s kuželovitosťou 1:30. Zotrvačník aj hriadeľ sú oceľové. Zotrvačník bol nalisovaný pomocou lisovacej sily $F = 1000\text{N}$.

Definované:

Rozmer $D = 50\text{mm}$

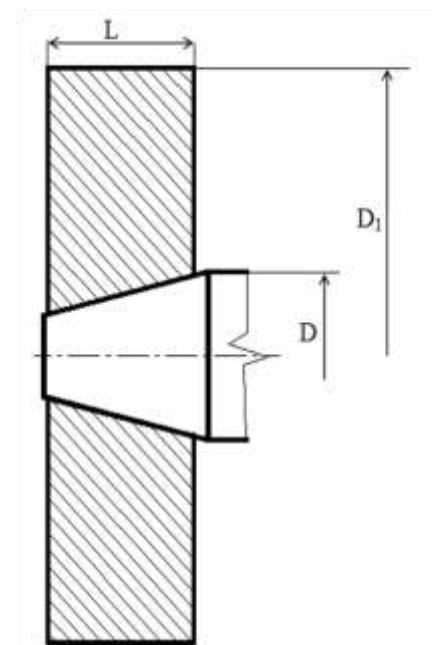
Rozmer $D_1 = 300\text{mm}$

Rozmer $L = 30\text{mm}$

Lisovacia sila $F = 1000\text{N}$

Súčiniteľ trenia oceľ – oceľ $f = 0,15$

Modul pružnosti v ťahu ocele $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{MPa}$



Požadované:

- Skontrolujte napätia v nalisovanom spoji
- Určte únosnosť nalisovaného spoja

Príklad 3-53

Skrutka s lícovaným driekom sa používa na spojenie dvoch súčiastok (obr.). Driek skrutky má predpísané uloženie n6. Driek skrutky je nalisovaný do otvoru s uložením H7/n6. Skrutka je uťahovaná momentom $M_1 = 100\text{Nm}$.

Definované:

Skrutka M12x50 s dlhým závitom ($b = 21\text{mm}$)

Uloženie spoja $\phi 12\text{H7/n6}$

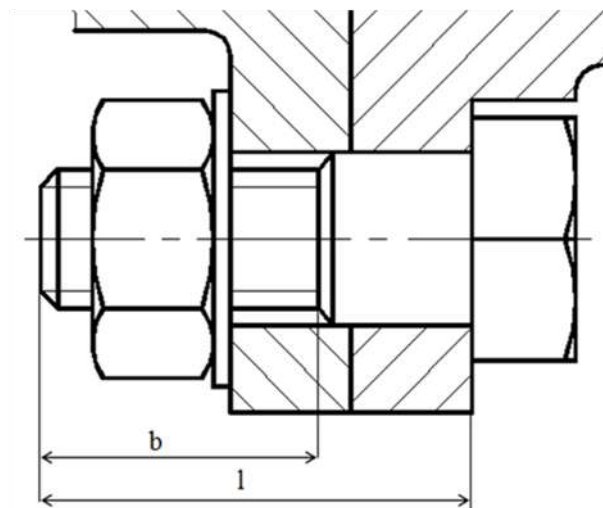
Uťahovací moment $M_1 = 100\text{Nm}$

Súčiniteľ trenia oceľ – oceľ $f = 0,15$

Modul pružnosti v ťahu ocele $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{MPa}$

Požadované:

- Skontrolujte, či počas uťahovania skrutkového spoja je potrebné pridržovať hlavu skrutky.
- Určte silu potrebnú pre nalisovanie skrutky.

**Príklad 3-54**

Pre spájanie rotačných súčiastok sa používa kužeľové puzdro podľa obr. Skontrolujte či je možné preniesť krútiaci moment veľkosti 250Nm .

Definované:

Rozmer $L_1 = 50\text{mm}$, Priemer hriadeľa $d = 55\text{mm}$,

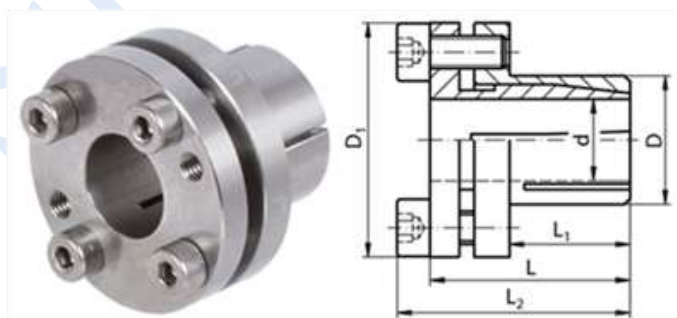
Priemer $D = 65\text{mm}$

Kužeľovitost' 1:15

Súčiniteľ trenia oceľ – oceľ $f = 0,15$

Požadované:

- Skontrolujte, či je možné preniesť krútiaci moment $M_k = 250\text{Nm}$

**Príklad 3-55**

Pre spájanie rotačných súčiastok sa použijú dva páry kužeľových upínacích krúžkov (obr.).

Definované:

Rozmer $L = 12\text{mm}$, Rozmer $L = 10\text{mm}$

Priemer hriadeľa $d = 50\text{mm}$

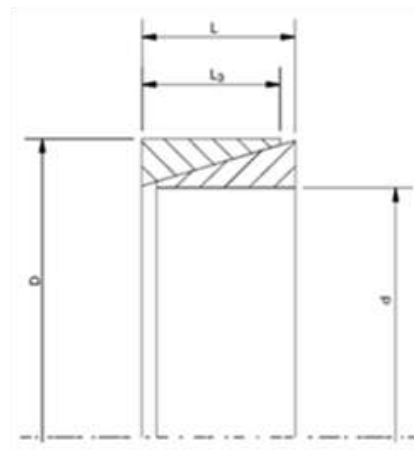
Priemer $D = 65\text{mm}$

Súčiniteľ trenia oceľ – oceľ $f = 0,15$

Dovolené otláčenie $p_D = 100\text{MPa}$

Požadované:

- Skontrolujte, či je možné preniesť krútiaci moment $M_k = 200\text{Nm}$

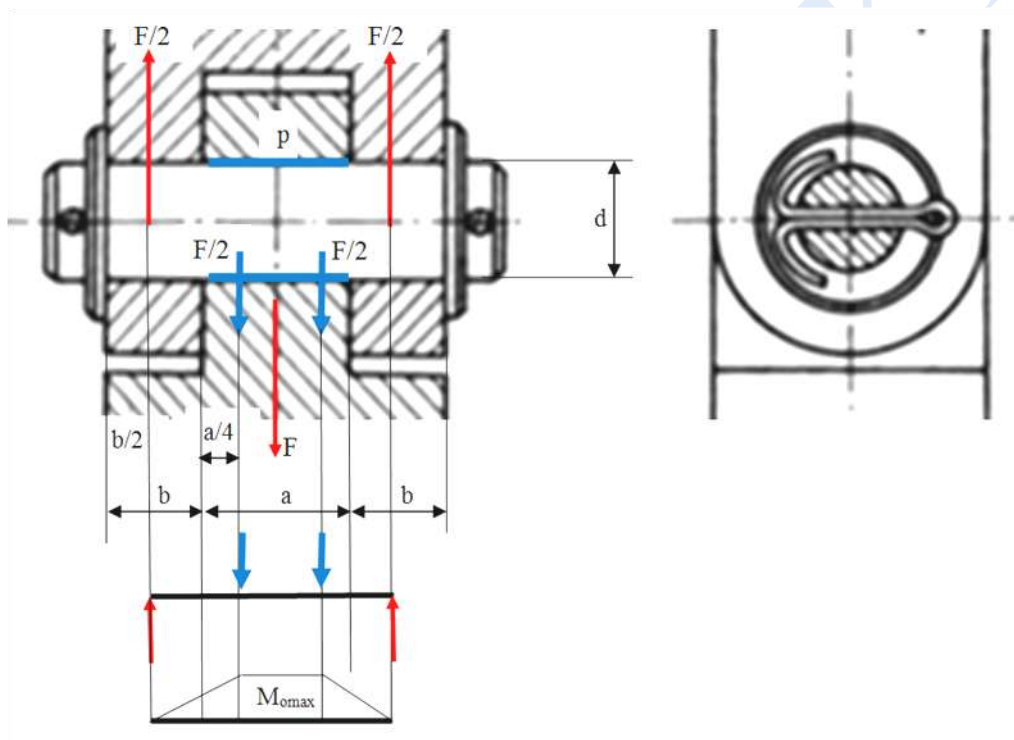


4. Čapy a hriadele

Spojovacie čapy patria medzi súčiastky, ktorých tvar, rozmery a vlastnosti definuje norma. Spojovacie čapy môžu byť vyhotovené v dvoch základných variantoch a to ako čapy s hlavou alebo čapy bez hlavy. Pre axiálne poistenie je na čape vyhotovený otvor pre závlačku alebo žliabok pre poistný krúžok alebo závit. Valcový driek čapov je tolerovaný v toleranciách h8 alebo f8.

Spojovacie čapy sa používajú k rozoberateľnému spájaniu dvoch súčiastok. Čapové spojenia umožňujú spojeným súčiastkam vzájomné kývanie alebo rotáciu s nízkymi otáčkami. Čapy smú byť zaťažované len silou kolmou na os čapu. V prípade intenzívneho zaťaženia čapu pohybom spájaných súčiastok je vhodné upraviť čap tak, aby bolo možné čapové spojenie dostatočne mazať.

Osamelá sila, ktorá bude zaťažovať čapový spoj (obr.4.1), vyvolá namáhanie čapu na ohyb, strih a otláčenie.



Obr.4.1 Rozoberateľný spoj vytvorený spojovacím valcovým čapom

V čape budeme kontrolovať vzniknuté napätia podľa nasledovného postupu. Zo silovej analýzy (obr. 4.1) stanovíme priebeh momentu ohybového a určíme maximálny ohybový moment a jeho pôsobisko.

$$M_{omax} = \frac{F}{2} \cdot \left(\frac{b}{2} + \frac{a}{4} \right) \quad (4.1)$$

Ohybový moment vyvolá v čape normálové napätie, ktoré určíme z pevnostnej podmienky v ohybe takto:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{0.1 \cdot d^3} \quad (4.2)$$

V kontaktných plochách medzi čapom, tiahlom a vidlicou vzniká normálové napätie od namáhania na otláčenie. Vzniknuté napätie stanovíme nasledovne:

$$p = \frac{F}{a \cdot d} \leq p_D, \quad p = \frac{F}{2 \cdot b \cdot d} \leq p_D \quad (4.3)$$

Kde:

$p_D = 15\text{MPa}$ – dovolená hodnota pre kývavý pohyb,

$p_D = 60 - 120\text{MPa}$ - dovolená hodnota bez vzájomného pohybu, vyššie hodnoty sú pre oceľové súčiastky.

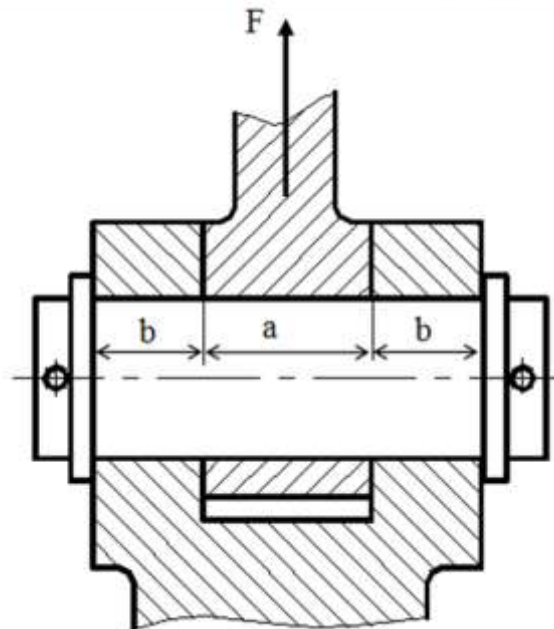
Miesta prechodu z vidlice na tiahlo sú identifikované ako strižné miesta, v ktorých je čap namáhaný na strih. Šmykové napätie v čape stanovíme z podmienky v strihu takto:

$$\tau = \frac{\frac{F}{2}}{S} = \frac{F}{2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2} = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \leq \tau_D \quad (4.4)$$

Dovolená hodnota v strihu τ_D , sa pohybuje v rozsahu 50 až 80MPa, v závislosti od materiálu čapu.

Vzorový príklad 4-1

Spojenie tiahla a vidlice (obr.) je pomocou čapu s vŕťou H8/f8. Spojenie umožňuje kývavý pohyb. Spoj je dobre mazaný. Zaťažujúca sila v tiahle je $F = 5\text{kN}$.



Definované:

Zaťažujúca sila $F = 5\text{kN}$

Rozmer $a = 40\text{mm}$

Rozmer $b = 30\text{mm}$

Dovolená hodnota na strih $R_{es} = 0,577R_e$

Dovolené napätie na otláčenie $p_D = 25\text{MPa}$

Požadované:

Navrhnete rozmery čapu.

Riešenie: Čap podľa zadania je namáhaný na ohyb, otláčenie a na strih. Predbežný návrh čapu bude vychádzať z kontroly na ohyb. Z tejto podmienky budú vypočítané rozmery čapu. Následne sa z normy vyberie najbližší väčší rozmer čapu a ten sa skontroluje na otláčenie a na strih.

Maximálny ohybový moment pôsobiaci na čap sa určí:

$$M_{omax} = \frac{F}{2} \cdot \left(\frac{b}{2} + \frac{a}{4} \right) = \frac{5000}{2} \cdot \left(\frac{30}{2} + \frac{40}{4} \right) = 62,5 Nm \quad (4.1. A)$$

Z podmienky na ohyb vypočítame priemer hriadeľa:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{0.1 \cdot d^3} \Rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{omax}}{R_e}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 62,5}{390}} = 11,7 mm \quad (4.1. B)$$

Na základe výpočtu volíme z normy čap s dierami pre závlačky 12x120x110 STN 022108, s toleranciou drieku čapu f8.

Pre navrhnutý priemer čapu skontrolujeme otláčenie. Vzhľadom na pripojovacie rozmery bude najnepriaznivejší prípad otláčenie medzi tiahlom a čapom, z tohto dôvodu budeme kontrolovať len toto miesto:

$$p = \frac{F}{a \cdot d} \leq p_D, \quad p = \frac{5000}{40 \cdot 12} = 10,42 MPa \leq p_D = 25 MPa \quad (4.1. C)$$

Hodnota otláčenia je menšia ako dovolená hodnota. Čap na otláčenie vyhovuje.

Šmykové napätie v čape stanovíme z podmienky v strihu takto:

$$\tau = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \leq \tau_D, \quad \tau = \frac{2 \cdot 5000}{\pi \cdot 12^2} = 22,1 MPa \leq R_{es} = 0,577 R_e = 225 MPa \quad (4.1. D)$$

Čap vyhovuje aj podmienke na strih.

Príklad 4-2

Skontrolujte napätia v čape, ktorý je použitý pre upevnenie ovládacieho hydraulického valca. Čap je mazaný, má rozmery 65x140 a je vyrobený z materiálu C45. V hydraulickom valci vzniká maximálna sila $F = 50 kN$.

Definované:

Pripojovacie rozmery

$a = 70 mm$

$b = 35 mm$

Porovnávacie hodnoty

$R_{es} = 0,577 R_e$

Dovolené napätie na otláčenie $p_D = 25 MPa$

Požadované:

Miera bezpečnosti čapu.

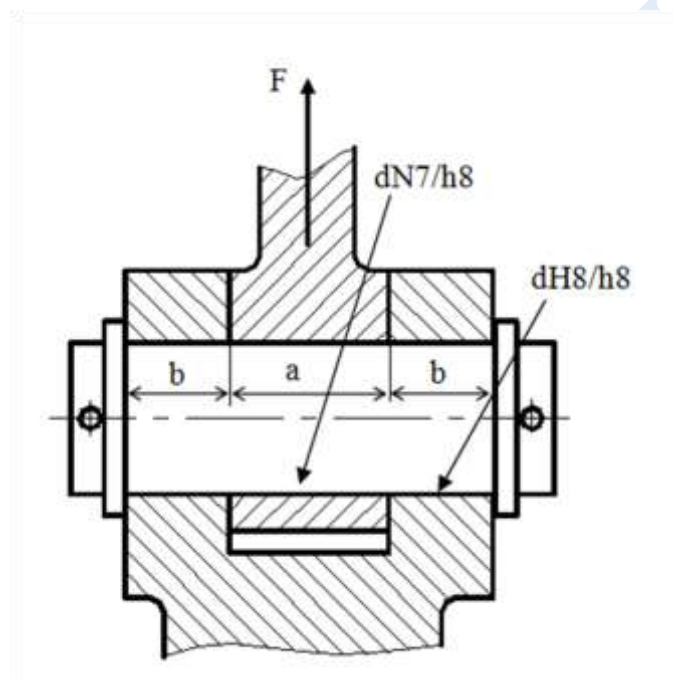


Príklad 4-3

V príklade 2-24 (napínanie lana) je pre pripojenie lana ku napínacej skrutke použitá spojovacia skrutka. Je potrebné túto skrutku zameniť za čap z materiálu S355. Navrhnete rozmery čapu pre pripojenie lana ku napínacej skrutke. Použite nasledovné hodnoty $p_D = 120\text{MPa}$, $R_{es} = 0,577R_e$. Nakreslite navrhované riešenie.

Príklad 4-4

Čap zo vzorového príkladu je nahradený čapom s toleranciou h8, ktorý bude uložený s presahom voči tiahlu. Uloženie čapu je $\phi 12\text{N7/h8}$. Uloženie s presahom zabezpečí, že v tiahle sa nebude čap pretáčať. Kývavý pohyb bude prebiehať len medzi vidlicou a čapom, kde je uloženie s vôľou $\phi 12\text{H8/h8}$. Určte bezpečnosť čapu.



Definované:

Zaťažujúca sila $F = 5\text{kN}$

Rozmery čapu $d = 12\text{mm}$

Dĺžka čapu $L = 120\text{mm}$

Rozmer $a = 40\text{mm}$

Rozmer $b = 30\text{mm}$

$R_{es} = 0,577R_e$

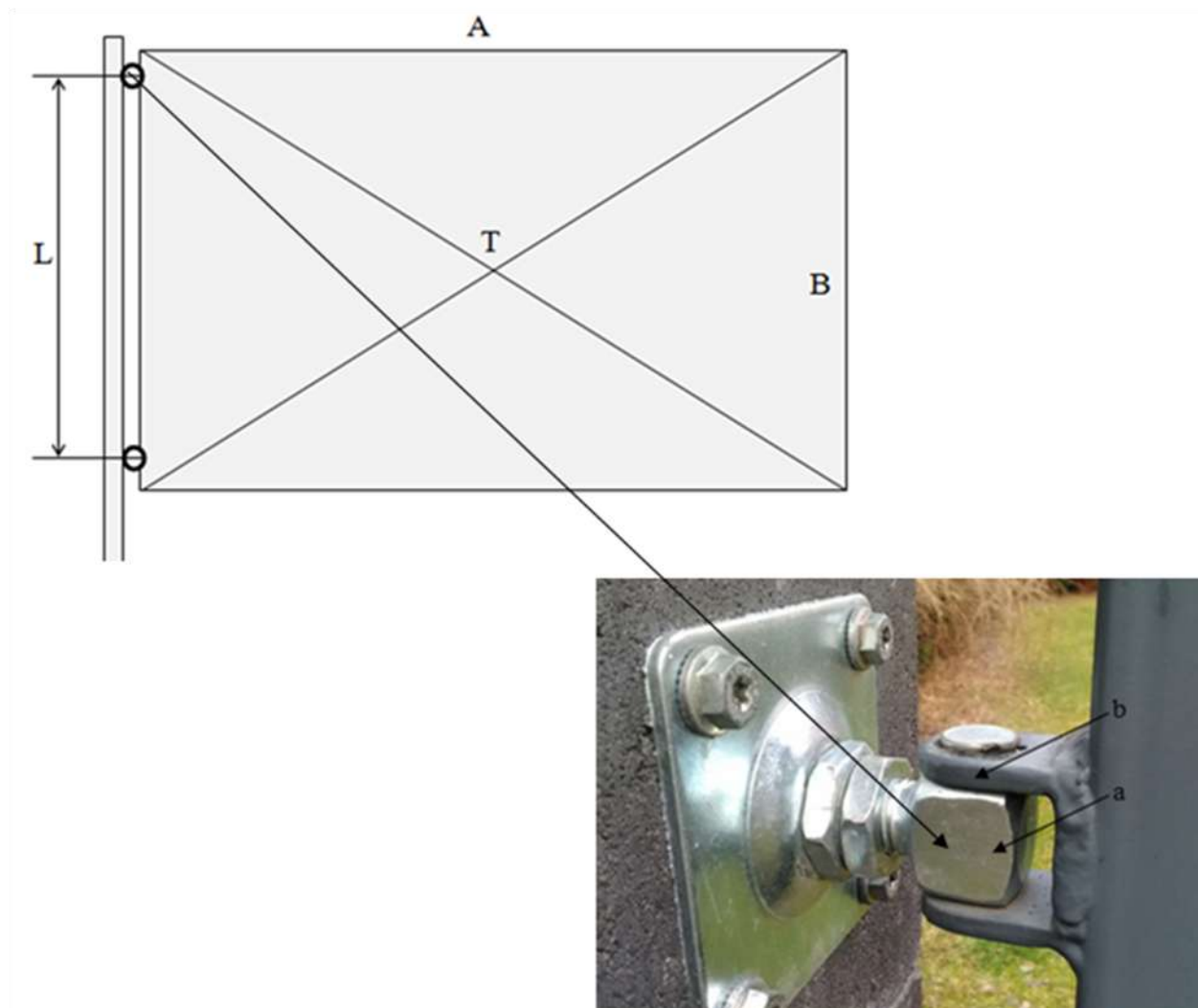
Dovolené napätie na otláčenie v mieste presahu $p_D = 120\text{MPa}$

Požadované:

Miera bezpečnosti čapového spoja

Príklad 4-5

Brána o hmotnosti $m = 60\text{kg}$ je pripevnená k nosnému stĺpu pomocou dvoch závesov (obr.). Uvažujte pôsobenie vlastnej tiaže brány v ťažisku „T“. Záves brány je tvorený čapom s priemerom $d=15\text{mm}$ z materiálu S355 (obr.). Pri zatváraní brány sa zvyknú deti voziť na bráne. Deti zaťažujú bránu prídavným zaťažením $m_p = 150\text{kg}$. Uvažujte najnepriaznivejší spôsob zaťaženia prídavným zaťažením na okraji brány.



Definované:

Hmotnosť brány $m = 60\text{kg}$

Rozmery brány $A \times B$ ($2,5\text{m} \times 1,2\text{m}$)

Rozstup závesov $L = 1000\text{mm}$

Rozmery závesu

$a = 25\text{mm}$

$b = 10\text{mm}$

$R_{es} = 0,577R_e$

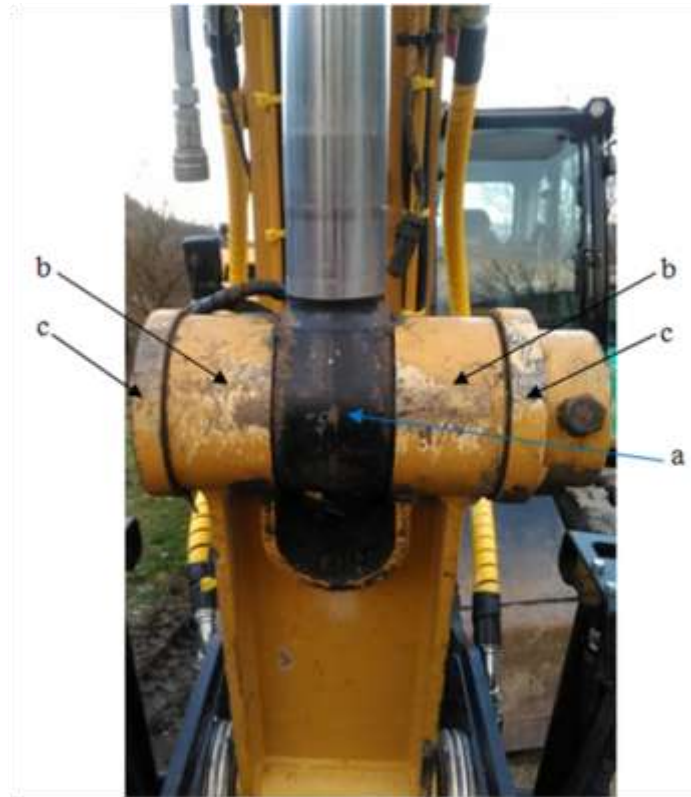
Dovolené napätie na otláčenie $p_D = 25\text{MPa}$

Požadované:

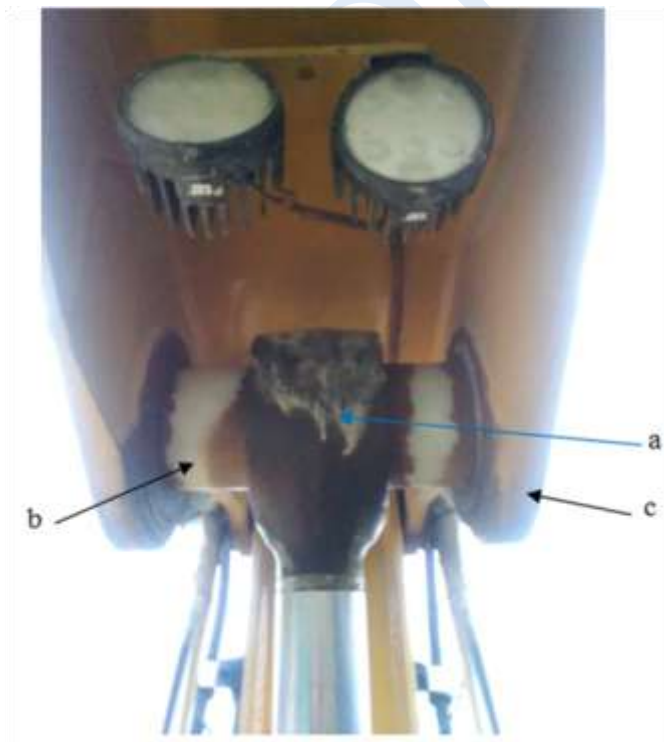
Miera bezpečnosti čapu

Príklad 4-6

Na stavebnom stroji je viacero konštrukčných riešení použitia čapového spojenia. Všetky tri alternatívy, ktoré sú na obrázkoch, používajú čap priemeru $d = 65\text{mm}$ z materiálu C45. Uvažujme s rovnakou zaťažujúcou silou vo všetkých troch prípadoch $F = 50\text{kN}$.



Konštrukčné riešenie použitia čapu č.1



Konštrukčné riešenie použitia čapu č.2



Konštrukčné riešenie použitia čapu č.3

Definované:

Zaťažujúca sila $F = 50\text{kN}$

Priemer čapu $d = 65\text{mm}$

Rozmer $a = 80\text{mm}$

Rozmer $b = 70\text{mm}$

Rozmer $c = 30\text{mm}$

$R_{es} = 0,577R_e$

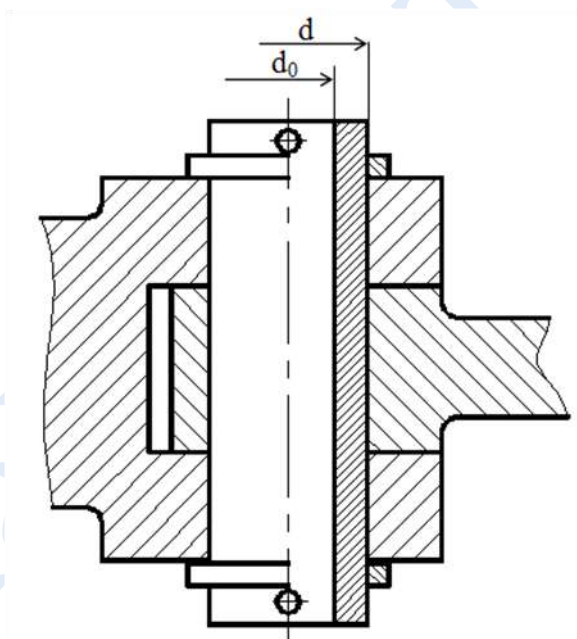
Dovolené napätie na otláčenie $p_D = 25\text{MPa}$

Požadované:

Miera bezpečnosti čapu pre jednotlivé konštrukčné riešenia

Príklad 4-7

Podľa zadania zo vzorového príkladu navrhnete dutý čap pre spojenie tiahla a vidlice (obr.). Pomer vnútorného a vonkajšieho priemeru čapu je $2/3$. Čap bude z materiálu S355.



Definované:

Zaťažujúca sila $F = 5\text{kN}$

Rozmer $a = 40\text{mm}$

Rozmer $b = 30\text{mm}$

Pomer $d_0/d = 2/3$

Dovolená hodnota na strih $R_{es} = 0,577R_e$

Dovolené napätie na otláčenie $p_D = 20\text{MPa}$

Požadované:

Navrhnete rozmery čapu.

Príklad 4-8

Tiahlo ťažného ústrojenstva sa pripája pomocou čapu z materiálu C45 s priemerom $d = 80\text{mm}$. Tiahlo je zaťažované silou $F = 1000\text{kN}$.



Definované:

Zaťažujúca sila $F = 1000\text{kN}$

Otvor pre čap $d = 80\text{mm}$

Rozmery $h = 150\text{mm}$

$a = 80\text{mm}$

$b = 35\text{mm}$

$R_{es} = 0,577R_e$

Dovolené napätie na otláčenie $p_D = 100\text{MPa}$

Požadované:

Skontrolujte mieru bezpečnosti čapu a porovnajte ju s dovolenou bezpečnosťou $k = 1,5$.

Príklad 4-9

Kuželový čap uchytenia ramena nápravy s kuželovitosťou 1:10 podľa obr. je zaťažovaný silou $F = 2\text{kN}$. Materiál čapu C45.

Definované:

Zaťažujúca sila $F = 2\text{kN}$

Priemer $D = 30\text{mm}$

Dĺžka $L = 40\text{mm}$

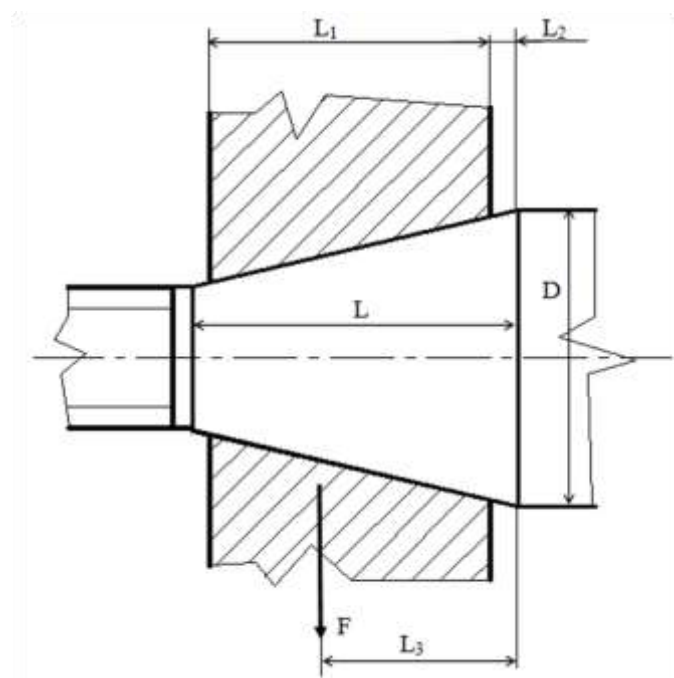
Dĺžka $L_1 = 32\text{mm}$

Dĺžka $L_2 = 5\text{mm}$

Dĺžka $L_3 = 16\text{mm}$

$R_{es} = 0,577R_e$

Dovolené napätie na otláčenie $p_D = 100\text{MPa}$



Požadované:

- a) Skontrolujte mieru bezpečnosti čapu a porovnajte ju s dovolenou bezpečnosťou $k = 1,5$; ak bude čap namontovaný bez predpätia.
- b) Skontrolujte mieru bezpečnosti čapu a porovnajte ju s dovolenou bezpečnosťou $k = 1,5$; ak bude čap namontovaný s predpätím od sily v skrutke $F_Q = 500\text{N}$.

Príklad 4-10

Spojenie tiahla pomocou spájacieho oka je pomocou plného čapu s vôľou. Spojenie umožňuje kývavý pohyb. Spoj je dobre mazaný. Zaťažujúca sila v tiahle je $F = 10\text{kN}$. Požaduje sa hmotnostná optimalizácia čapu pri zachovaní bezpečnosti čapového spoja.

Definované:

Zaťažujúca sila $F = 10\text{kN}$

Rozmery čapu $d = 40\text{mm}$

Dĺžka čapu $L = 120\text{mm}$

Rozmer $a = 50\text{mm}$

Rozmer $b = 35\text{mm}$

$R_{es} = 0,577R_e$

Dovolené napätie na otláčenie $p_D = 25\text{MPa}$

Požadované:

- a) Navrhnete rozmery dutého čapu tak, aby sa nezmenila (nepoklesla) bezpečnosť čapového spoja.
- b) Porovnajte hmotnosť pôvodného čapu a novo navrhnutého dutého čapu.

Príklad 4-11

Pre tiahlo ťahového ústrojenstva, ako v príklade 4-8, navrhnete rozmery postupom podľa Prílohy č.6. Tiahlo bude zaťažené silou $F = 1500\text{kN}$. Na výrobu tiahla aj čapu sa použije materiál C45. Navrhnuté tiahlo aj čap nakreslite a zakótujte.

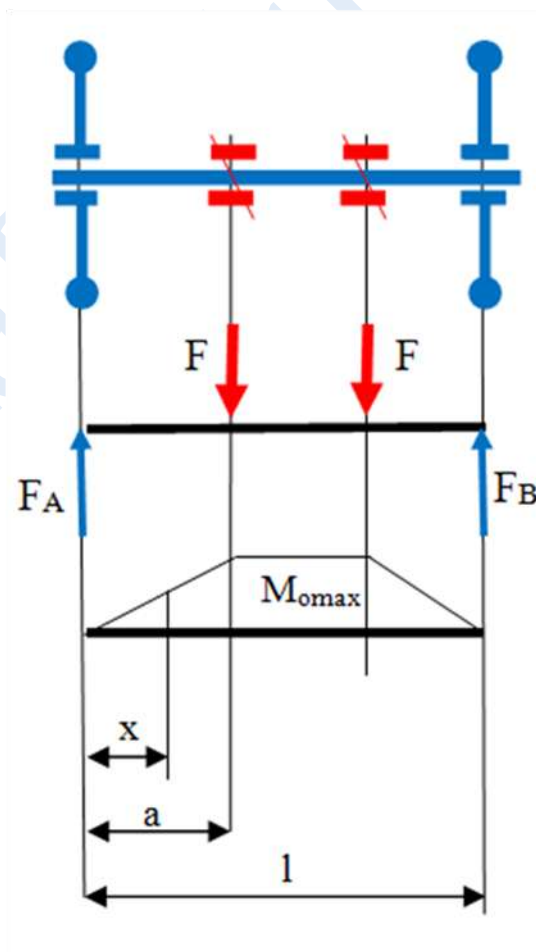
Hriadele sú rotujúce časti strojov, zvyčajne kruhového prierezu, používané na prenos sily, krútiaceho momentu alebo rotačného pohybu. Hriadeľ poskytuje os rotácie alebo os kývania pre časti strojov ako sú: ozubené kolesá, kladky, zotrvačníky, kľuky, ozubené kolesá a podobne, s možnosťou riadenia geometrie ich pohybu (zalomené hriadele a pod.). Podľa účelu použitia a podľa funkčnosti môžeme hriadele rozdeliť na: nápravy a osi, spojovacie hriadele, univerzálne hriadele.

Náprava je nerotačná strojná časť, ktorá nie je zaťažovaná krútiacim momentom a slúži na podopretie rotujúcich kolies, kladiek a podobne.



Obr.4.2 Náprava

Nerotujúca náprava môže byť ľahko navrhnutá a analyzovaná ako statický nosník kruhového prierezu namáhaný len ohybovým momentom.



Obr.4.3 Výpočtový model nápravy

Moment ohybový

$$M_{omax} = F \cdot a \quad (4.5)$$

Moment ohybový vo všeobecnej vzdialenosti

$$M_{o(x)} = F \cdot x \quad (4.6)$$

Napätie v náprave

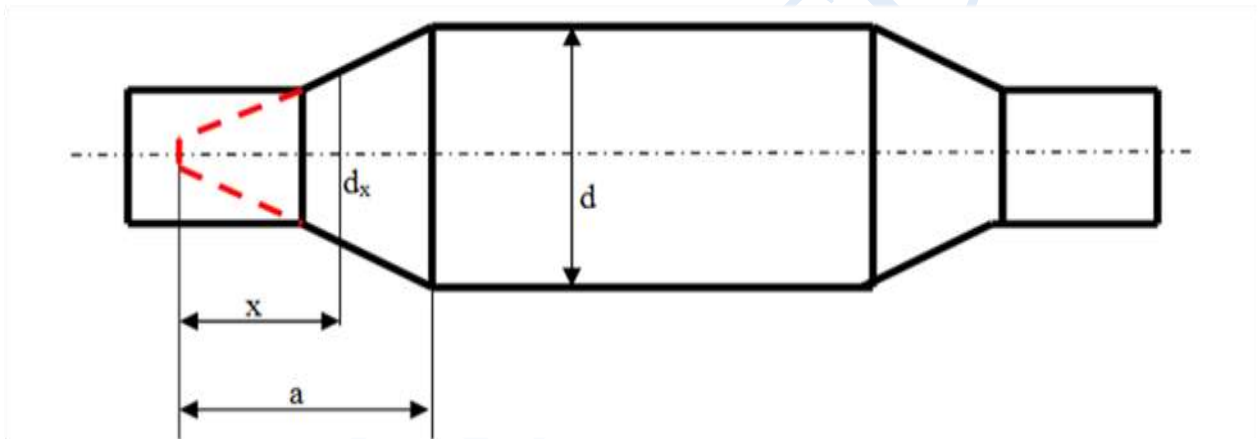
$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{W_o} = \frac{M_{omax}}{\frac{\pi}{32} \cdot d^3} \leq \sigma_D \quad (4.7)$$

Priemer nápravy

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{omax}}{\pi \cdot \sigma_D}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{omax}}{\sigma_D}} \quad (4.8)$$

Priemer nápravy vo všeobecnej vzdialenosti

$$d_{(x)} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{o(x)}}{\sigma_D}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot F \cdot x}{\sigma_D}} \quad (4.9)$$



Obr.4.4 Všeobecný tvar nápravy na základe optimalizácie podľa napätia

Pre dynamicky zaťažené nápravy a osi sa pre prvé priblíženie pri návrhu priemeru hriadeľa odporúča použiť $\sigma_D = 80 \div 120 \text{ MPa}$. Následná kontrola pre dynamicky zaťažené nápravy alebo osi po návrhu rozmerov by mala obsahovať určenie dynamickej bezpečnosti v kritickom mieste voči medzi klzu a voči medzi únavy. Len rotujúce osi a nápravy sú z hľadiska dynamického zaťaženia namáhané striedavým súmerným ohybom a to aj v prípade zaťaženia statickou silou.

Odporúčaná dynamická bezpečnosť voči medzi klzu:

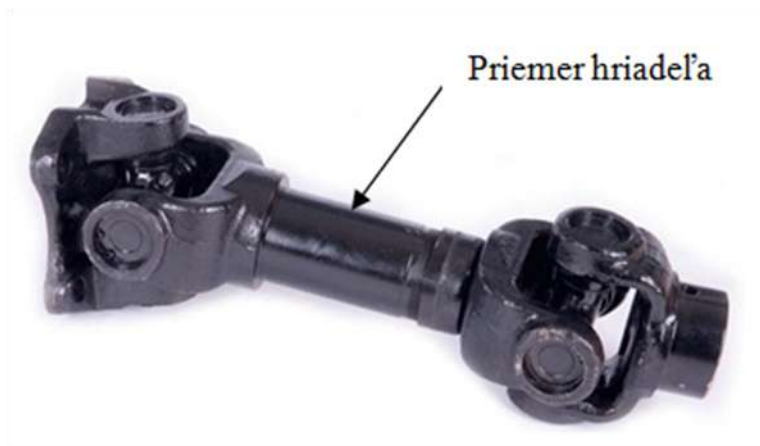
- pre osi a nápravy z materiálov, pre ktoré platí $R_e/R_m < 0,6$ by mala byť $k_d = 1,2 \div 1,4$;
- pre osi a nápravy z materiálov, pre ktoré platí $R_e/R_m = 0,6 \div 0,8$ by mala byť $k_d = 1,4 \div 1,6$;
- pre osi a nápravy z materiálov, pre ktoré platí $R_e/R_m = 0,8 \div 0,9$ by mala byť $k_d = 1,6 \div 2,2$.

Odporúčaná dynamická bezpečnosť voči medzi únavy:

- pre osi a nápravy z materiálov, pre ktoré vieme presne určiť napätosti a ostatné charakteristiky vplývajúce na únavu, by mala byť $k_d = 1,3 \div 1,5$;
- pre osi a nápravy z materiálov, pre ktoré vieme menej presne určiť napätosti a ostatné charakteristiky vplývajúce na únavu by mala byť $k_d = 1,5 \div 1,8$;

- pre osi a nápravy z materiálov, pre ktoré použijeme málo presný odhad, predovšetkým materiály so zhoršenou rovnomernosťou materiálu a veľkých rozmerov $d > 200\text{mm}$, by mala byť $k_d = 1,8 \div 2,5$.

Za spojovacie hriadele sú považované také typy hriadeľov, ktoré slúžia na spájanie rôznych druhov zariadení. Spojovací hriadeľ prenáša rotačný pohyb z jedného zariadenia na druhé a je zaťažovaný len krútiacim momentom. Praktický príklad spojovacieho hriadeľa je na obr.4.5.



Obr.4.5 Praktická ukážka spojovacieho hriadeľa

Návrh a kontrola spojovacieho hriadeľa vychádza z predpokladu, že sa jedná o rotujúci hriadeľ namáhaný len krútiacim momentom. Zaťažujúci krútiaci moment stanovený z prenášaného výkonu:

$$M_k = \frac{P}{\omega} \quad (4.10)$$

P – Výkon,

ω – uhlová rýchlosť $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$,

n – otáčky hriadeľa [ot.s^{-1}].

Napät'ová podmienka:

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_D \quad (4.11)$$

$$W_k = \frac{J_p}{d} \quad (4.12)$$

Polárny moment:

$$J_p = \frac{\pi}{32} d^4 \quad (4.13)$$

Polárny moment pre dutý hriadeľ:

$$J_p = \frac{\pi}{32} (d^4 - d_0^4) \quad (4.14)$$

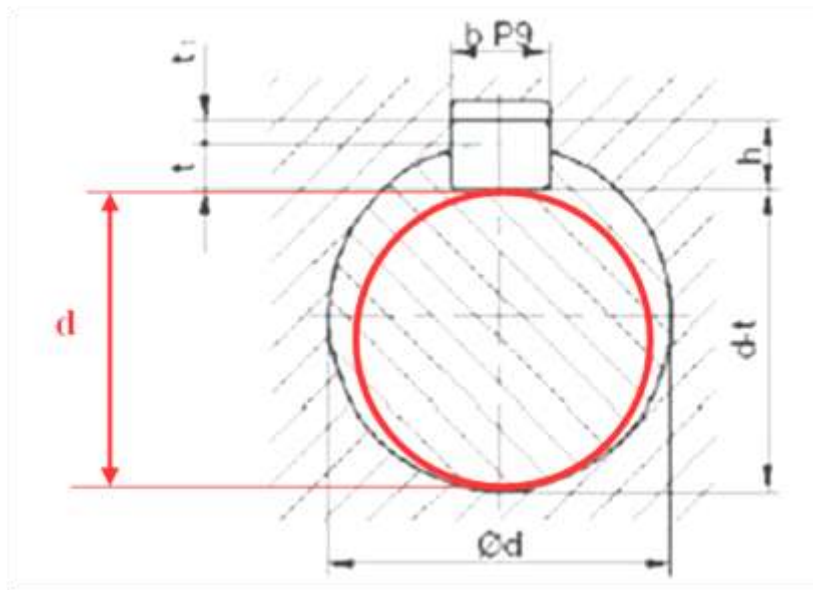
d_0 – vnútorný priemer hriadeľa

Priemer hriadeľa:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_k}{0,2 \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot M_k}{\tau_D}} \quad (4.15)$$

τ_D – zvyčajne pre prvé priblíženie volíme 12 - 30MPa.

Použitím tesného pera, alebo iného tvarového prvku na spájanie hriadeľa s nábojom dochádza k zníženiu skutočného priemeru hriadeľa. Pri návrhu je potom potrebné uvažovať s oslabeným prierezom hriadeľa a návrh priemeru bude návrhom oslabeného prierezu hriadeľa (červená kružnica).



Obr.4.6 Oslabený prierez spojovacieho hriadeľa

Deformačná podmienka:

$$\varphi = \frac{M_k \cdot l}{G \cdot J_p} \leq \varphi_D \quad (4.16)$$

φ - uhol skrútenia [rad],

l – dĺžka hriadeľa [m].

Dovolené skrútenie hriadeľa:

$$\varphi_D^{\circ} = \frac{\pi}{180} \cdot \varphi_D^{\circ} \quad (4.17)$$

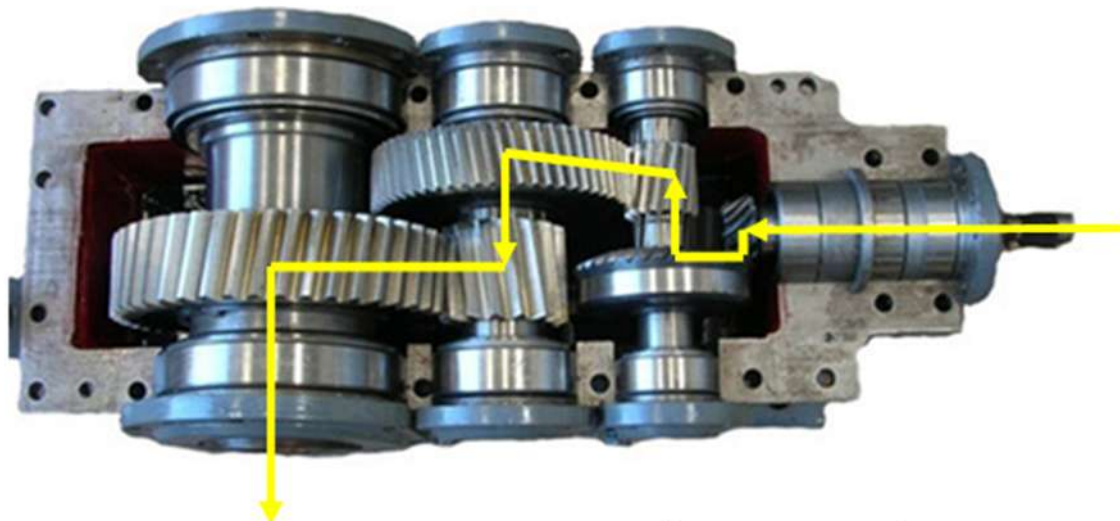
φ_D° - dovolené skrútenie [°] – zvyčajne pre spojovacie hriadele $\varphi_D^{\circ} = 0,25^{\circ}/m$.

Dynamicky zaťažené spojovacie hriadele sú namáhané miznúcim krutom. Kontrola spojovacieho hriadeľa na únavu sa uskutoční v kritických miestach predovšetkým v miestach prechodov priemerov, žliabkov pre pero alebo žliabkovania hriadeľov.

Bezpečnosť voči medzi únavy spojovacieho hriadeľa sa porovnáva z dovolenou dynamickou bezpečnosťou, ktorej hodnoty sa pohybujú nasledovne:

- pre spojovacie hriadele z materiálov, pre ktoré vieme presne určiť napätosti a ostatné charakteristiky vplývajúce na únavu, by mala byť $k_d = 1,3 \div 1,5$;
- pre spojovacie hriadele z materiálov, pre ktoré vieme menej presne určiť napätosti a ostatné charakteristiky vplývajúce na únavu by mala byť $k_d = 1,5 \div 1,8$;
- pre spojovacie hriadele z materiálov, pre ktoré použijeme málo presný odhad, predovšetkým materiály so zhoršenou rovnomernosťou a veľkých rozmerov $d > 200mm$ by mala byť $k_d = 1,8 \div 2,5$.

Hriadele, označované ako univerzálne, majú široké uplatnenie v rôznych typoch zariadení. Jedná sa o hriadele, ktoré sú namáhané kombináciou krútiaceho momentu a ohybového momentu. Takýmito hriadeľmi sú vstupné, predlokové, výstupné hriadele prevodoviek, rôzne hriadele hnacích (poháňaných) náprav a ďalších mechanizmov a pod.



Obr.4.7 Tok výkonu vo viac-hriadeľovej viacstupňovej prevodovke

Namáhanie univerzálnych hriadeľov je kombinovaným namáhaním od ohybového momentu, axiálnej sily alebo krútiaceho momentu. Takto namáhaná však nie je celá dĺžka hriadeľa, ale len určité úseky, v závislosti od toku energie (toku prenášaného výkonu). Po vykonaní analýzy toku výkonu je možné identifikovať namáhanie jednotlivých úsekov hriadeľa (viď obr. 4.7).

Hriadele prevodovky budú prenášať krútiaci moment len na určitej časti. Krútiaci moment vstupuje do hriadeľa pri jednom prevodovom stupni a vystupuje z hriadeľa pri druhom prevodovom stupni. Krútiaci moment je pri prevádzke v ustálenom stave často relatívne konštantný. Šmykové napätie v dôsledku krútenia bude namáhať hriadeľ len na úseku, kde krútiaci moment vstupuje a vystupuje z hriadeľa.

Ohybové momenty na hriadeli možno určiť pomocou priebehov posúvajúcich síl a priebehu ohybových momentov. Na väčšine hriadeľov sú osadené ozubené kolesá alebo remenice, ktoré vytvárajú sily v dvoch rovinách. Stanovenie priebehov posúvajúcich síl a ohybového momentu je potrebné určovať v dvoch rovinách. Výsledné momenty sa získajú súčtom momentov ako vektorov v rovinách pozdĺž osi hriadeľa. Fázový uhol momentov nie je dôležitý, pretože hriadeľ sa otáča. Stabilný ohybový moment vytvorí na rotujúcom hriadeli úplne obrátený moment, pretože špecifický zaťažujúci prvok ho bude pri každej otáčke hriadeľa striedavo zaťažovať. Normálové napätie v dôsledku ohybových momentov bude najväčšie na vonkajších povrchoch. V situáciách, keď je ložisko umiestnené na konci hriadeľa, nie sú napätia v blízkosti ložiska často kritické, pretože ohybový moment v týchto miestach je malý.

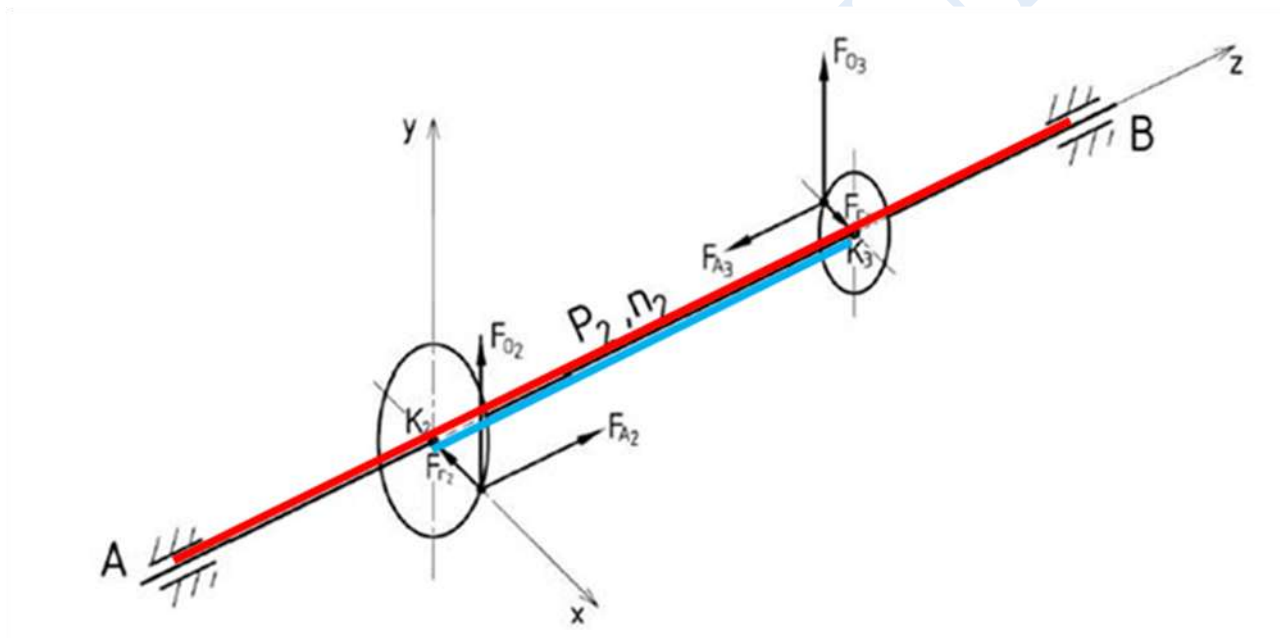
V prípade návrhu týchto hriadeľov je potrebné zamerať sa predovšetkým na kritické miesta. Kritické miesta budú zvyčajne na vonkajšom povrchu hriadeľov, v miestach axiálneho zaťaženia, v miestach kde je ohybový moment veľký a je kombinovaný s krútiacim momentom a kde existujú koncentrácie napätia (žliabky pre pero, prechody, zápichy, závitky a pod.). Kritické miesta pre napäťovú, únavovú a deformačnú

kontrolu hriadeľa nemusia byť totožné. Priamym porovnaním rôznych takýchto miest po dĺžke hriadeľa je možné identifikovať hneď niekoľko kritických miest. Pri návrhu a kontrole hriadeľa v týchto kritických miestach je potrebné zamerať sa na:

- a.) Napät'ovú kontrolu.
- b.) Únavovú kontrolu.
- c.) Deformačnú kontrolu.
- d.) Kontrolu kmitania a kritických otáčok hriadeľa.

a.) Napät'ová kontrola hriadeľa

Napät'ová kontrola univerzálnych hriadeľov slúži predovšetkým na stanovenie rozmerov hriadeľa, resp. na kontrolu rozmerov hriadeľa. Pri tejto kontrole sa vychádza zo schémy zaťaženia hriadeľa. Určia sa úseky hriadeľa, ktoré sú namáhané na ohyb (červený úsek) a úsek namáhaný na krútenie (modrý úsek).



Obr.4.8 Schematické znázornenie predlohového hriadeľa a spôsob jeho namáhania.

Kde:

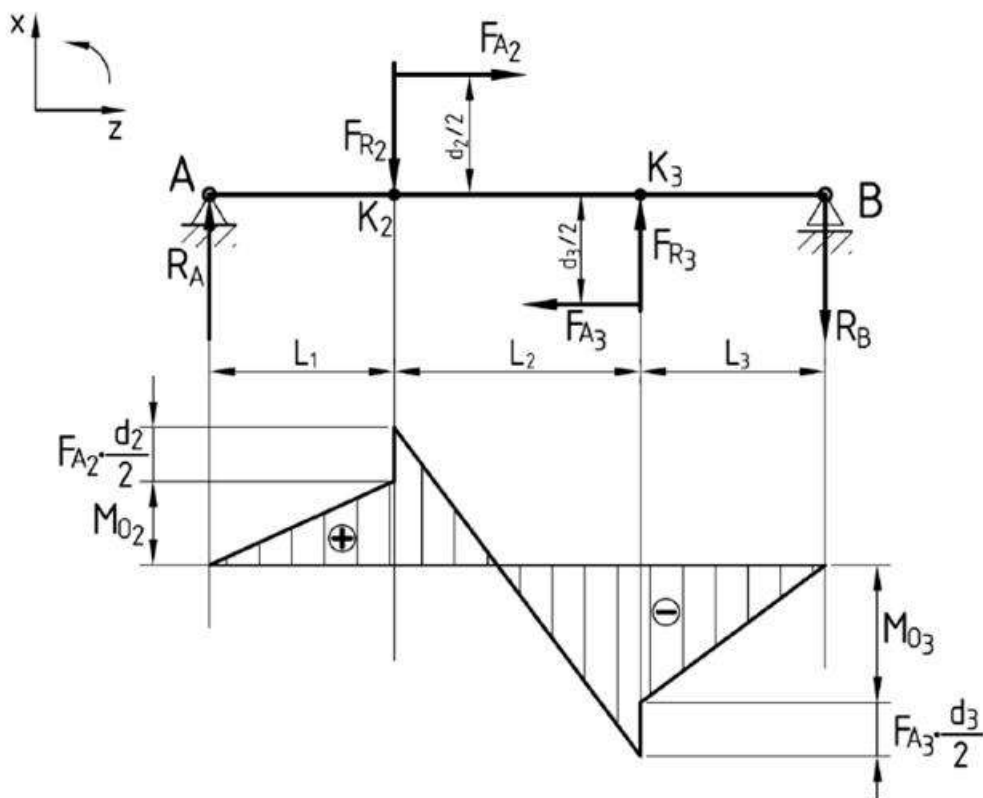
F_o – obvodová (tangenciálna sila)

F_r – radiálna sila

F_A – axiálna sila

Pre napät'ovú kontrolu hriadeľa je potrebné priestorové zaťaženie hriadeľa riešiť superpozíciou v rovinách a hľadať riešenie v dvoch rovinách. Pri definovaní súradnicového systému, kde os z bude osou hriadeľa, dostaneme dve na seba kolmé roviny $z - x$, $z - y$.

Výpočtový model v rovine z-x



Obr.4.9 Zaťaženie a namáhanie hriadeľa v rovine z - x

Axiálne sily pôsobiace na polomeroch kolies vytvárajú stále ohybové momenty, ktoré môžeme zadefinovať:

$$M_{02}^* = F_{A2} \frac{d_2}{2} \quad M_{03}^* = F_{A3} \frac{d_3}{2} \quad (4.18)$$

Kde:

d_2 a d_3 – priemery ozubených kolies.

Výpočet reakcií v mieste A a B:

$$R_{Bzx} = \frac{-F_{R2} \cdot L_1 - M_{02}^* + F_{R3} \cdot (L_1 + L_2) - M_{03}^*}{(L_1 + L_2 + L_3)} \quad (4.19)$$

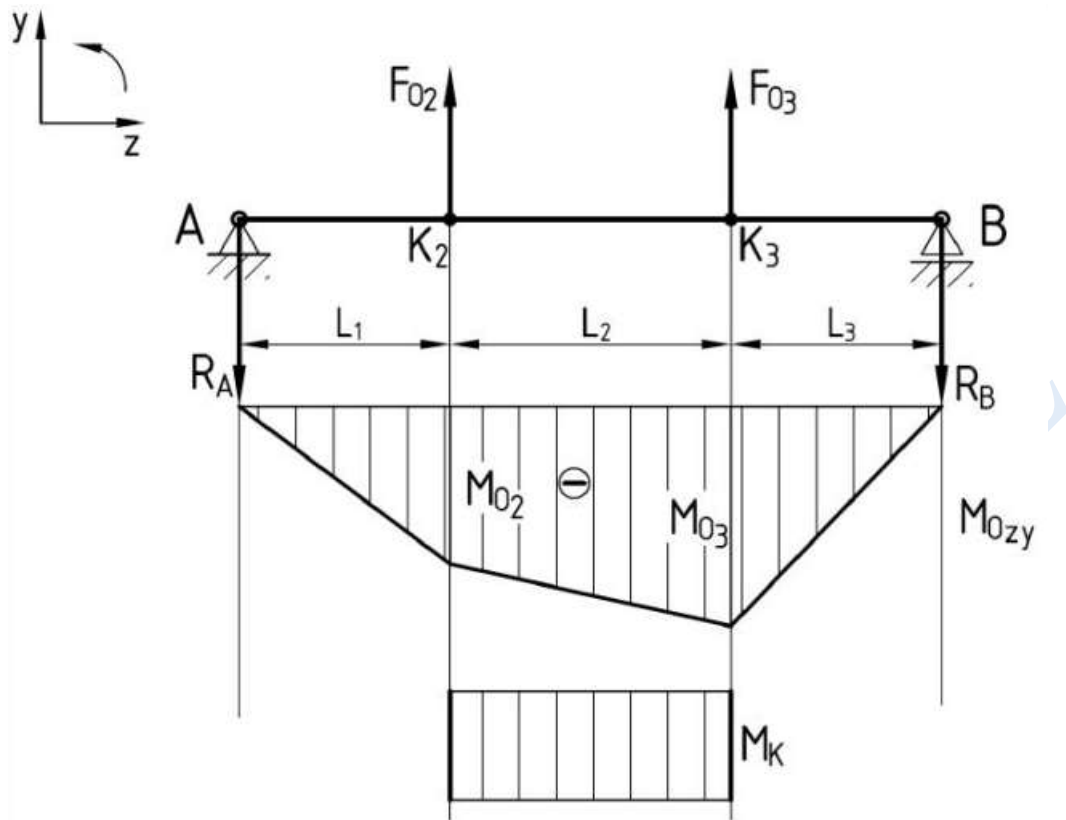
$$R_{Azx} = F_{R2} - F_{R3} + R_{Bzx} \quad (4.20)$$

Priebeh momentu ohybového určíme zo známych podmienok použitím metódy rezu.

Miesta s maximálnou hodnotou momentu ohybového sú miesta K_2 a K_3 a ohybový moment v týchto miestach sa určí nasledovne:

$$\begin{aligned} M_{02zx} &= R_{Azx} \cdot L_1 + M_{02}^* \\ M_{03zx} &= -R_{Bzx} \cdot L_3 - M_{03}^* \end{aligned} \quad (4.21)$$

Výpočtový model v rovine z-y



Obr.4.10 Zaťaženie a namáhanie hriadeľa v rovine z - y

Výpočet reakcií v mieste A a B:

$$R_{Bzy} = \frac{F_{02} \cdot L_1 + F_{03} \cdot (L_1 + L_2)}{(L_1 + L_2 + L_3)} \quad (4.22)$$

$$R_{Azy} = F_{02} + F_{03} - R_{Bzy}$$

Priebeh momentu ohybového určíme zo známych podmienok použitím metódy rezu.

Miesta s maximálnou hodnotou momentu ohybového sú miesta K₂ a K₃ a ohybový moment v týchto miestach sa určí nasledovne:

$$\begin{aligned} M_{02zy} &= -R_{Azy} \cdot L_1 \\ M_{03zy} &= -R_{Bzy} \cdot L_3 \end{aligned} \quad (4.23)$$

Výsledný ohybový moment v bodoch K₂ a K₃ stanovíme nasledovne:

$$M_{02} = \sqrt{M_{02zx}^2 + M_{02zy}^2} \quad (4.24)$$

$$M_{03} = \sqrt{M_{03zx}^2 + M_{03zy}^2} \quad (4.25)$$

Medzi bodmi K_2 a K_3 sa nachádza úsek hriadeľa namáhaný aj krútiacim momentom. Ako vidíme z priebehu na obr.4.10, hodnota krútiaceho momentu je konštantná.

Jednotlivé úseky hriadeľa nie sú namáhané rovnakým zaťažením. Pre časti hriadeľa namáhané len ohybom platí:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (4.26)$$

Predovšetkým pri vstupných alebo výstupných hriadeľoch existujú úseky hriadeľa namáhané len krútiacim momentom. V týchto úsekoch sa napätie určí:

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} \quad (4.27)$$

Porovnaním prierezových charakteristík plného hriadeľa dostaneme vzťah:

$$W_k = 2 \cdot W_o \quad (4.28)$$

V úsekoch hriadeľa, kde je kombinácia namáhania ohyb – krut sa výsledné napätie pri kombinovanom namáhaní hriadeľa podľa teórie HMH určí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{\frac{M_o^2}{W_o^2} + 3 \cdot \frac{M_k^2}{W_k^2}} = \frac{1}{W_o} \cdot \sqrt{M_o^2 + 0,75 \cdot M_k^2} \quad (4.29)$$

Úpravou dostaneme redukovaný zaťažujúci moment:

$$M_{red} = \sqrt{M_o^2 + 0,75 \cdot M_k^2} \quad (4.30)$$

Výsledné napätie na všeobecnom mieste na hriadeľi:

$$\sigma_{red} = \frac{M_{red}}{W_o} \leq \sigma_D \quad (4.31)$$

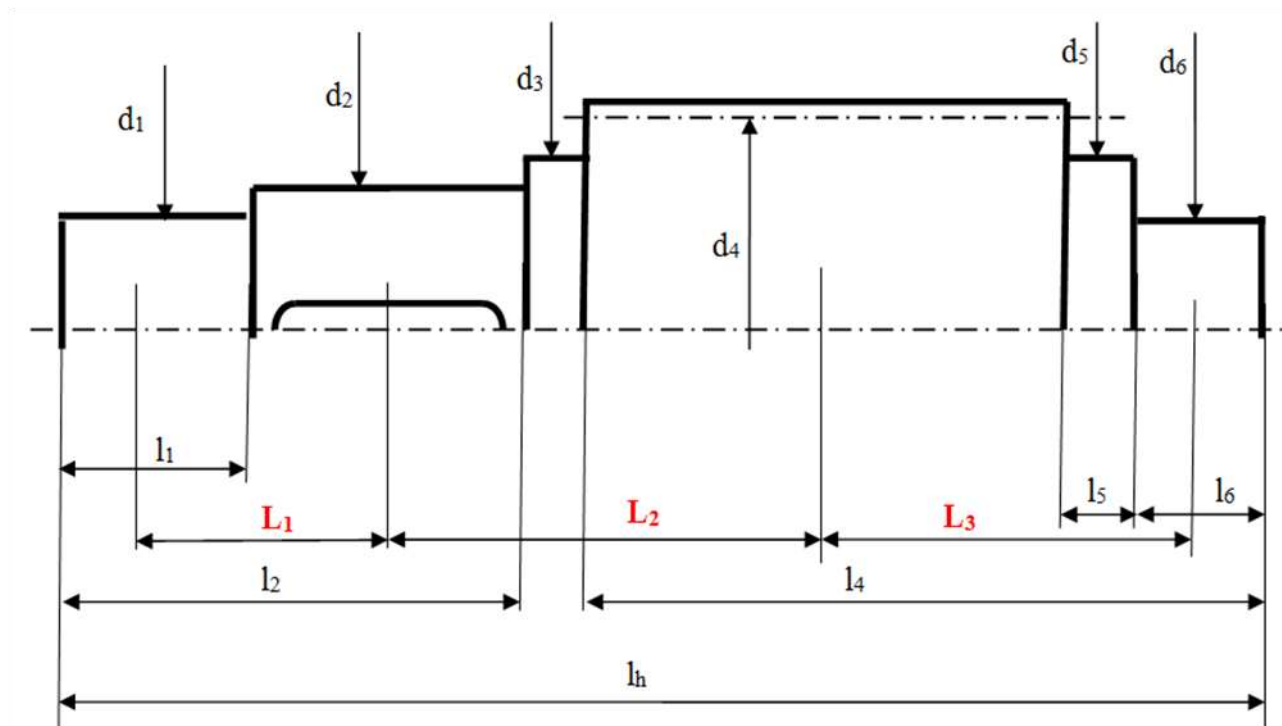
Výsledný moment v miestach ozubených kolies K_2 a K_3 :

$$M_{2red} = \sqrt{M_{o2}^2 + 0,75 \cdot M_{k2}^2}, \quad M_{3red} = \sqrt{M_{o3}^2 + 0,75 \cdot M_{k3}^2} \quad (4.32)$$

Pre výpočet priemeru hriadeľa v mieste K_2 a K_3 :

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{2red}}{\pi \cdot \sigma_D}}, \quad d_3 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{3red}}{\pi \cdot \sigma_D}} \quad (4.33)$$

Po stanovení priemerov hriadeľa v miestach jeho zaťaženia je možné navrhnuť výsledný tvar hriadeľa (obr.4.11).



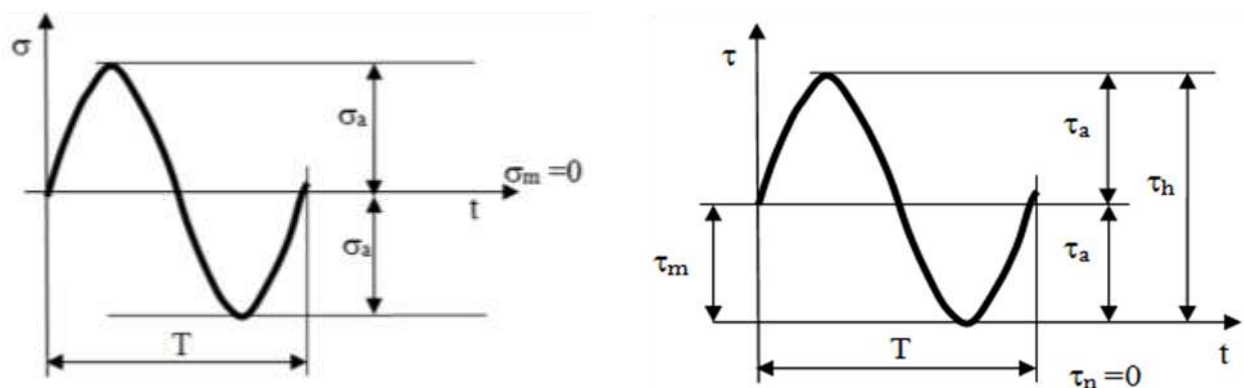
Obr.4.11 Navrhnutý výsledný tvar hriadeľa

Pri návrhu výsledného tvaru a rozmerov hriadeľa sa odporúča nasledovné:

1. Z napäťových podmienok vypočítať priemer hriadeľa v kritických miestach (napr. K2 a K3).
2. Od kritických miest postupovať k miestam reakcií, t. j. k miestam, kde budú ložiská.
3. Zmenšovanie rozmerov hriadeľa na ostatných úsekoch je potrebné realizovať pozvoľne v zmysle výsledného priebehu ohybového napätia.
4. Miesta, kde budú umiestnené ložiská, musia mať hodnoty priemerov zhodné s normalizovanými hodnotami priemerov vnútorných krúžkov ložísk.

b.) Únavová kontrola hriadeľa

V prípade, ak vonkajšie zaťaženie spôsobujúce namáhanie hriadeľa na ohyb je statické (konštantné), tak vplyvom otáčania hriadeľa vznikne v hriadeli premenlivé namáhanie. Rotujúci hriadeľ bude namáhaný striedavým ohybom. Časti univerzálneho hriadeľa, ktoré sú namáhané ohybom a krutom, je potrebné z hľadiska únavy kontrolovať ako úseky so striedavým ohybom a miznúcim krútením, kde $\sigma_o = \sigma_a$, $\sigma_m = 0$ a zároveň $\tau_k = \tau_a = \tau_m$. Striedavý symetrický priebeh ohybového napätia a priebeh miznúceho šmykového napätia je na obr.4.12.



Obr.4.12 Priebeh napätí v hriadeľi

Horné a dolné napätie:

$$\sigma_h = \sigma_m + \sigma_a, \quad \sigma_n = \sigma_m - \sigma_a \quad (4.34)$$

Stredné napätie:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_h + \sigma_n}{2} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (4.35)$$

Amplitúda napätia:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_h - \sigma_n}{2} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (4.36)$$

Súčiniteľ asymetrie cyklu:

$$r = \frac{\sigma_n}{\sigma_h} \quad (4.37)$$

Medzným stavom namáhania hriadeľa je stav, pri ktorom stredná hodnota napätia bude konštantná alebo nulová a bude rásť len amplitúda napätia. Na hodnotu stredného napätia má vplyv nevyváženosť hriadeľa a na amplitúdové napätie má vplyv vonkajšie zaťaženie hriadeľa.

V prípade namáhania hriadeľov je bežným prípadom, že pri rastúcom amplitúdovom napätí rastie aj stredné napätie tak, že sa nemení ich pomer σ_a / σ_m . Pre stanovenie miery bezpečnosti použijeme známy postup aj s použitím Smithových diagramov (Príloha č.9). Po zohľadnení uvedených faktorov bude medza únavy pre reálnu súčiastku:

Pre striedavý ohyb:

$$\sigma_c^* = \frac{\sigma_c \cdot \nu_\sigma \cdot \varepsilon_p}{\beta_\sigma} \quad (4.38)$$

Pre striedavý krut:

$$\tau_c^* = \frac{\tau_c \cdot \nu_\tau \cdot \varepsilon_p}{\beta_\tau} \quad (4.39)$$

Miera bezpečnosti pre ohyb a krut:

$$k_o = \frac{\sigma_c}{\sigma_a}, \quad k_k = \frac{\tau_c}{\tau_a} \quad (4.40)$$

Výsledná miera bezpečnosti pre kombináciu ohyb - krut:

$$k = \frac{k_o \cdot k_k}{\sqrt{(k_o^2 + k_k^2)}} \quad (4.41)$$

Odporúčané minimálne hodnoty celkovej bezpečnosti:

$k = 1,3 - 1,5$ - pri veľmi presne stanovenej napätosti, špecifických podmienkach výroby a presne dodržaných podmienkach použitia,

$k = 1,5 - 1,8$ - pri menej presne stanovenej napätosti, menej presne dodržaných podmienkach výroby a použitia,

$k = 1,8 - 2,5$ - hrubá presnosť stanovenej napätosti, podmienok výroby a pre hriadele priemerov väčších ako 200mm.

c.) Deformačná kontrola hriadeľa

V rámci deformačnej kontroly hriadeľa je potrebné sa zamerať na kontrolu priehybu hriadeľa, kontrolu naklopenia hriadeľa a kontrolu skrútenia hriadeľa. Deformačná kontrola hriadeľa čo i len v jednom mieste a jednou metódou si vyžaduje úplné informácie o tvare a rozmeroch pre celý hriadeľ. Z tohto dôvodu je žiaduce navrhnuť rozmery na kritických miestach tak, aby vyhovovali napäťovým podmienkam a pred vykonaním analýzy deformácie doplniť primerané rozmery pre všetky ostatné tvary hriadeľa. Deformácia hriadeľa - priehyb aj naklopenie, by sa mala skontrolovať v mieste ozubených kolies a ložísk. Povolené priehyby budú závisieť od mnohých faktorov a na porovnanie deformácie hriadeľa a stanovenie jej vhodnosti by sa mali použiť hodnoty konkrétnych ložísk a ozubených kolies alebo by sa mali použiť katalógy ložísk a ozubených kolies. Ako hrubé odporúčanie sú typické rozsahy pre maximálne naklopenia a priečne priehyby osi hriadeľa uvedené nižšie.

Dovolené hodnoty naklopenia ložísk:

Jednoradové guľkové	- 6' 0,0017rad
Dvojradowé guľkové naklápacie	- 3° 0,052rad
Jednoradové valčekové	- 6' 0,0017rad
Kuželíkové	- 2' 0,0006rad

Dovolené hodnoty priehybu hriadeľa pod ozubeným kolesom

Ozubené koleso s čelnými zubami	– 0,01.m (mm)
Ozubené koleso kuželové alebo závitovkové	– 0,005.m (mm)
Všeobecný priehyb hriadeľa	– $(2 \cdot 10^{-4} \text{ až } 3 \cdot 10^{-4}) \cdot L$ (mm)

Kde:

m – modul ozubenia (mm),

L – dĺžka hriadeľa (mm).

Kontrola priehybu a naklopenia hriadeľa

Ako už bolo uvedené, riešenie a návrh hriadeľa je vzhľadom na pôsobiace zaťaženie priestorovou úlohou. V prípade priestorovej úlohy je aj priehybová čiara hriadeľa priestorová. Výsledný priehyb a výsledné uhly naklopenia je možné stanoviť vektorovým súčtom z čiastkových riešených rovin kolmých na seba nasledovne:

Výsledný priehyb:

$$y_i = \sqrt{y_{izy}^2 + y_{izx}^2} \quad (4.42)$$

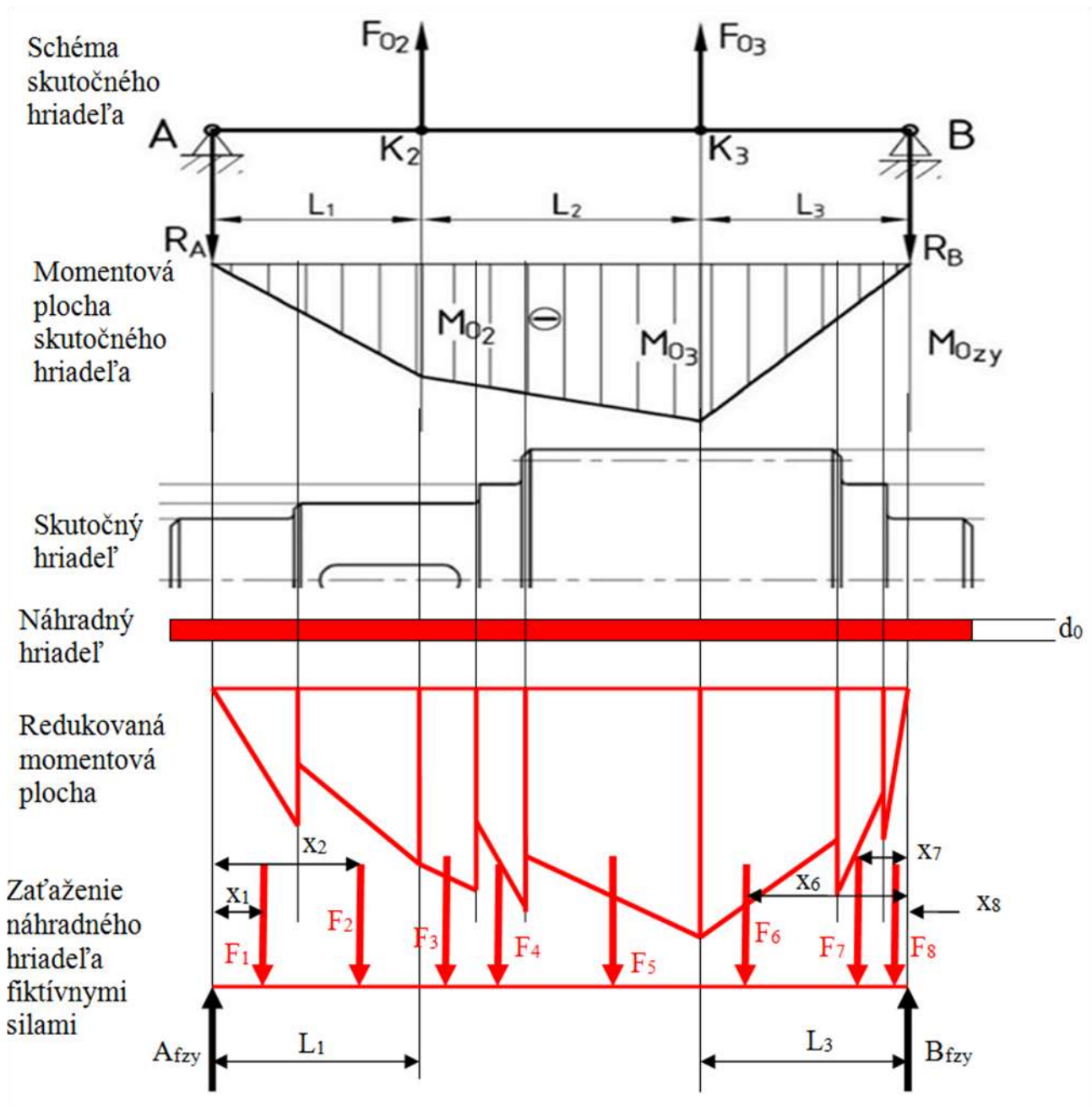
Výsledné naklopenie:

$$\alpha_i = \sqrt{\alpha_{izy}^2 + \alpha_{izx}^2} \quad (4.43)$$

Numerické riešenie priehybovej čiary v dvoch rovinách je pomerne náročné a preto sa v praxi zaužívala graficko – analytická Maxwell – Mohrova metóda. Princíp tejto metódy spočíva v princípe nahradenia skutočného tvaru hriadeľa pozostávajúceho z rôznych priemerov pomocou náhradnej tyče s jedným priemerom. Táto náhrada sa uskutoční za predpokladu zachovania deformácie, pričom priehyb náhradnej tyče je totožný s priehybom skutočného hriadeľa. Ak má byť splnená táto podmienka, musí dôjsť k redukcii momentovej plochy skutočného hriadeľa, ktorá túto deformáciu spôsobuje a jej nahradeniu redukovanou náhradnou momentovou plochou namáhajúcou náhradnú tyč konštantného priemeru.

Postup s podporou grafického riešenia (obr.4.13) môžeme zhrnúť do nasledovných krokov:

1. Stanovenie kvadratických momentov na všetkých priemeroch skutočného hriadeľa.
2. Stanovenie kvadratického momentu náhradného hriadeľa – náhradnej tyče.
3. Stanovenie hodnôt redukovaného momentu ohybového.
4. Vykreslenie priebehu redukovaného momentu ohybového na náhradnej tyči.
5. Stanovenie fiktívnych síl vyvolávajúcich priebeh redukovaného momentu ohybového.
6. Určenie pôsobiska fiktívnych síl.
7. Stanovenie fiktívnych reakcií na náhradnej tyči.
8. Určenie fiktívneho momentu ohybového, metódou rezu v kritickom mieste.
9. Stanovenie priehybu z priehybovej rovnice.
10. Stanovenie uhla naklopenia v mieste reakcií.



Obr.4.13 Grafické riešenie priehybu hriadeľa

1. Stanovenie kvadratických momentov na všetkých priemeroch skutočného hriadeľa.

Kvadratický moment skutočného rozmeru úseku hriadeľa:

$$I_i = \frac{\pi}{64} d_i^4 \quad (4.44)$$

2. Stanovenie kvadratického momentu náhradného hriadeľa – náhradnej tyče.

Kvadratický moment náhradného (fiktívneho) rozmeru hriadeľa:

$$I_0 = \frac{\pi}{64} d_0^4 \quad (4.45)$$

Z pomeru kvadratických momentov:

$$\frac{I_0}{I_i} = \left(\frac{d_0}{d_i}\right)^4 \quad (4.46)$$

3. Stanovenie hodnôt redukovaného momentu ohybového.

Redukovaný moment náhradného hriadeľa:

$$M_{ozy}' = M_{ozy} \cdot \frac{I_0}{I_i} \quad (4.47)$$

5. Stanovenie fiktívnych síl vyvolávajúcich priebeh redukovaného momentu ohybového.

Fiktívna sila nahradzujúca redukovanú momentovú plochu stále pôsobí v ťažisku náhradnej plochy a určí sa nasledovne:

Ak je plocha trojuholník:

$$F_i = \frac{1}{2} M_{ozy}' \cdot \frac{I_0}{I_i} \cdot l_i \quad (4.48)$$

Ak je plocha lichobežník:

$$F_i = \frac{1}{2} (M_{ozyL}' - M_{ozyP}') \cdot \frac{I_0}{I_i} \cdot l_i \quad (4.49)$$

Kde:

l_i – dĺžka úseku náhradnej redukovanej momentovej plochy.

6. Určenie pôsobiska fiktívnych síl.

Pôsobisko fiktívnej sily je v ťažisku plochy, z ktorej bola stanovená a určí sa rozmerovou analýzou.

7. Stanovenie fiktívnych reakcií na náhradnej tyči.

Pri určení fiktívnych reakcií vychádzame z momentovej podmienky rovnováhy k bodu A a k bodu B.

$$\sum M_{fiA} = 0, \quad \sum M_{fiB} = 0 \quad (4.50)$$

Z podmienok rovnováhy

$$\begin{aligned} A_{fzy} + B_{fzy} &= \sum F_i \\ B_{fzy} &= \frac{F_1 \cdot x_1 + F_2 \cdot x_2 + F_3 \cdot x_3 + \dots + F_n \cdot x_n}{L} \\ A_{fzy} &= \frac{F_1 \cdot (L - x_1) + F_2 \cdot (L - x_2) + \dots + F_n \cdot (L - x_n)}{L} \end{aligned} \quad (4.51)$$

8. Určenie fiktívneho momentu ohybového metódou rezu v kritickom mieste.

$$M_{fzy} = \sum F_i \cdot z_i \quad (4.52)$$

Fiktívny moment v kritickom mieste K_2, K_3 :

$$\begin{aligned} M_{f3zy} &= B_{fzy} \cdot L_3 - F_8 \cdot (L_3 - x_8) - F_7 \cdot (L_3 - x_7) - F_6 \cdot (L_3 - x_6) \\ M_{f2zy} &= A_{fzy} \cdot L_1 - F_1 \cdot x_1 - F_2 \cdot x_2 \end{aligned} \quad (4.53)$$

9. Stanovenie priebyhu z priebybovej rovnice.

$$y_{izy} = \frac{M_{fzy}}{E \cdot I_0} \quad (4.54)$$

Priebyh v kritickom mieste K_2, K_3 :

$$y_{2zy} = \frac{M_{f2zy}}{E \cdot I_0}, \quad y_{3zy} = \frac{M_{f3zy}}{E \cdot I_0} \quad (4.55)$$

10. Stanovenie uhla naklopenia v mieste reakcií.

Uhol naklopenia sa stanoví v mieste reakcií, t. j. v mieste uloženia hriadeľa v ložiskách.

Výsledná hodnota fiktívnej reakcie sa určí:

$$\begin{aligned} A_f &= \sqrt{A_{fzy}^2 + A_{fzx}^2} \\ B_f &= \sqrt{B_{fzy}^2 + B_{fzx}^2} \end{aligned} \quad (4.56)$$

Výsledné uhly naklopenia:

$$\begin{aligned} \alpha_A &= \frac{A_f}{E \cdot I_0} \\ \alpha_B &= \frac{B_f}{E \cdot I_0} \end{aligned} \quad (4.57)$$

Kontrola skrútenia hriadeľa

Skrútenie hriadeľa má zmysel kontrolovať len na časti hriadeľa, ktorá je skutočne skrúcaná. To znamená, že kontrolujeme len úsek hriadeľa medzi vstupom a výstupom krútiaceho momentu z hriadeľa.

Deformačná podmienka skrútenia:

$$\varphi = \frac{M_k \cdot l}{G \cdot J_p} \leq \varphi_D \quad (4.58)$$

φ - uhol skrútenia [rad],

l – dĺžka hriadeľa [m].

Dovolené skrútenie hriadeľa:

$$\varphi_D^{\circ} = \frac{\pi}{180} \cdot \varphi_D \quad (4.59)$$

φ_D° - dovolené skrútenie [°] – zvyčajne $\varphi_D^{\circ} = 0,25^{\circ}/m$,

φ_D° - $0,25 \cdot 10^{-2}$ rad/m – rázové zaťaženie,

φ_D° - $0,5 \cdot 10^{-2}$ rad/m – premenlivé zaťaženie,

φ_D° - $(1 - 2) \cdot 10^{-2}$ rad/m – statické zaťaženie.

d.) Kontrola kmitania a kritických otáčok hriadeľa

Ako bolo uvedené v predchádzajúcej časti, reálne sa hriadele vyznačujú určitou tuhosťou a v spojení s hmotnými kotúčmi umiestnenými na hriadeľi (ozubené kolesá, remenice, príruby atď.) sú schopné kmitať.

Podľa spôsobu kmitania je možné pri hriadeľoch sledovať kmitanie:

1. *Ohybové.*

2. *Krúživé.*

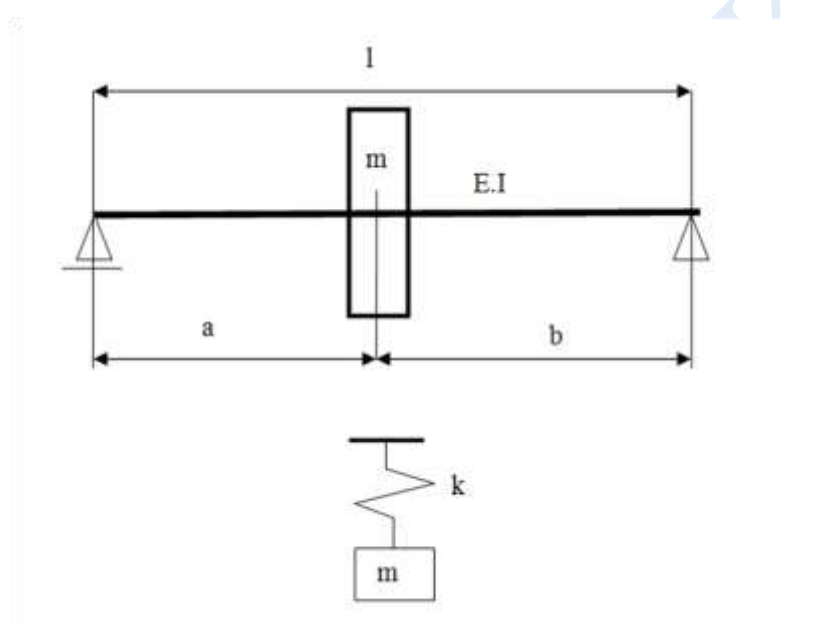
3. *Torzné.*

Vplyvom jednorazového impulzu sa hriadeľ rozkmitá vlastnou frekvenciou, ktorú označujeme Ω . Ak však na hriadeľ pôsobia periodické budiace impulzy, ktorých frekvencia je ω , tak tieto impulzy nazývame budiacou frekvenciou. Ak sa hodnota budiacej frekvencie rovná hodnote vlastnej frekvencie

$\omega = \Omega$, nastane stav, ktorému hovoríme rezonancia. Stav rezonancie je veľmi nebezpečným stavom, lebo spôsobuje rezonančné zosilnenie budenia, ktoré sa prejaví nadmerným zaťažením a mnohokrát vedie toto nadmerné zaťaženie k poruche hriadeľa. Z tohto dôvodu sa odporúča, aby hriadele pracovali v oblasti vzdialenej od rezonancie minimálne o 20%, v prípade piestových strojov až o 40%. Potom ak pomer budiacej frekvencie k vlastnej frekvencii zadefinujeme súčiniteľom naladenia η , tak musí platiť pre každý zo spôsobov kmitania $1,2 < \eta < 0,8$.

Ohybové kmitanie

Pri ohybovom kmitaní hriadeľ kmitá v rovine priehybovej čiary. Pre výpočet vlastnej kruhovej frekvencie nehmotného hriadeľa s kotúčom o hmotnosti m je možné urobiť náhradnú kmitajúcu sústavu a to tak, že tuhosť hriadeľa nám bude predstavovať tuhosť pružiny k , na ktorej je zavesená hmota s hmotnosťou kotúča m (obr.4.14).



Obr.4.14 Ohybové kmitanie hriadeľa

Tuhosť náhradnej pružiny môžeme vyjadriť:

$$k = \frac{3 \cdot E \cdot I \cdot l}{a^2 \cdot b^2} \quad (4.60)$$

Potom pri zanedbaní tlmenia môžeme napísať pohybovú rovnicu v tvare:

$$m \cdot \ddot{y} + k \cdot y = 0 \quad (4.61)$$

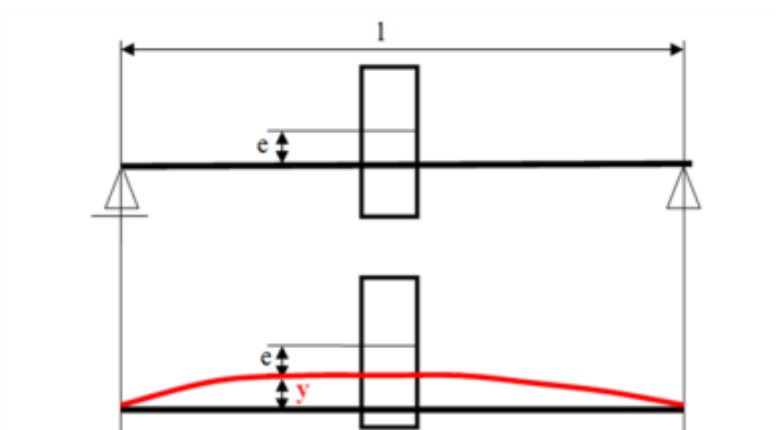
Riešením pohybovej rovnice dostaneme vzťah pre vlastnú frekvenciu hriadeľa:

$$\Omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (4.62)$$

Z vlastnej frekvencie je možné vyjadriť frekvenčný parameter $\lambda = \Omega^2$. Hodnoty frekvenčného parametra je možné vyhľadať v odporúčanej literatúre a sú závislé od spôsobu uloženia hriadeľa a od tvaru priehybovej čiary – teda od tvaru kmitu.

Krúživé kmitanie

Pri krúživom kmitaní dochádza k deformácii hriadeľa vplyvom odstredivej sily spôsobenej nevyváženosťou hriadeľa (obr.4.15).



Obr.4.15 Krúživé kmitanie hriadeľa

Priehyb hriadeľa môžeme vyjadriť:

$$y = \frac{m \cdot e \cdot \omega^2}{k - m \cdot \omega^2} \quad (4.63)$$

Z priehybovej rovnice dostaneme vzťah pre vlastnú frekvenciu hriadeľa:

$$\omega_{kr} = \Omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (4.64)$$

Ak si vyjadríme závislosť pomerov y/e od ω/ω_{kr} , tak môžeme napísať vzťah pre približnú hodnotu kritických otáčok hriadeľa, resp. kritickú frekvenciu hriadeľa nasledovne:

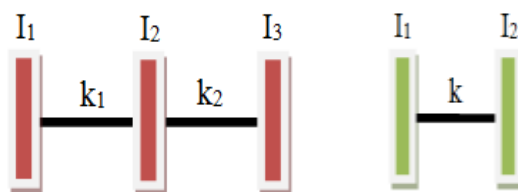
$$\omega_{kr} = \frac{15,8}{\sqrt{y_{stat}}} \quad (4.65)$$

$$n_{kr} = \frac{946}{\sqrt{y_{stat}}} \quad (4.66)$$

Kde: y_{stat} – statický priehyb v mieste kotúča (mm).

Torzne kmitanie

Každý rotujúci systém hmotných kotúčov, ktoré sú medzi sebou spojené, je možné považovať za torzne kmitajúci systém. Budiaci impulz, ktorý je do takéhoto systému vnášaný, je závislý od budiacej frekvencie, ktorá môže mať charakter harmonickej zložky. Každý n - hmotový torzný systém je možné za určitých predpokladov redukovať na trojhmotovú, resp. dvojhmotovú torzne kmitajúcu sústavu (obr.4.16).



Obr.4.16 Torzná náhradná sústava hriadeľa

Potom vlastnú frekvenciu pre dvojhmotovú sústavu bez tlmenia môžeme vyjadriť:

$$\Omega = \sqrt{\frac{k}{I_{red}}} \quad (4.67)$$

Kde:

k – torzná tuhosť

I_{red} – redukovaný hmotný moment zotrvačnosti sústavy

$$I_{red} = \frac{I_1 \cdot I_2}{I_1 + I_2} \quad (4.68)$$

Prídavný dynamický moment vznikajúci vplyvom torzného kmitania môžeme vyjadriť:

$$M_d = \frac{M_i \cdot I_2}{I_1 + I_2} \cdot \frac{1}{\left[1 - \left(\frac{i \cdot \omega}{\Omega}\right)^2\right]} \quad (4.69)$$

kde:

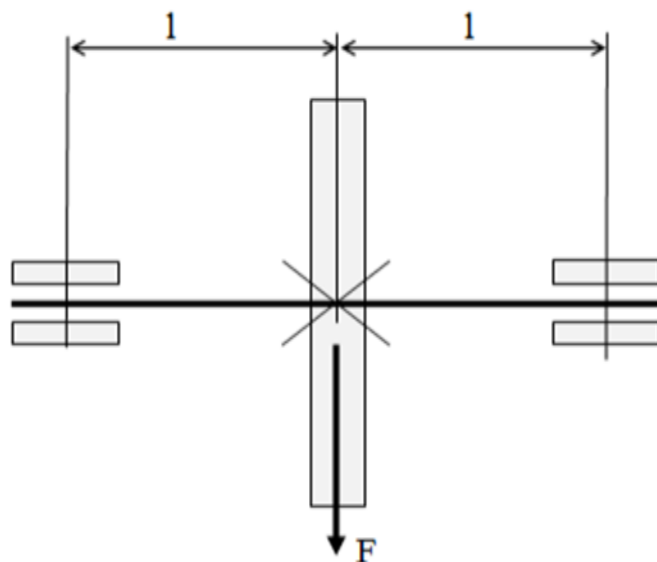
M_i – momentová amplitúda harmonickej zložky i -tého rádu.

Rezonancia nastane, ak $i \cdot \omega = \Omega$ a potom maximálny moment hriadeľa bude daný súčtom statickej zložky a dynamickej zložky takto:

$$M_{max} = M + M_d \quad (4.70)$$

Vzorový príklad 4-12

Navrhnete a skontrolujte os (hriadeľ), na ktorej je umiestnená vodiaca kladka (obr.). Vodiaca kladka bude na hriadeľ nalisovaná s uložením H7/r6. Hriadeľ bude vyrobený z materiálu E335 (11600). Os bude zaťažená silou $F = 2500\text{N}$. Rozmer osi $l = 200\text{mm}$.

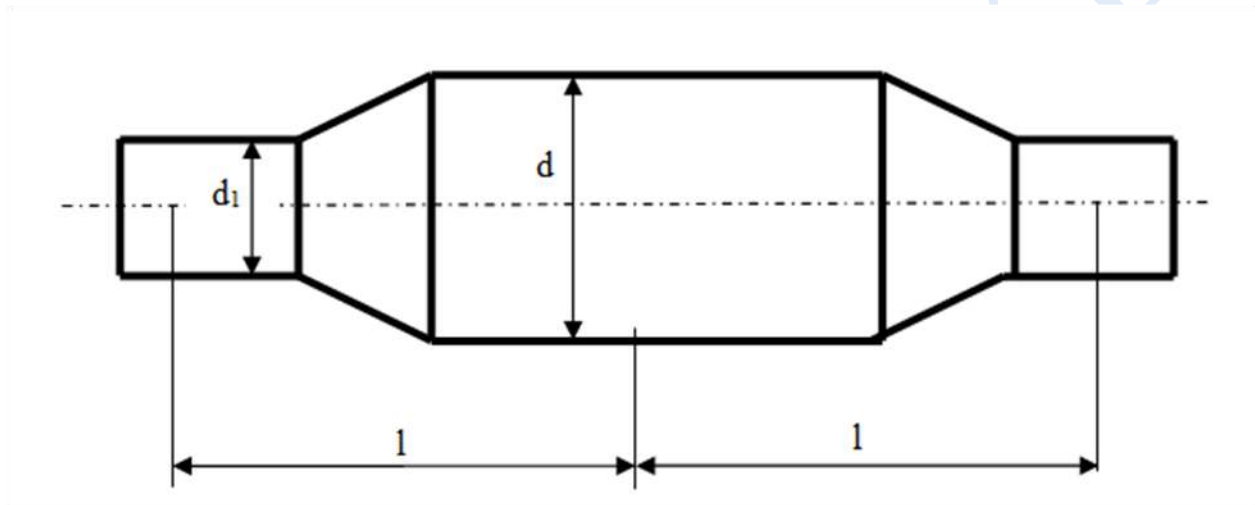


Riešenie:

Os je zaťažená symetricky v strede. Maximálny moment ohybový bude teda v strede a bude mať hodnotu $M_{omax} = F \cdot l = 500\text{Nm}$. Vzhľadom k tomu, že pomer R_e/R_m je blízko hodnoty 0,6, za dovolenú hodnotu dosadíme $\sigma_D = 100\text{MPa}$. Predbežným návrhom stanovíme priemer hriadeľa.

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{omax}}{\sigma_D}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 500 \cdot 10^3}{100}} = 36,8\text{mm} \quad (4.12.A)$$

Hriadeľ rotuje, preto bude potrebné vykonať kontrolu voči medzi únavy. Z tohto dôvodu volíme v mieste nalisovania vodiacej kladky priemer hriadeľa $d = 50\text{mm}$. Tento priemer sa bude pozvoľne zmenšovať až k miestam, kde budú umiestnené ložiská. V mieste umiestnenia ložísk bude priemer hriadeľa $d_1 = 40\text{mm}$ (obr.).



Kontrola bezpečnosti navrhnutého hriadeľa v mieste nalisovania vodiacej kladky. Bezpečnosť bude zohľadňovať súčiniteľ vrubu a bude kontrolovaná voči medzi klzu a medzi únavy.

Z Prílohy č.9 volíme pre $d = 50\text{H7/r6}$ v mieste nalisovania pre materiál s $R_m = 600\text{MPa}$, $\beta_\sigma = 3,36$. Ďalej vypočítame $\epsilon_p = 1$ (brúsený povrch) a súčiniteľ veľkosti $\nu_\sigma = 0,8$. Medza únavy v ohybe pre materiál E335 je $\sigma_{co} = 200\text{MPa}$ (Príloha č.1).

Po dosadení dostávame bezpečnosť voči medzi klzu:

$$k = \frac{R_e}{\beta_\sigma \cdot \sigma_o} = \frac{R_e}{\beta_\sigma \cdot \frac{M_o}{W_o}} = \frac{335}{3,36 \cdot \frac{500 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 50^3}} = \frac{335}{134,4} = 2,49 \quad (4.12.B)$$

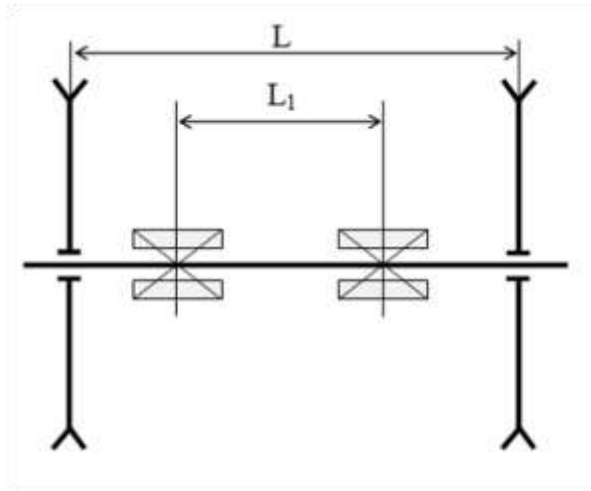
Bezpečnosť voči medzi únavy:

$$k_c = \frac{\sigma_c \cdot \nu_\sigma \cdot \epsilon_p}{\beta_\sigma \cdot \sigma_o} = \frac{200 \cdot 1 \cdot 0,8}{3,36 \cdot \frac{500 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 50^3}} = \frac{160}{134,4} = 1,19 \quad (4.12.C)$$

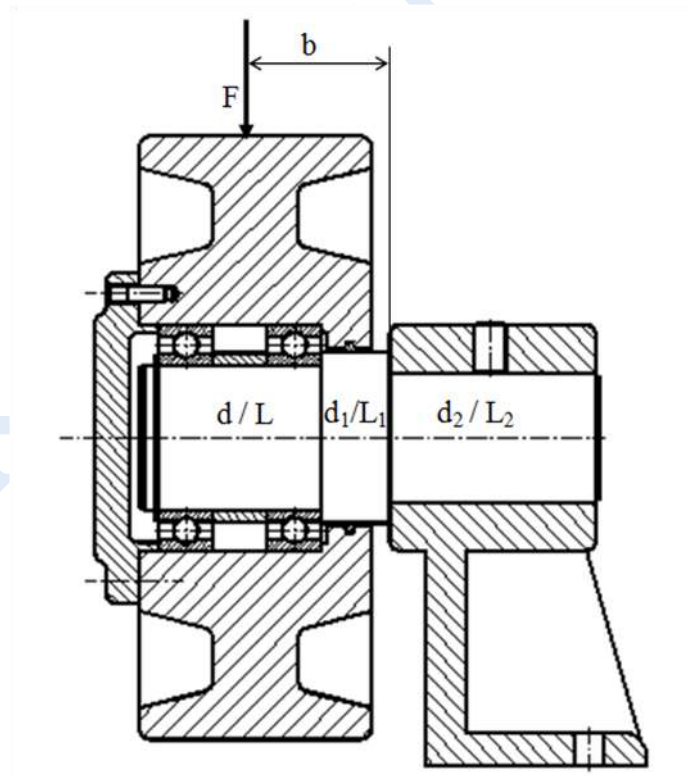
V porovnaní s odporúčanou minimálnou bezpečnosťou ($k = 1,4 \div 1,6$) je navrhnutý priemer hriadeľa $d = 50\text{mm}$ vhodný. V porovnaní s minimálnou odporúčanou bezpečnosťou ($k = 1,3 \div 1,5$) voči medzi únavy je priemer hriadeľa nevhodný. Pri úprave priemeru hriadeľa na $d = 52\text{mm}$ by bezpečnosť v mieste nalisovania vyhovovala aj voči medzi únavy.

Príklad 4-13

Navrhnete rozmery pre os lanovej kladky (obr.). Os bude pevná a na jej voľných koncoch sa nachádzajú otočne uložené kolesá. Kolesa sú zaťažované silou $F = 10\text{kN}$. Vzdialenosť medzi kolesami je $L = 300\text{mm}$. Vzdialenosť medzi uchytením hriadeľa je $L_1 = 150\text{mm}$. Os kolesa je z materiálu S355.

**Príklad 4-14**

Vodiace koleso je uložené na osi (obr.). Koleso je zaťažované silou $F = 2000\text{N}$. Skontrolujte bezpečnosť osi. Rozmery sú nasledovné $L = 50\text{mm}$, $L_1 = 15\text{mm}$, $L_2 = 45\text{mm}$, $b = 30\text{mm}$, $d = 25\text{mm}$, $d_1 = 30\text{mm}$, $d_2 = 22\text{mm}$. Materiál osi S275 a požadovaná bezpečnosť $k = 1,5$.

**Príklad 4-15**

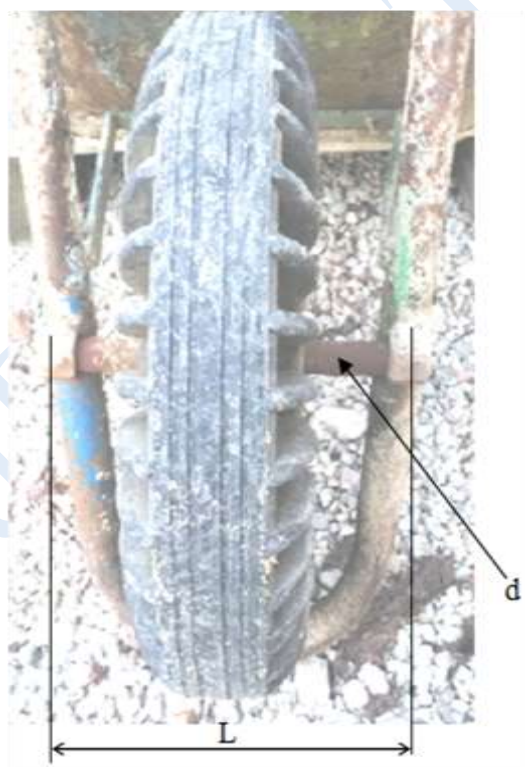
Náboj kolesa bicykla je tvorený osou o priemere $d = 12\text{mm}$. Vzdialenosť upnutia náboja vo vidle je $L = 110\text{mm}$. Zaťaženie F sa prenáša z kolesa na výplet, ktorý je k náboju pripevnený a vzdialenosť $L_1 =$

80mm. Os kola je z materiálu S355. Určte, akou maximálnou silou F je možné zaťažiť os kola, aby nedošlo k trvalej deformácii osi, ak požadovaná bezpečnosť $k = 2$.



Príklad 4-16

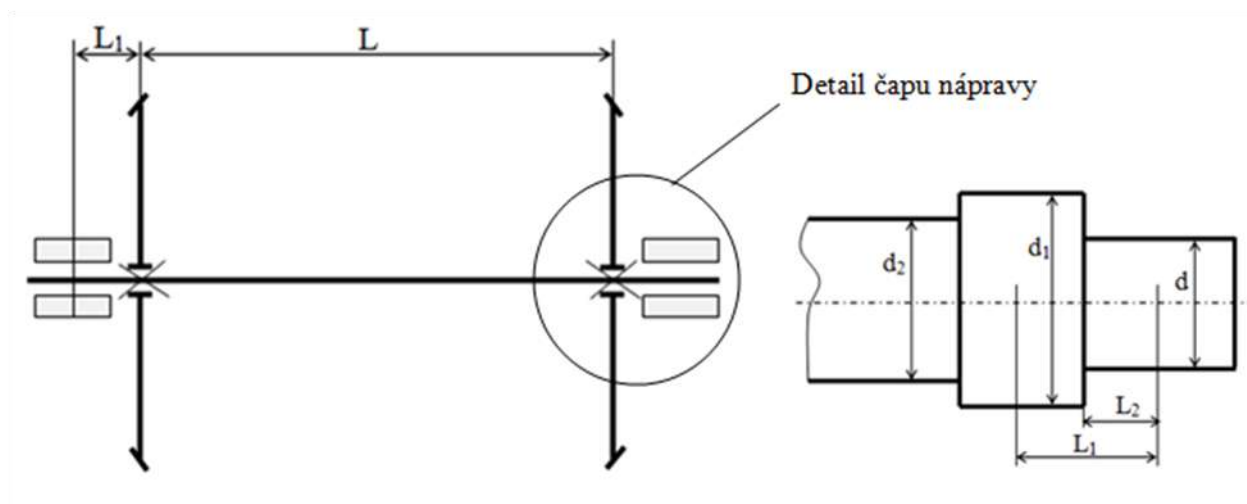
Koleso stavebného fúrika je pevne spojené s osou. Priemer osi je $d = 20\text{mm}$ a dĺžka osi $L = 200\text{mm}$. Materiál osi je E295. Určte akou maximálnou silou je možné zaťažiť koleso, aby nedošlo k trvalej deformácii osi.



Príklad 4-17

Náprava koľajového vozidla (obr.) bude zaťažená silou $F = 25\text{ton}$. Náprava je vyrobená z materiálu C45. Skontrolujte statickú bezpečnosť voči medzi klzu v troch miestach (prechod na d_1 , nalisované koleso na d_1 , prechod d_1 na d_2) na obr. detail čapu. Požadovaná minimálna statická bezpečnosť $k_s = 3$. Skontrolujte dynamickú bezpečnosť voči medzi únavy v troch uvedených miestach. Ohybové napätie bude mať striedavý

charakter. Dovoľená hodnota dynamickej bezpečnosti sa má pohybovať v rozmedzí $k_d = 2 \div 2,5$. Pre určenie dynamickej bezpečnosti použite súčinitele podľa Prílohy č.1a Prílohy č.7.



Definované rozmery:

$$L = 1435\text{mm}$$

$$L_1 = 175\text{mm}$$

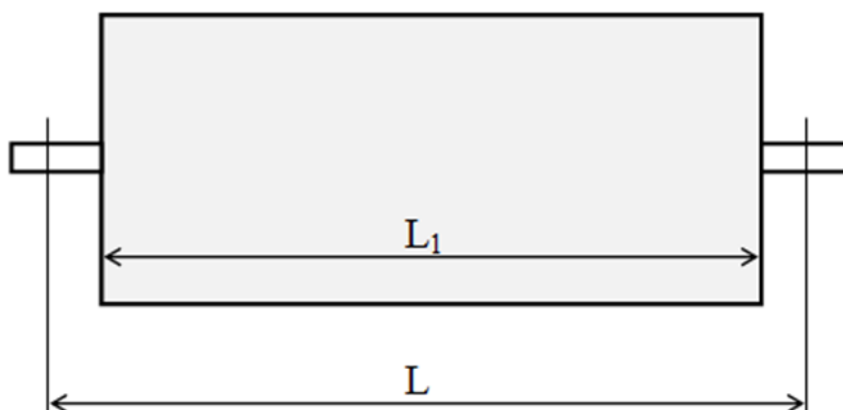
$$d = 100\text{mm}$$

$$d_1 = 120\text{mm}$$

$$d_2 = 110\text{mm}$$

Príklad 4-18

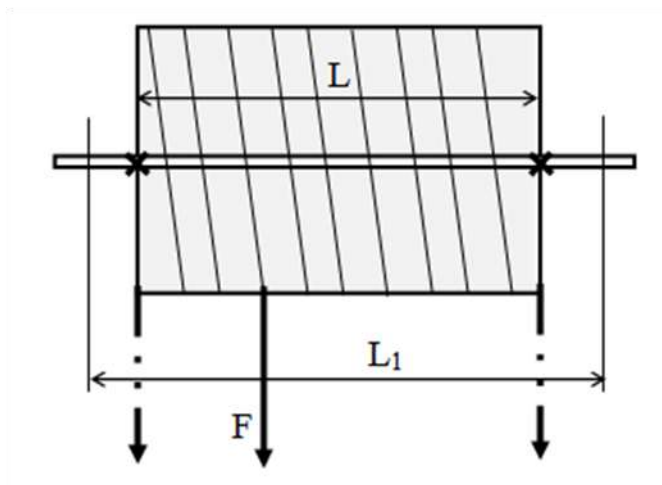
Napínací bubon pásového dopravníka (obr.) je zaťažený silou $F = 50\text{kN}$ pôsobiace v strede vzdialenosti L_1 . Navrhnite vonkajší a vnútorný priemer napínacieho bubna a priemer ložiskových čapov, ak vzdialenosť medzi ložiskami $L_1 = 500\text{mm}$ a šírka upnutia bubna $L = 600\text{mm}$. Bubon bude vyrobený z materiálu S275. Pri návrhu uvažujte s bezpečnosťou voči medzi klzu $k = 1,5$.



Príklad 4-19

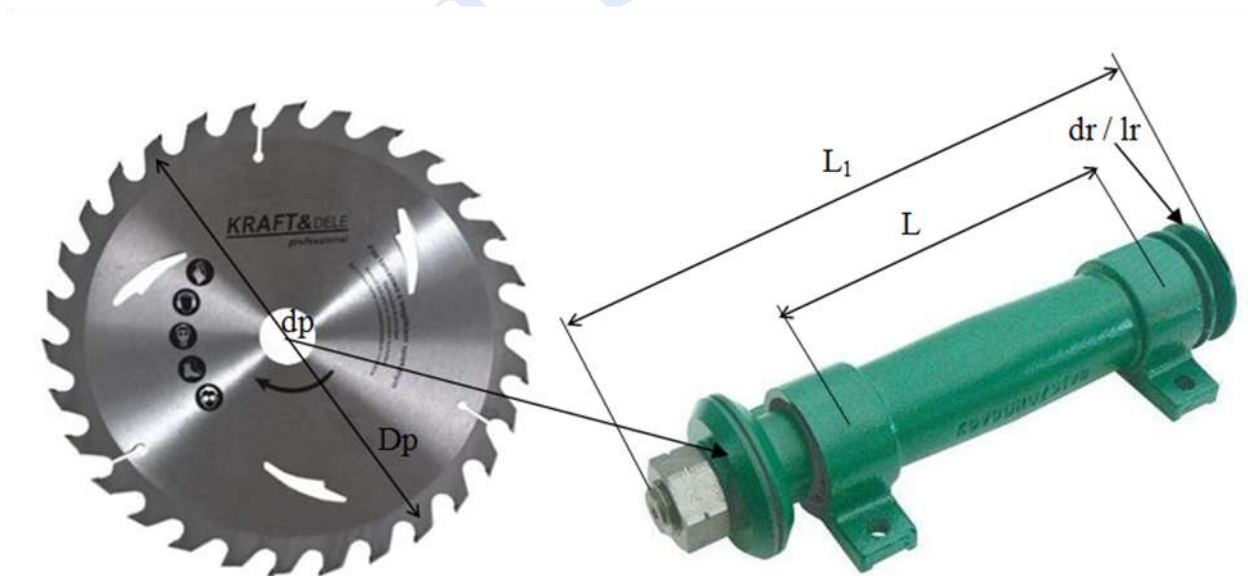
Navijak je uložený na hriadeľ. Hriadeľ navijaku prenáša krútiaci moment $M_k = 12500\text{Nm}$ a zároveň je zaťažený silou v lane $F = 50\text{kN}$. Lano sa pri navíjaní ukladá po šírke navijaku $L = 250\text{mm}$ (obr. schéma

navijaku). Vzďialenosť medzi ložiskami, v ktorých je navijak uložený, je $L_1 = 320\text{mm}$. Navrhňte priemer hriadeľa, na ktorom bude bubon navijaku. Materiál hriadeľa S355, požaduje sa bezpečnosť $k = 1,5$ voči medzi klzu.



Príklad 4-20

Navrhňte hriadeľ na pohon kotúčovej píly (obr.). Hriadeľom sa bude prenášať výkon $4,5\text{kW}$ pri otáčkach 2500min^{-1} . Na jednej strane má byť umiestnená remenica s priemerom $d_r = 150\text{mm}$ a šírkou náboja $l_r = 120\text{mm}$. Na druhej strane je umiestnená kotúčová píla s priemerom $D_p = 600\text{mm}$. Pripojovací priemer píly $d_p = 30\text{mm}$. Kotúčová píla je k hriadeľu pripevnená trením pomocou prítlačných tanierov, ktoré sú utiahnuté maticou M24. Vzďialenosť medzi ložiskami $L = 400\text{mm}$. Celková dĺžka hriadeľa $L_1 = 600\text{mm}$.



Požadované:

- Navrhňte rozmery hriadeľa.
- Skontrolujte dynamickú bezpečnosť v mieste pripevnenia kotúčovej píly. Dovoľená bezpečnosť sa má pohybovať v rozmedzí $k_d = 2 \div 2,5$. Ohybové napätia majú striedavý charakter a napätia od krútenia majú miznuci charakter.

Príklad 4-21

Navrhňte rozmery predlohového hriadeľa, ktorý je zaťažovaný podľa schémy. Materiál hriadeľa C45.

Definované:

Sily:

$$F_{t1} = 175\text{N}, F_{r1} = 70\text{N}, F_{a1} = 20\text{N}$$

$$F_{t2} = 230\text{N}, F_{r2} = 85\text{N}, F_{a2} = 24\text{N},$$

$$\text{Krútiaci moment } M_k = 35\text{Nm}$$

Rozmery:

$$L_1 = 70\text{mm}$$

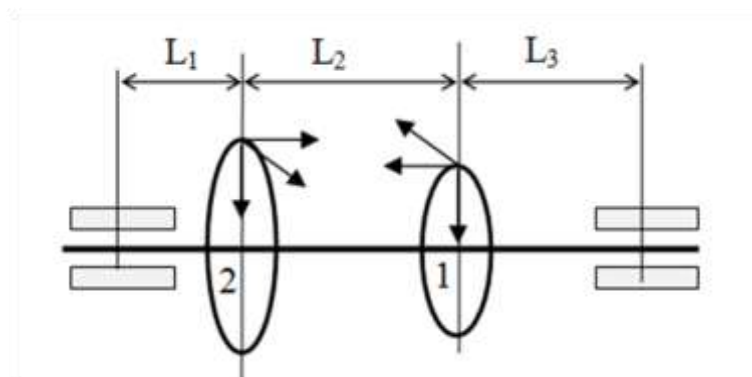
$$L_2 = 50\text{mm}$$

$$L_3 = 80\text{mm}$$

$$R_{es} = 0,57 \cdot R_e$$

Požadované:

- Navrhnuť tvar a rozmery hriadeľa.
- Skontrolovať tuhosť hriadeľa – priehyb, naklopenie, skrútenie.
- Vykonať kontrolu voči únave vo vybraných miestach (prechod medzi priermi a žliabok pre pero).
- Skontrolovať kritické otáčky hriadeľa.

**Príklad 4-22**

Navrhňte rozmery vstupného hriadeľa obr., ktorý je prenáša výkon $P = 4,5\text{kW}$ pri otáčkach $n = 1500\text{min}^{-1}$. Materiál hriadeľa C45.

Definované:

$$\text{Prenášaný výkon } P = 4,5\text{kW}$$

$$\text{Otáčky hriadeľa } n = 1500\text{min}^{-1}$$

$$\text{Priemer pastorka na kolese } d = 50\text{mm}$$

$$\text{Sily na kolese } F_r = 0,4 \cdot F_t, F_a = 0,18 \cdot F_t$$

Rozmery:

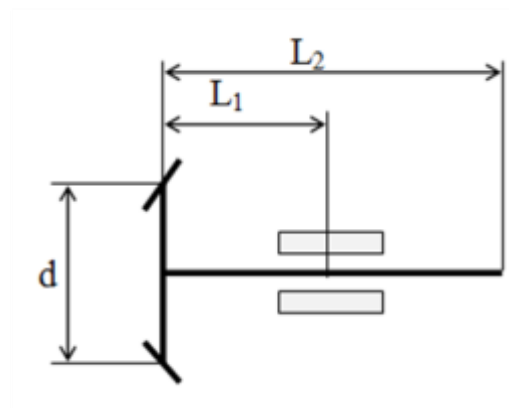
$$L_1 = \text{mm}$$

$$L_2 = \text{mm}$$

$$R_{es} = 0,57 \cdot R_e$$

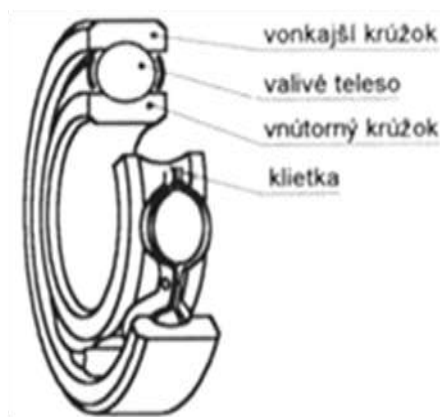
Požadované:

- Navrhnuť tvar a rozmery hriadeľa.
- Skontrolovať tuhosť hriadeľa – priehyb, naklopenie, skrútenie.
- Vykonať kontrolu voči únave vo vybraných miestach (prechod medzi priermi a žliabok pre pero).
- Skontrolovať kritické otáčky hriadeľa.



5. Valivé ložiská

Technický termín *Valivé ložisko* sa používa pre označenie takého ložiska, ktoré na zachytenie zaťaženia využíva valivé telieska, ktoré sa odvaľujú bez sklzu. Trenie je vo valivom ložisku pri jeho rozbehu dvakrát väčšie ako pri ustálenom chode. Z hľadiska navrhovania valivých ložísk ako častí strojov je to proces jednoduchý, lebo väčšina valivých ložísk je vyrobená ako normalizovaná strojná časť. V procese navrhovania je potrebné sa zamerať predovšetkým na priestorové usporiadanie, osadenie, zaťaženie, životnosť, únavové zaťaženie, teplotu, mazanie a montáž.



Obr.5.1 Konštrukcia valivého ložiska [1]

Keď sa valivý element odvaľuje, dochádza ku kontaktnému napätiu na vnútornom krúžku, valivom prvku a na vonkajšom krúžku. Pretože zakrivenie kontaktných prvkov v axiálnom smere je odlišné od zakrivenia v radiálnom smere, sú napätia, ktoré vznikajú v mieste dotyku, definované ako dotykové napätia podľa Hertzových rovníc. Ak je ložisko bez nečistôt a správne namazané, je namontované a utesnené proti vniknutiu prachu a nečistôt, je v tomto stave udržiavané a je prevádzkované pri primeraných teplotách, potom bude jedinou príčinou poruchy únava materiálu. Na únavu materiálu má vplyv cyklovanie pri zaťažení – takýmto kvantitatívnym spôsobom vyjadrenia môže byť stanovenie životnosti ložiska. Bežné životnostné kritériá sú:

- Počet otáčok vnútorného krúžku (vonkajší krúžok nehybný) do prvého hmatateľného prejavu únavy.
- Počet hodín používania pri štandardnej uhlovej rýchlosti do prvého hmatateľného prejavu únavy.

Bežne používaným výrazom je doba životnosti, ktorá sa vzťahuje na ktorékoľvek z vyššie spomenutých kritérií. Je dôležité si uvedomiť, že tak, ako pri každej únave, aj životnosť uvedená vyššie je stochastická premenná a ako taká má distribúciu aj súvisiace štatistické parametre. Meranie životnosti jednotlivého ložiska je definované ako celkový počet otáčok (alebo hodín pri konštantnej rýchlosti) prevádzky ložiska, kým sa nevyvinie kritérium poruchy. Za ideálnych podmienok spočíva únavová porucha v odlúpnutí nosných plôch – tvorbe pitingov. Napríklad norma (ABMA) uvádza, že kritérium poruchy je prvým dôkazom únavy. Kritériom únavy, ktoré používajú laboratória spoločnosti Timken Company, je trhlina alebo jamka na ploche $0,01 \text{ in}^2$. Timken tiež poznamenáva, že doba použiteľnosti ložiska sa môže značne predĺžiť aj po tomto bode [12]. Toto je operatívna definícia únavovej poruchy vo valivých ložiskách.

Životnosť skupiny nominálne identických guľkových alebo valivých ložísk je definovaná ako počet otáčok (alebo hodín pri konštantnej rýchlosti), ktoré 90 percent ložísk dosiahne alebo prekročí skôr, ako sa vytvorí kritérium poruchy. Pojmy minimálna trvanlivosť - trvanlivosť L_{10} a poškodenie B_{10} sa tiež používajú ako synonymá pre hodnotenie trvanlivosti. Trvanlivosť je 10-percentilné prenášanie otáčok do zlyhania ložiskovej skupiny. Stredná trvanlivosť je 50-percentilová životnosť skupiny ložísk. Pojem priemerná trvanlivosť sa používal ako synonymum pre strednú životnosť. Keď sa testuje veľa skupín ložísk, stredná životnosť je medzi 4 až 5-násobkom trvanlivosti L_{10} . Každý výrobca ložísk si vyberie konkrétnu životnosť, pre ktorú sa vykazujú únosnosti jeho ložísk. Najbežnejšie používaná životnosť je 10^6 otáčok. Pri testovaní identických skupín ložísk sa stanoví pre zaťaženie F_1 trvanlivosť skupiny $(L_{10})_1$. Postupne sa určia ďalšie hodnoty trvanlivosti pre rôzne zaťaženia a tieto hodnoty sa logaritmicky transformujú. Spoľahlivosť spojená s týmto bodom a so všetkými ostatnými bodmi je 0,90. Takto získavame funkciu trvanlivosti pri spoľahlivosti 0,90, ktorá je výsledkom mnohých skúšok rôznych druhov ložísk a je možné ju vyjadriť:

$$F^m \cdot L_N = \text{konšt.}$$

L_N – počet cyklov

- $m = 3$ pre guľkový element ložiska
- $m = 10/3$ pre ostatné tvary valivých elementov (valčekové, kuželíkové, atď.)

Katalógové zaťaženie je definované ako radiálne zaťaženie, ktoré spôsobí zlyhanie 10 percent ložísk zo skupiny testovaných ložísk počas doby životnosti. Označíme katalógové zaťaženie ako C_{10} . Katalógové zaťaženie sa často označuje ako Základné dynamické zaťaženie alebo niekedy iba ako Základné zaťaženie, ak je výrobná životnosť výrobcu 10^6 otáčok. Radiálne zaťaženie, ktoré by bolo potrebné pre poruchu pri tak nízkej životnosti, by bolo nereálne vysoké. Z tohto dôvodu by sa základná únosnosť mala považovať za referenčnú hodnotu, a nie za skutočné zaťaženie, ktoré má ložisko dosiahnuť.

Základná podmienka pre ložiská:

$$F^m \cdot L_N = C^m \cdot 10^6 \quad (5.1)$$

Kde: C – základné dynamické zaťaženie

Výsledná trvanlivosť ložiska (počet cyklov):

$$L_N = \left(\frac{C}{F}\right)^m \cdot 10^6 \quad (5.2)$$

Prevádzková trvanlivosť (počet hodín):

$$L_h = \frac{\left(\frac{C}{F}\right)^m \cdot 10^6}{n \cdot 60} \quad (5.3)$$

L_h – prevádzková trvanlivosť v [hodinách],

n – otáčky [ot/min].

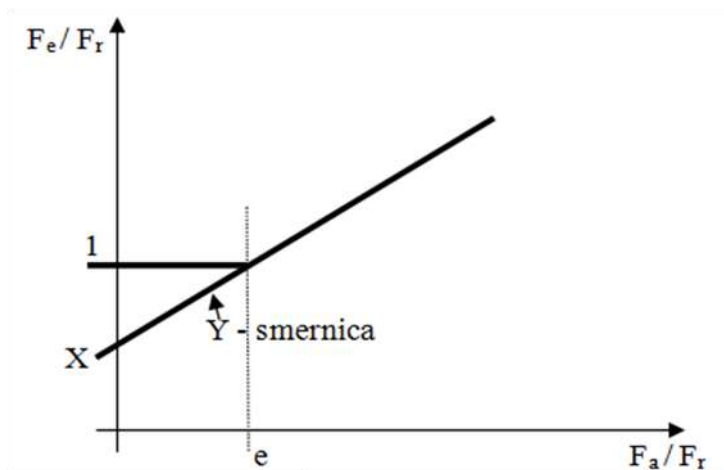
Guľkové ložisko je schopné odolávať radiálnemu zaťaženiu aj axiálnemu zaťaženiu. Tieto zaťaženia je možné aj kombinovať. Ak bude F_a a F_r axiálne a radiálne zaťaženie, potom F_e označíme ako ekvivalentné radiálne zaťaženie. Podľa ISO 281:2007 je ekvivalentné radiálne zaťaženie rovnaké zaťaženie, ktoré spôsobuje poškodenie ako kombinované radiálne a axiálne zaťaženie dohromady. Súčiniteľ spôsobu

zaťaženia ložiska označíme V . Ak tento súčiniteľ bude $V = 1$ tak sa otáča vnútorný krúžok, ak $V = 1,2$ tak sa otáča vonkajší krúžok.

Teraz je možné vytvoriť dve bezrozmerné skupiny:

$$F_e / (V \cdot F_r) \quad \text{a} \quad F_a / (V \cdot F_r)$$

Keď sa tieto dve bezrozmerné skupiny vynesú do grafu (obr.5.2), dáta spadnú do jemnej krivky, ktorá je dobre aproximovaná dvoma priamymi segmentmi. Úsečka e je definovaná priesečníkom týchto dvoch čiar.



Obr.5.2 Graf možnosti kombinovaného zaťaženia ložiska

Ako vidíme z obr.5.2, e je parameter charakterizujúci možnosť zaťaženia ložiska axiálnou silou pri statickom zaťažení, teda bez rotácie.

$$F_e / (V \cdot F_r) = 1 \quad \text{kde} \quad F_a / V \cdot F_r \leq e \quad (5.4)$$

$$F_e / (V \cdot F_r) = X + Y \cdot F_a / (V \cdot F_r) \quad \text{kde} \quad F_a / (V \cdot F_r) > e \quad (5.5)$$

Ako je znázornené, X je priesečník súradnice, a Y je sklon priamky $F_a / (V \cdot F_r) > e$.

Je možné vyjadrovať ekvivalentné dynamické zaťaženie ako jednoduchú rovnicu:

$$F_e = X_i \cdot V \cdot F_r + Y_i \cdot F_a \quad (5.6)$$

Ak platí: $i = 1$, ak $F_a / V \cdot F_r \leq e$ a $i = 2$, ak $F_a / (V \cdot F_r) > e$.

Koeficienty X a Y závisia od geometrie a konštrukcie konkrétneho ložiska. V katalógu ložísk alebo v strojníckych tabuľkách je možné vyhľadať hodnoty X_1 , Y_1 , X_2 a Y_2 ako funkcie e , ktorá je zase funkciou F_a / C_0 , kde C_0 je základná statická únosnosť.

Základné statické zaťaženie je zaťaženie, ktoré spôsobí celkovú trvalú deformáciu v obežnej dráhe a valivom telese v ktoromkoľvek kontaktnom bode ako 0,0001-násobok priemeru valivého prvku. Základná statická únosnosť je v publikáciách výrobcov ložísk zvyčajne uvedená v tabuľkách spolu so základnou dynamickou únosnosťou C_{10} (Príloha č.8, alebo katalóg ložísk resp. Strojnícke tabuľky).

V týchto rovniciach je súčiniteľ V použitý na korekciu podmienok rotácie krúžku. Súčiniteľ $V = 1,2$ pre rotáciu vonkajšieho krúžku je iba konštatovaním, že za týchto podmienok sa znižuje únavová životnosť.

Samonastavovacie ložiská sú výnimkou: majú $V = 1$ na otáčanie ktoréhokoľvek z krúžkov. Pretože ihličkové alebo valčekové ložiská nie sú schopné prenášať žiadne axiálne zaťaženie, resp. len veľmi malé, bude súčiniteľ Y pri nich vždy nulový (Tab.5.1).

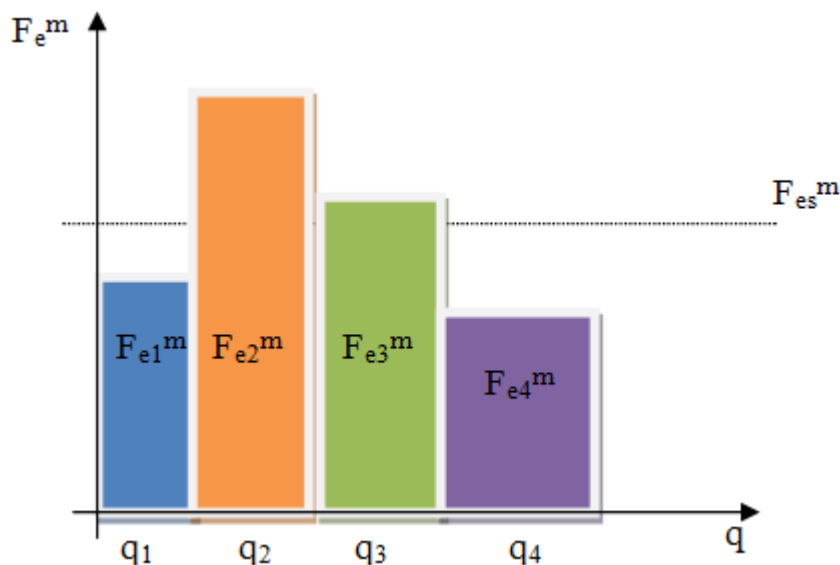
Tab.5.1 Ekvivalentné radiálne zaťaženie v závislosti od súčiniteľov pre guľkové ložiská

F_a/C_0	e	$F_a/C \cdot F_r \leq e$		$F_a/(V \cdot F_r) > e$		X_0	Y_0
		X	Y	X	Y		
0,014	0,19	1	0	0,56	2,30	0,6	0,5
0,021	0,21				2,15		
0,028	0,22				1,99		
0,042	0,24				1,85		
0,056	0,26				1,71		
0,070	0,27				1,63		
0,084	0,28				1,55		
0,110	0,30				1,45		
0,17	0,34				1,31		
0,28	0,38				1,15		
0,42	0,42				1,01		
0,56	0,44				1,00		

Mnohé z prevádzkovaných rotačných systémov sú také, v ktorých prevádzkový stav nie je konštantný. Nastávajú tri základné prevádzkové stavy:

1. Prevádzky pri konštantných otáčkach a premenlivom zaťažení.
2. Prevádzka pri konštantnom zaťažení a premenlivých otáčkach.
3. Prevádzka pri premenlivom zaťažení aj premenlivých otáčkach.

Aby bolo možné určiť životnosť ložiska, je potrebné aproximovať premenlivý charakter zaťaženia na náhradnú hodnotu (strednú), ktorá spôsobí rovnako veľké zaťaženie, ako by spôsobilo premenlivé zaťaženie.



Obr.5.3 Prevádzka ložiska pri premenlivom zaťažení

$q_1 \dots q_k$ – podiel čiastkového pôsobenia zaťaženia $q_1 + q_2 + \dots + q_k = 100\%$,

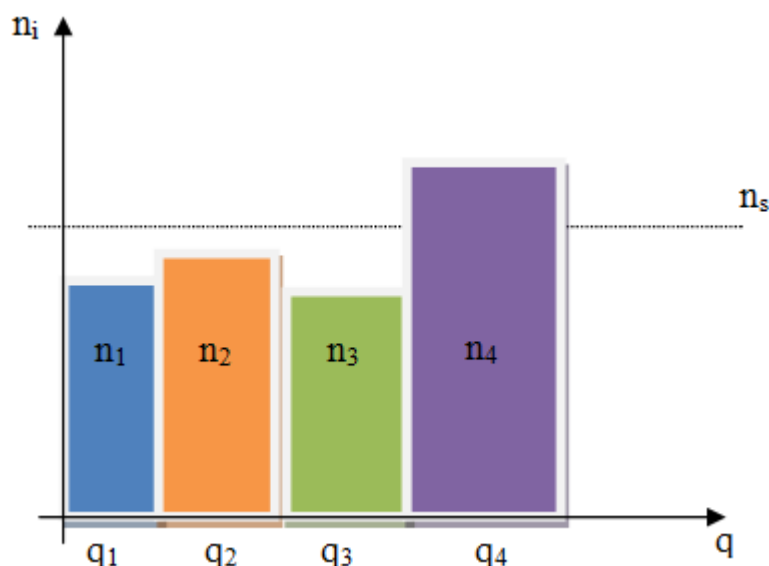
F_{es}^m – stredné nepremenlivé ekvivalentné zaťaženie, ktorým nahrádzame pôsobenie premenlivého ekvivalentného zaťaženia,

m – spôsob zaťaženia ložiska,

k – počet zmien.

$$F_{es} = \sqrt[m]{\sum_{i=1}^k F_{ei}^m \cdot \frac{q_i}{100}} \quad (5.7)$$

Ak sa mení len frekvencia otáčania a zaťaženie je konštantné, platí nasledovné:



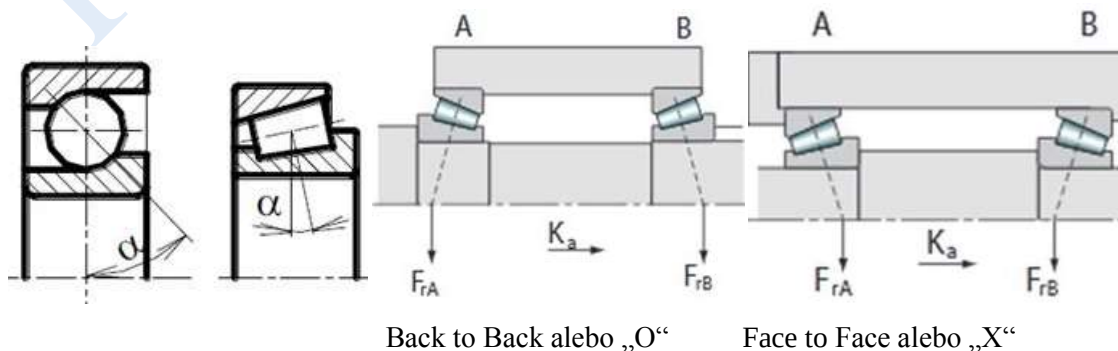
Obr.5.4 Prevádzka ložiska pri premenlivých otáčkach

$$n_s = \sum_{i=1}^k n_i \cdot \frac{q_i}{100} \quad (5.8)$$

V prípade, že sa bude meniť aj zaťaženie aj otáčky platí:

$$F_{es} = \sqrt[m]{\frac{\sum_{i=1}^k F_{ei}^m \cdot n_i \cdot q_i}{\sum_{i=1}^k n_i \cdot q_i}} \quad (5.9)$$

Zachytávanie síl v ložisku sa predpokladá v osi tlakového uhla α ložiska. To znamená, že v prípade guľkových, valčekových, ihličkových a súdkových ložísk je to spravidla v strede ložiska. V prípade guľkových ložísk s kosouhlým stykom a kuželíkových ložísk ako je to podľa obr.5.5. Je dôležité voliť usporiadanie ložísk tak, aby vnútorné axiálne sily ložiska boli eliminované vzájomným usporiadaním ložísk.



Obr.5.5 Usporiadanie ložísk pre elimináciu vnútorných síl

Trecí moment valivého ložiska je závislý od spôsobu mazania ložiska a od zaťaženia. Trecí moment nezaťaženého rotujúceho ložiska môžeme vyjadriť:

$$M_{t0} = 10^{-7} \cdot f_0 \cdot (\vartheta \cdot n)^{2/3} \cdot d_s^3 \quad (5.10)$$

ν – kinematická viskozita maziva pri prevádzkovej teplote,

n – otáčky v ot.min^{-1} ,

d_s – stredný priemer ložiska [mm],

f_0 – súčiniteľ závislý od konštrukcie ložiska a od prietoku oleja.

Trecí moment zaťaženého rotujúceho ložiska môžeme vyjadriť:

$$M_{t1} = f_1 \cdot \left(\frac{F_{e0}}{C_0} \right)^p \cdot f_2 \cdot F_{e0} \cdot d_s \quad (5.11)$$

F_{e0} – ekvivalentné statické zaťaženie [N],

C_0 – statická únosnosť ložiska [N],

p – koeficient typu ložiska,

f_1, f_2 – súčinitele závislé od konštrukcie a prietoku oleja.

Celkový trecí moment ložiska:

$$M_t = M_{t0} + M_{t1} \quad (5.12)$$

Za určitých predpokladov (stredné pracovné otáčky) môžeme rovnicu upraviť nasledovne:

$$M_t = f \cdot F_e \cdot \frac{d}{2} \quad (5.13)$$

F_e – ekvivalentné dynamické zaťaženie [N],

d – priemer vnútorného krúžku [mm],

f – súčiniteľ trenia,

$f=0,0010$ – naklápacie guľkové ložisko,

$f=0,0011$ – valčekové ložisko,

$f=0,0015$ – guľkové ložisko,

$f=0,0018$ – kuželíkové a súdkové ložisko,

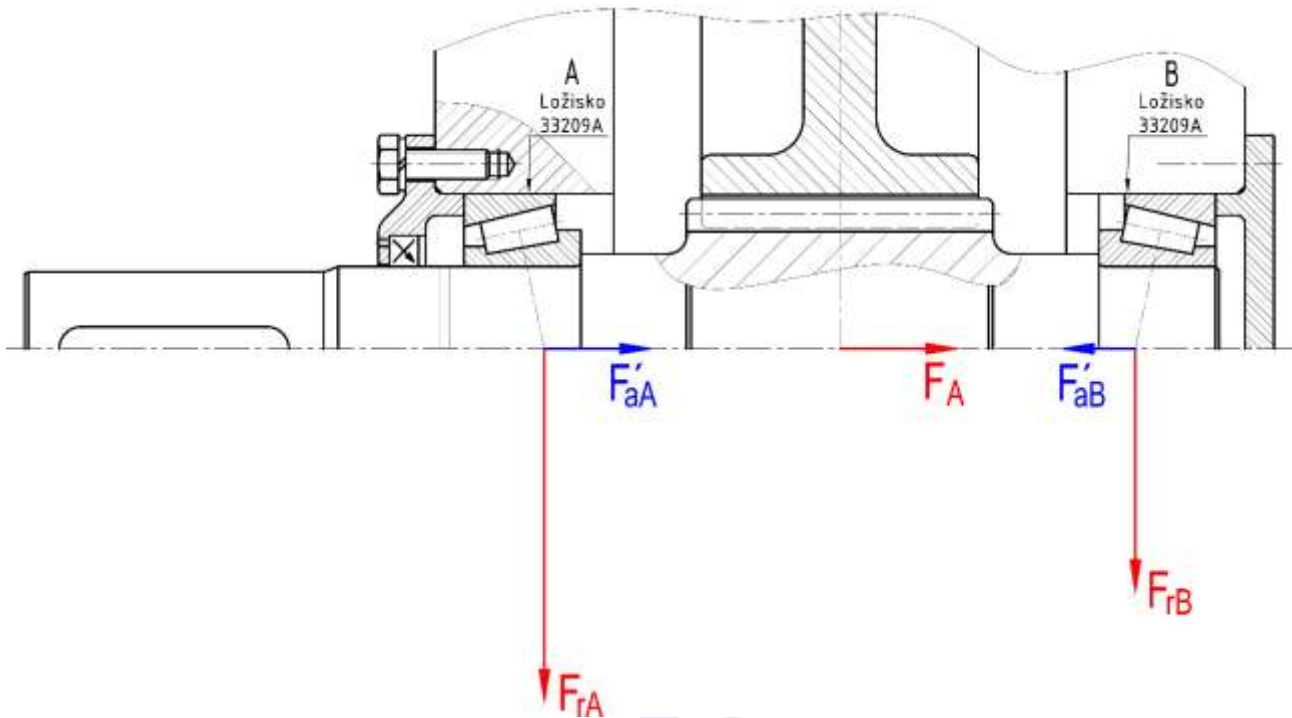
$f=0,0025$ – ihlové ložisko.

Za predpokladu, že $P = M_k \cdot \omega$, dostaneme stratový výkon ložiska:

$$P_z = 5,15 \cdot 10^{-5} \cdot f \cdot F_e \cdot d \cdot n \quad (5.14)$$

Vzorový príklad 5-1

Skontrolujte únosnosť kuželíkových ložísk, v ktorých je uložený vstupný hriadeľ jednostupňovej čelnej prevodovky podľa obrázka. Hriadeľ je vyrobený v jednom kuse spolu s ozubeným pastorkom.



Definované:

Požadovaná základná trvanlivosť ložísk $L_{h10} = 30\,000$ h

Súčiniteľ prídavných dynamických síl vznikajúcich nepresnosťou ozubenia $f_k = 1,1$

Súčiniteľ prídavných dynamických síl vznikajúcich v strojoch pripojených na prevod $f_d = 1,2$

Rovnaké kuželíkové ložiská typ 33209A (katalógové údaje $C_r = 108$ kN; $C_{0r} = 146$ kN; $e = 0,39$; $Y = 1,6$)

Axiálna sila $F_a = 2532$ N; Reakcie v ložiskách $R_A = 7402$ N; $R_B = 5130$ N

Otáčky hriadeľa $n = 523,2$ ot/min

Požadované:

Kontrola únosnosti daných kuželíkových ložísk pre zadefinované parametre.

Riešenie:

Výpočtové radiálne sily v ložiskách F_{rA} ; F_{rB} a výpočtovú axiálnu silu F_A je potrebné zvážiť súčiniteľmi prídavných dynamických síl, ktoré vznikajú nepresnosťou ozubenia a zohľadňujú charakter práce strojov, medzi ktorými je daný ozubený prevod:

$$F_{rA} = f_k \cdot f_d \cdot R_A = 1,1 \cdot 1,2 \cdot 7402 = 9771 \text{ N} \quad (5.1. A)$$

$$F_{rB} = f_k \cdot f_d \cdot R_B = 1,1 \cdot 1,2 \cdot 5130 = 6772 \text{ N} \quad (5.1. B)$$

$$F_A = f_k \cdot f_d \cdot F_a = 1,1 \cdot 1,2 \cdot 2532 = 3342 \text{ N} \quad (5.1. C)$$

Výsledné axiálne zaťaženia ložísk F_{aA} ; F_{aB} :

Keďže ložiská A a B sú rovnaké, tak $Y_A = Y_B$ a preto $\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$. Z konštrukcie kuželíkových ložísk vyplýva, že pôsobením radiálnych síl vznikajú v ložiskách A a B vnútorné axiálne sily F'_{aA} a F'_{aB} :

$$F'_{aA} = \frac{0,5 \cdot F_{rA}}{Y_A} = \frac{0,5 \cdot 9771}{1,6} = 3053 \text{ N} > F'_{aB} = \frac{0,5 \cdot F_{rB}}{Y} = \frac{0,5 \cdot 6772}{1,6} = 2116 \text{ N} \quad (5.1. D)$$

Sily v smere F'_{aA} zachytáva ložisko B, sily v smere F'_{aB} zachytáva ložisko A. Ak $F'_{aA} > F'_{aB}$ a zároveň axiálna sila F_A pôsobí v smere F'_{aA} , potom logicky krúžky ložiska B budú pritláčané k sebe a krúžky ložiska A budú uvoľnené. Potom výsledné axiálne zaťaženia ložísk:

$$F_{aA} = F'_{aA} = 3053 \text{ N} \quad (5.1. E)$$

$$F_{aB} = F_{aA} + F_A = 3053 + 3342 = 6395 \text{ N} \quad (5.1. F)$$

Radiálne ekvivalentné dynamické zaťaženia ložísk P_{rA} ; P_{rB} (zaťaženia, pri ktorých budú mať ložiská rovnakú trvanlivosť, akú dosiahnu v podmienkach skutočného zaťaženia radiálnou aj axiálnou silou):

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = \frac{3053}{9771} = 0,313 < e = 0,39; \text{ potom } P_{rA} = F_{rA} = 9771 \text{ N} \quad (5.1. G)$$

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = \frac{6395}{6772} = 0,944 > e = 0,39; \text{ potom } P_{rB} = 0,4 \cdot F_{rB} + Y \cdot F_{aB} = 12941 \text{ N} \quad (5.1. H)$$

Požadované únosnosti ložísk C_{rA} ; C_{rB} :

$$C_{rA} = P_{rA} \cdot \sqrt[10]{\frac{L_{h10} \cdot n_1}{16667}} = 9771 \cdot \sqrt[10]{\frac{30000 \cdot 523,2}{16667}} = 76,23 \text{ kN} < C_r = 108 \text{ kN} \quad (5.1. I)$$

$$C_{rB} = P_{rB} \cdot \sqrt[10]{\frac{L_{h10} \cdot n_1}{16667}} = 12941 \cdot \sqrt[10]{\frac{30000 \cdot 523,2}{16667}} = 100,96 \text{ kN} < C_r = 108 \text{ kN} \quad (5.1. J)$$

Požadované únosnosti ložísk A aj B sú menšie ako katalógová základná dynamická únosnosť C_r pre ložiská typu 33209A, preto ložiská A aj B vyhovujú pre zadané parametre.

Príklad 5-2

Ložisko typu 6311 zachytáva radiálnu silu $F_R = 5 \text{ kN}$ a axiálnu silu $F_A = 0,2 \text{ kN}$. Vonkajší krúžok ložiska je fixovaný a vnútorný krúžok ložiska sa otáča otáčkami $n = 1000 \text{ ot.min}^{-1}$. Z katalógu ložísk je hodnota základnej dynamickej únosnosti ložiska $C = 71 \text{ kN}$ a statickej únosnosti ložiska $C_0 = 44,7 \text{ kN}$. Vypočítajte nasledovné:

- Životnosť ložiska v hodinách.
- Životnosť ložiska v počte cyklov.
- Životnosť ložiska v hodinách, ak bude vnútorný krúžok fixovaný a vonkajší krúžok bude rotovať.

Príklad 5-3

Stroj pracoval pri konštantných otáčkach 1500 ot.min^{-1} . Zaťaženie ložiska bolo radiálnou silou o veľkosti $F_r = 4 \text{ kN}$. Ložisko bolo typu 6210. Na hnací motor bol nainštalovaný frekvenčný menič a stroj pracuje v premenlivých otáčkach nasledovne:

20% pracovnej z činnosti pri otáčkach – 500 ot.min^{-1}

30% pracovnej z činnosti pri otáčkach - 800 ot.min^{-1}

40% pracovnej z činnosti pri otáčkach - 1000 ot.min^{-1}

10 % pracovnej z činnosti pri otáčkach – 1500 ot.min^{-1}

Požadované:

a) Určte, aká bola pôvodná životnosť ložiska v hodinách.

b) Určte, aká bude nová životnosť ložiska v hodinách.

Príklad 5-4

Pôvodne sa predpokladalo, že zariadenie bude pracovať pri konštantnom zaťažení $F_r = 6 \text{ kN}$ pri otáčkach 1000 ot.min^{-1} . Počas prevádzky sa zistilo, že zaťaženie je premenlivé, čo sa prejavilo nasledovne:

Definované:

20% pracovnej z činnosti pri zaťažení - $0,25F_r$

10% pracovnej z činnosti pri zaťažení - $0,5F_r$

30% pracovnej z činnosti pri zaťažení - $0,75F_r$

40% pracovnej z činnosti pri zaťažení - F_r

Požadované:

a) Určte, aká by bola pôvodná životnosť ložiska v hodinách.

b) Určte novú životnosť v hodinách.

Príklad 5-5

V príklade 4-20 bol navrhnutý hriadeľ. Navrhnite a skontrolujte guľkové ložiská pre hriadeľ zaťažený podľa úlohy 4-20, ak požadovaná životnosť je $L_h = 10000$ hodín. Zariadenie pracuje v 8 - hodinovej prevádzke.

Príklad 5-6

V príklade 4-21 bol navrhnutý hriadeľ. Navrhnite a skontrolujte guľkové ložiská pre hriadeľ zaťažený podľa úlohy 4-21, ak požadovaná životnosť je $L_h = 12000$ hodín.

Príklad 5-7

V príklade 4-22 bol navrhnutý hriadeľ. Navrhnite a skontrolujte kuželíkové ložiská pre hriadeľ zaťažený podľa úlohy 4-22, ak požadovaná životnosť je $L_h = 10000$ hodín.

Príklad 5-8

Ložisko typu 6310 zachytáva radiálnu silu $F_R = 5\text{kN}$ a axiálnu silu $F_A = 0,2\text{kN}$. Vonkajší krúžok ložiska je fixovaný a vnútorný krúžok ložiska sa otáča otáčkami $n = 1000\text{ ot.min}^{-1}$. Porovnajete dvoch výrobcov ložísk. Z katalógu dvoch výrobcov ložísk zvolíte hodnotu základnej dynamickej únosnosti ložiska C , a statickej únosnosti ložiska C_0 .

Vypočítajte nasledovné:

- Životnosť ložiska v hodinách.
- Životnosť ložiska v počte cyklov.
- Porovnajete ložiská.

Príklad 5-9

Porovnajete životnosť troch ložísk, ktoré majú rovnaké pripojovacie rozmery, ak budú zaťažené rovnakým spôsobom radiálnou silou $F_R = 5\text{kN}$ a axiálnou silou $F_A = 0,05\text{kN}$. Gul'kové ložisko typu 6210, valčekové ložisko NU210 a kuželíkové ložisko 30210, ktoré bude zovreté. Vonkajší krúžok ložiska je fixovaný a vnútorný krúžok ložiska sa otáča otáčkami $n = 1000\text{ ot.min}^{-1}$. Z katalógu výrobcu ložísk zvolíte hodnotu základnej dynamickej únosnosti ložísk C a statickej únosnosti ložísk C_0 .

Vypočítajte nasledovné:

- Životnosť ložiska v hodinách.
- Životnosť ložiska v počte cyklov.
- Porovnajete ložiská.

Príklad 5-10

Pre tri ložiská z príkladu 5-9 určte trecí moment v ložiskách a stratový výkon v ložiskách.

Príklad 5-11

Ložisko typu 6208 zachytáva radiálnu silu $F_R = 3\text{kN}$ a axiálnu silu $F_A = 0,05\text{kN}$. Vonkajší krúžok ložiska je fixovaný a vnútorný krúžok ložiska sa otáča otáčkami $n = 1500\text{ ot.min}^{-1}$. Ložisko bude pracovať pri zvýšenej teplote 150°C . Z katalógu ložísk určte základnú dynamickú únosnosť ložiska C a statickú únosnosť ložiska C_0 .

Vypočítajte nasledovné:

- Životnosť ložiska v hodinách.
- Životnosť ložiska v počte cyklov.

6. Nerozoberateľné spoje

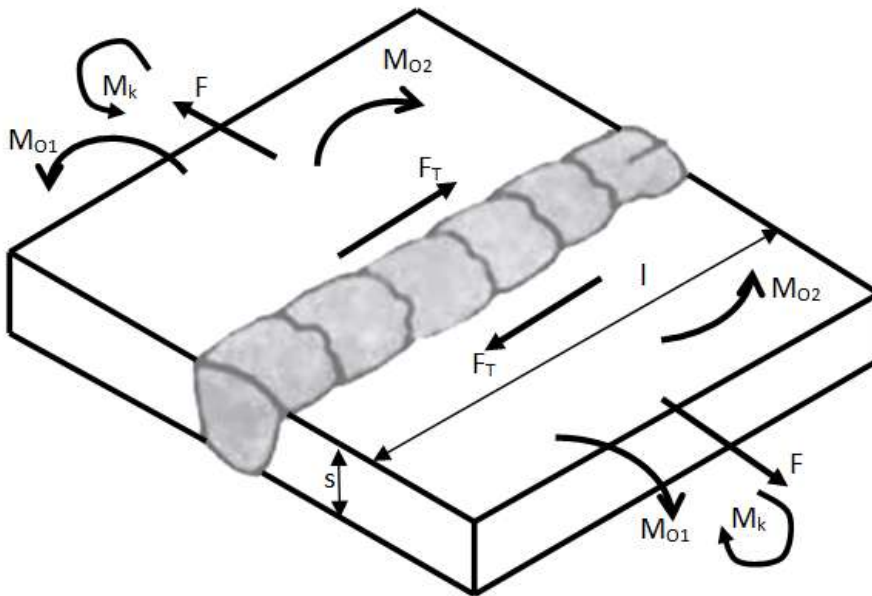
Nerozoberateľné spoje majú široké uplatnenie vo všetkých typoch konštrukcií. K najpoužívanejším nerozoberateľným spojom patria zvárané spoje, lepené spoje, nitované spoje a ďalšie.

Zvárané spoje je možné použiť aj v takých konštrukčných uzloch, kde sa budú spájať rôzne tvary profilov, alebo materiály o rôznych hrúbkach.

Nosný prierez tupého zvaru je definovaný hrúbkou zvaru a výpočtovou dĺžkou zvaru, ktorá je na rozdiel od konštrukčnej dĺžky iná.

$$S_w = l \cdot s = (l_w - 2s) \cdot s \quad (6.1)$$

Napätia pre všeobecne zaťažený tupý zvar (obr. 6.1) určíme nasledovne:



Obr. 6.1 Všeobecné zaťaženie tupého zvaru silami a momentmi

Od ohybového momentu M_{O1}

$$\sigma_{\perp 1} = \frac{M_{O1}}{W_{ow1}} = \frac{M_{O1}}{\frac{s^2 \cdot l}{6}} \quad (6.2)$$

Od ohybového momentu M_{O2}

$$\sigma_{\perp 2} = \frac{M_{O2}}{W_{ow2}} = \frac{M_{O2}}{\frac{l^2 \cdot s}{6}} \quad (6.3)$$

Od sily kolmej na plochu zvaru F

$$\sigma_{\perp 2}' = \frac{F}{S_w} = \frac{F}{s \cdot l} \quad (6.4)$$

Od sily rovnobežnej na plochu zvaru F_T

$$\tau_{\parallel} = \frac{F_T}{S_w} = \frac{F_T}{s \cdot l} \quad (6.5)$$

Od krútiaceho momentu M_k

$$\tau_{\parallel Mk} = \frac{M_k}{W_{kw}} = \frac{M_k}{\frac{J_{pw}}{e}} = \frac{M_k}{\gamma \cdot s^2 \cdot l} \quad (6.6)$$

W_{kw} – prierezový modul zvaru v krútení,

J_{pw} – polárny moment zvaru,

e – krajné vlákno prierezu zvaru,

γ – súčiniteľ pre nekruhové prierezy určený podľa pomeru l/s .

Za predpokladu, že je pomer $l/s > 6$, potom je možné pre výpočet napätia v zvare nekruhového prierezu uplatniť nasledovný vzťah:

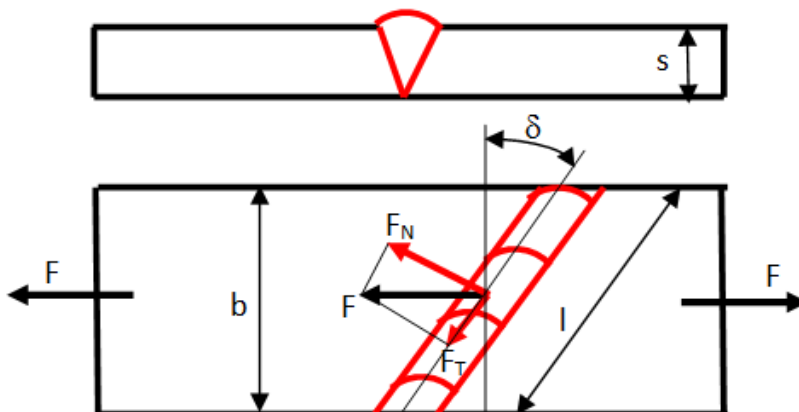
$$\tau_{\parallel Mk} = \frac{3 \cdot M_k}{s^2 \cdot l} \quad (6.7)$$

Výsledné napätie v tupom zvare:

$$\sigma_{Zr} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{\perp}}{\alpha_{\perp}}\right)^2 + \sigma_{\parallel}^2 - \frac{\sigma_{\perp} \cdot \sigma_{\parallel}}{\alpha_{\perp}} + 3 \cdot \left(\frac{\tau_{\parallel}}{\alpha_{\parallel}}\right)^2} \leq \frac{R_e}{k} \quad (6.8)$$

Pozn. $\sigma_{\parallel}$ - normálové napätie vznikne od sily rovnobežnej s plochou zvaru tak, že sila zaťažuje obe spojované časti – spojované materiály sa voči sebe neposúvajú, ako v prípade sily F_T .

Šikmý tupý zvar vyhotovený podľa Obr.6.2 je zaťažený silou F . Sila F sa rozloží do zložiek síl, ktoré budú kolmé na zvar - F_N a rovnobežné so zvarom - F_T .



Obr. 6.2 Zaťaženie tupého šikmého zvaru

Napätie vo zvare potom bude vyjadrené nasledovne:

Od sily kolmej na plochu zvaru F :

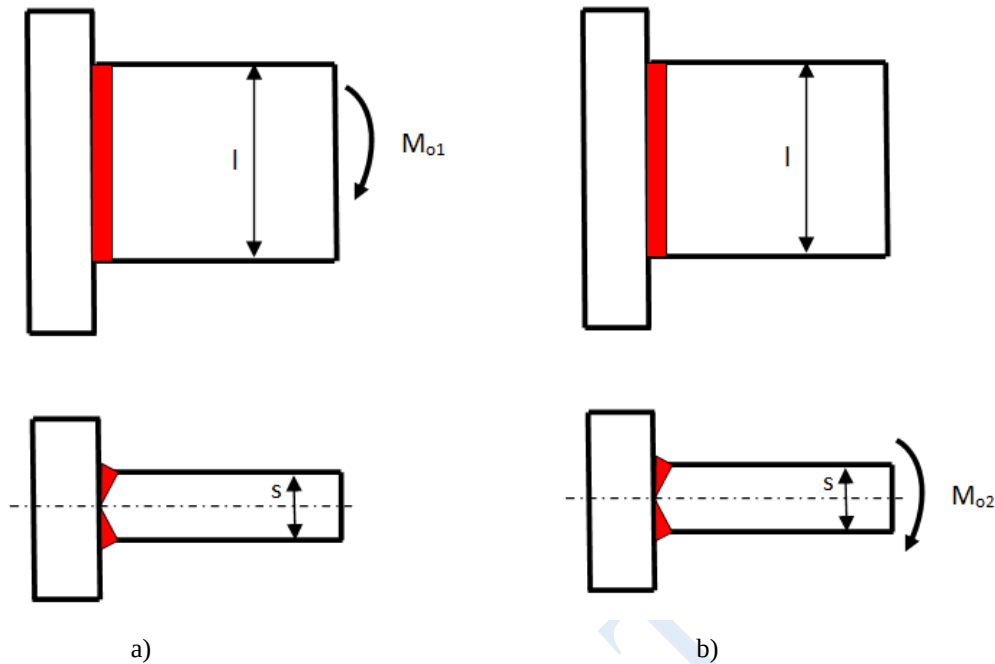
$$\sigma_{\perp} = \frac{F_N}{S_w} = \frac{F \cdot \cos \delta}{s \cdot l} = \frac{F \cdot \cos \delta}{s \cdot \frac{b}{\cos \delta}} = \frac{F \cdot \cos^2 \delta}{s \cdot b} \quad (6.9)$$

Od sily rovnobežnej na plochu zvaru F_T :

$$\tau_{\parallel} = \frac{F_T}{S_w} = \frac{F_T}{s \cdot l} = \frac{F \cdot \sin \delta}{s \cdot \frac{b}{\cos \delta}} = \frac{F \cdot \sin 2\delta}{2 \cdot s \cdot b} \quad (6.10)$$

$$\sigma_{\parallel} = \frac{F_T}{S_w} = \frac{F_T}{s \cdot l} = \frac{F \cdot \sin \delta}{s \cdot \frac{b}{\sin \delta}} = \frac{F \cdot \sin^2 \delta}{s \cdot b} \quad (6.11)$$

Tupý zvar (obojstranný 1/2V zvar alebo zvar K) vyhotovený podľa Obr.6.3 slúži na pripojenie konzolovej dosky k základovej plochej doske. Konzolová doska bude zaťažená momentom M_{o1} resp. M_{o2} .



Obr. 6.3 Pripojenie konzolovej dosky pomocou tupého zvaru

Napätie v tupom zvare zaťaženom podľa Obr.6.3a) bude vyjadrené nasledovne:

$$\sigma_{\perp 1} = \frac{M_{o1}}{W_{ow1}} = \frac{M_{o1}}{\frac{s \cdot l^2}{6}} = \frac{6 \cdot M_{o1}}{s \cdot l^2} \quad (6.12)$$

Napätie v tupom zvare zaťaženom podľa Obr.6.3b) bude vyjadrené nasledovne:

$$\sigma_{\perp 2} = \frac{M_{o2}}{W_{ow2}} = \frac{M_{o2}}{\frac{s^2 \cdot l}{6}} = \frac{6 \cdot M_{o2}}{s^2 \cdot l} \quad (6.13)$$

Napätia v bočnom kútovom zvare zaťaženom symetrickou silou F podľa Obr.6.4a) sa určia podľa vzorca:

$$\tau_{\parallel F} = \frac{F}{S_w} = \frac{F}{2 \cdot a \cdot l} \quad (6.14)$$

kde:

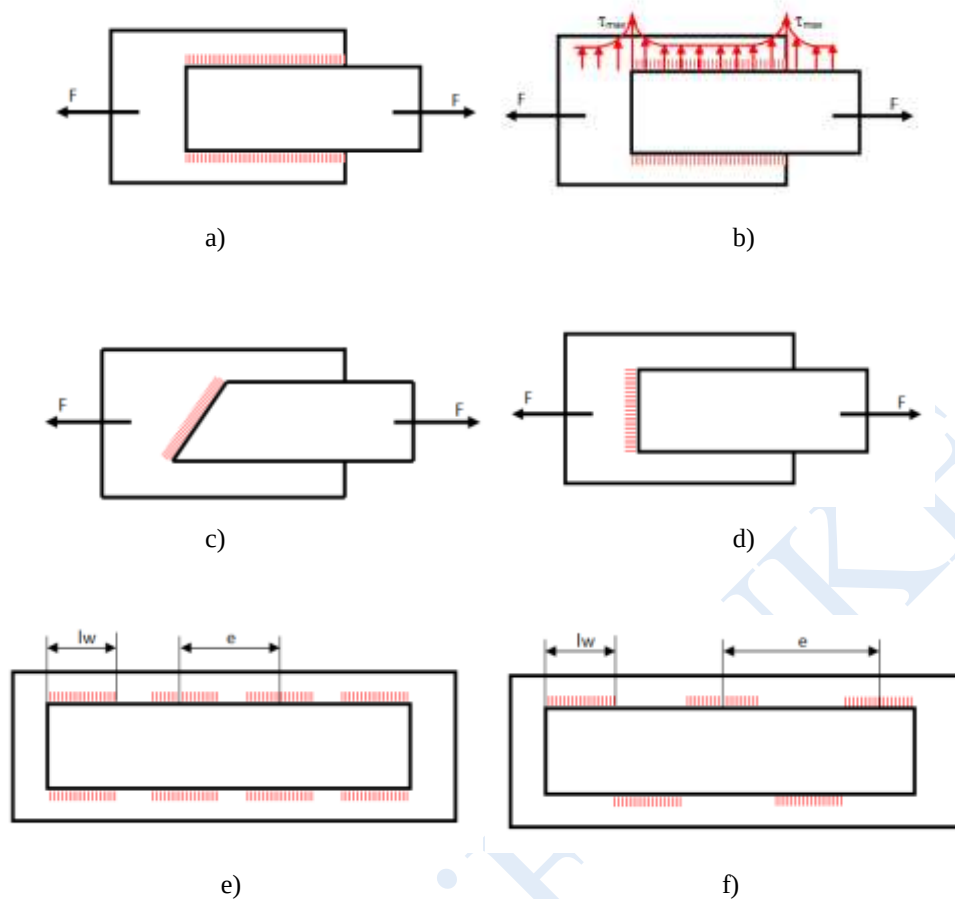
a - charakteristický rozmer veľkosti kútového zvaru,

l - výpočtová dĺžka kútového zvaru.

Napätie v čelnom kútovom zvare zaťaženom silou F podľa Obr.6.4d) sa určí podľa vzorca:

$$\tau_{\perp F} = \frac{F}{S_w} = \frac{F}{a \cdot l} \quad (6.15)$$

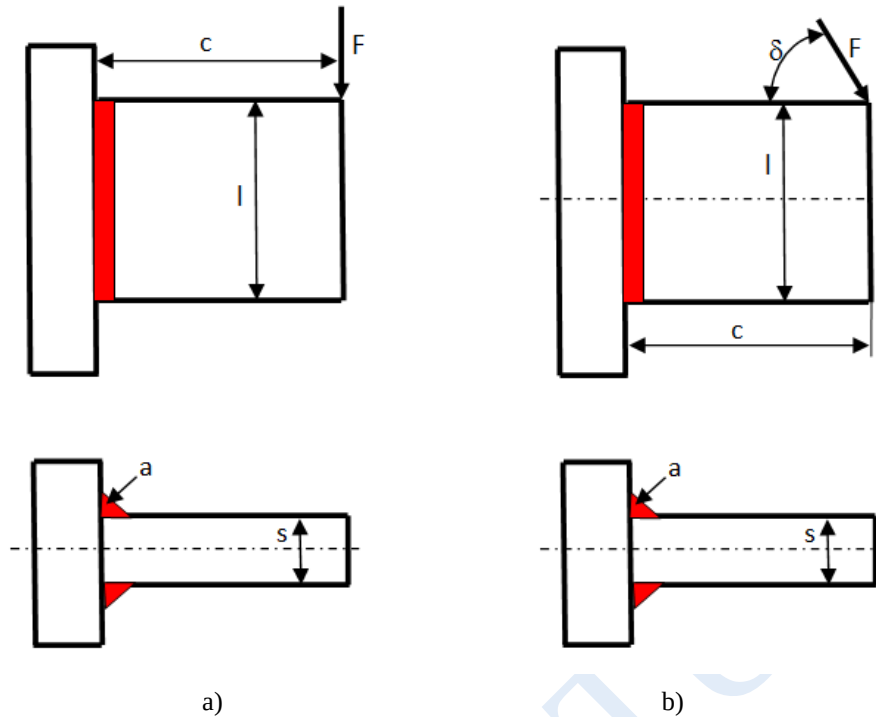
V prípade, ak sa nevyžaduje tesnosť zvaru, môžu byť kútové zvary vo vyhotovení prerušovaných zvarov - Obr. 6.4.e),f).



Obr. 6.4 Definovanie polohy kútového zvaru

V smere bočných zvarov sú napätia rozložené nerovnomerne - Obr.6.4b). Koncentrácia napätia na začiatku a konci zvaru rastie s dĺžkou preplátovania, v niektorých prípadoch môže dosiahnuť hodnoty medze klzu.

Obojstranný kútový zvar podľa Obr.6.5 bol použitý na pripojenie konzolovej dosky k základnej doske. Konzolová doska je zaťažená dvoma rôznymi spôsobmi pôsobenia osamelej rovinnej sily F – Obr.6.5a),b).



Obr. 6.5 Zaťaženie kútového zvaru osamelou silou

Obojstranný kútový zvar na Obr.6.5a) sa bude kontrolovať nasledovným postupom. Vonkajšie zaťaženie F sa pretransformuje do ťažiska zvaru, v ktorom dostávame zaťažujúci kolektív zvaru v nasledovnej podobe: F_t – posúvajúca sila $F_t = F$ a ohybový moment $M_o = F \cdot c$

V obojstrannom kútovom zvare vzniknú napätia:

Od posúvajúcej sily F_t :

$$\tau_{\parallel Ft} = \frac{F_t}{S_w} = \frac{F_t}{2 \cdot a \cdot l} \quad (6.16)$$

Od ohybového momentu M_o :

$$\tau_{\perp Mo} = \frac{M_o}{W_{ow}} = \frac{M_o}{\frac{I_w}{e}} = \frac{M_o}{2 \cdot \frac{1}{12} \cdot a \cdot l^3 \cdot \frac{l}{2}} = \frac{M_o}{\frac{a \cdot l^2}{3}} \quad (6.17)$$

S_w – plocha obojstranného zvaru,

W_{ow} – prierezový modul zvaru v ohybe,

I_w – kvadratický moment zvaru v ohybe,

e – vzdialenosť krajného vlákna zvaru.

Výsledné napätie v kútovom zvare na Obr. 6.5 a) je nasledovné:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}}{\alpha_{\perp}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel}}{\alpha_{\parallel}}\right)^2} \leq \beta \cdot \frac{R_e}{k} \quad (6.18)$$

Obojstranný kútový zvar podľa Obr.6.5b), ktorý je zaťažovaný všeobecnou rovinnou silou, sa skontroluje nižšie uvedeným postupom.

Vonkajšie zaťaženie F sa pretransformuje do ťažiska zvaru, v ktorom dostávame zaťažujúci kolektív zvaru v nasledovnej podobe: F_t – posúvajúca sila $F_t = F \cdot \sin \delta$, F_k – kolmá sila $F_k = F \cdot \cos \delta$, ohybový moment od posúvajúcej sily $M_{o1} = F_t \cdot c$, a ohybový moment od kolmej sily $M_{o2} = F_k \cdot l_w / 2$.

V obojstrannom kútovom zvare vzniknú napätia:

Od posúvajúcej sily F_t :

$$\tau_{\parallel Ft} = \frac{F_t}{S_w} = \frac{F_t}{2 \cdot a \cdot l} \quad (6.19)$$

Od kolmej sily F_k :

$$\tau_{\perp Fk} = \frac{F_k}{S_w} = \frac{F_k}{2 \cdot a \cdot l} \quad (6.20)$$

Od ohybového momentu M_{o1} :

$$\tau_{\perp Mo1} = \frac{M_{o1}}{W_{ow1}} = \frac{M_{o1}}{\frac{I_w}{e}} = \frac{M_{o1}}{\frac{2 \cdot \frac{1}{12} \cdot a \cdot l^3}{\frac{l}{2}}} = \frac{M_{o1}}{\frac{a \cdot l^2}{3}} \quad (6.21)$$

Od ohybového momentu M_{o2} :

$$\tau_{\perp Mo2} = \frac{M_{o2}}{W_{ow2}} = \frac{M_{o2}}{\frac{I_w}{e}} = \frac{M_{o2}}{\frac{2 \cdot \frac{1}{12} \cdot a \cdot l^3}{\frac{l}{2}}} = \frac{M_{o2}}{\frac{a \cdot l^2}{3}} \quad (6.22)$$

kde:

S_w – plocha obojstranného zvaru,

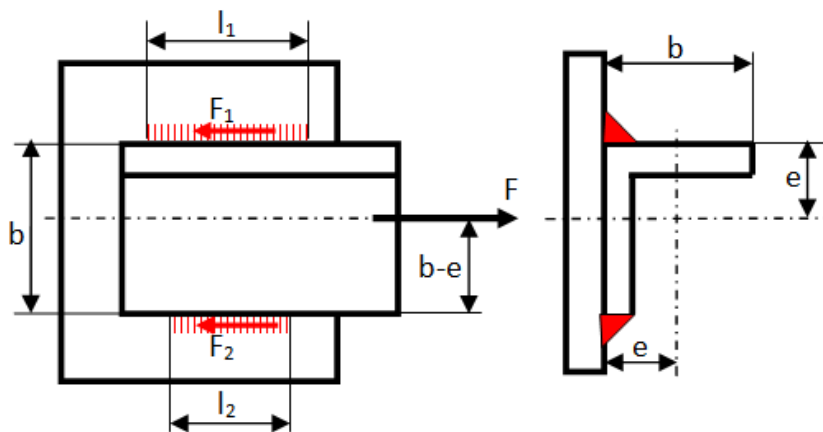
W_{ow} – prierezový modul zvaru v ohybe,

I_w – kvadratický moment zvaru v ohybe,

e – vzdialenosť krajného vlákna zvaru.

Výsledné napätie v obojstrannom kútovom zvare na Obr.6.5b) bude:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp Fk} + \tau_{\perp Mo1} + \tau_{\perp Mo2}}{\alpha_{\perp}} \right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel Ft}}{\alpha_{\parallel}} \right)^2} \leq \beta \cdot \frac{R_e}{k} \quad (6.23)$$



Obr. 6.6 Zaťaženie kútového zvaru

Kútovým zvarom je privarený rovnoramenný L profil podľa Obr.6.6, ktorý je zaťažný ťahovou silou v ťažisku profilu L. Požaduje sa, aby napätie v zvaroch bolo rovnaké. Návrh dĺžok zvarov bude určený nasledovne:

Z momentovej podmienky k zvaru 1 a k zvaru 2 určíme sily vo zvaroch F_1 a F_2 .

$$F_1 = F \cdot \frac{b - e}{b} \quad a \quad F_2 = F \cdot \frac{e}{b} \quad (6.24)$$

Vychádzajúc z podmienky rovnakých napätí a rovnakých veľkostí zvaru $a_1 = a_2 = a$, je možné z pomeru síl vo zvaroch F_1/F_2 vyjadriť pomer dĺžok zvarov l_1/l_2 , a teda musí platiť $F_1/F_2 = l_1/l_2$.

Napätie vo zvaroch sa určí:

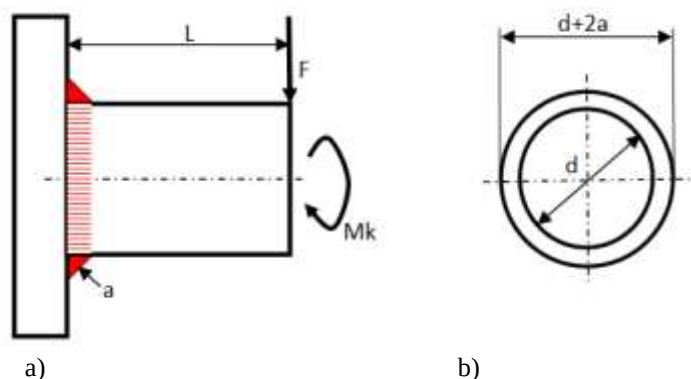
$$\tau_{\parallel 1} = \frac{F_1}{S_{w1}} = \frac{F_1}{a \cdot l_1} \quad (6.25)$$

$$\tau_{\parallel 2} = \frac{F_2}{S_{w2}} = \frac{F_2}{a \cdot l_2} \quad (6.26)$$

Vzhľadom k tomu, že zaťažujúca sila F nepôsobí v rovine zvarov, je potrebné uvažovať aj s namáhaním zvarov od ohybového momentu.

$$\tau_{\perp Mo} = \frac{M_o}{W_{ow}} = \frac{F \cdot e}{\frac{I_w}{l_1/2}} \approx \frac{3}{2} \frac{F \cdot b}{a \cdot l_1^2} \quad (6.27)$$

V prípade pripojenia kruhovej tyče pomocou kútového zvaru po obvode - Obr.6.7a) a zaťaženieho krútiacim momentom a osamelou silou sa napätie vo zvare definuje nižšie uvedeným postupom. Kútový zvar sa sklopí do roviny pripojenia v podobe medzikružia - Obr.6.7b).



Obr. 6.7 Zaťaženie kútového obvodového zvaru

Vonkajšie zaťaženie v podobe momentu krútiaceho M_k , a sily F musí byť pretransformované ako zaťaženie zvaru do ťažiska zvaru.

Zaťaženie pretransformované do ťažiska zvaru vytvorí zaťažovací kolektív v podobe momentu krútiaceho M_k , posúvajúcej sily $F_t = F$ a ohybového momentu $M_o = F \cdot L$.

Napätia vo zware sa výpočtom stanovia týmto uvedeným postupom.

Napätia od posúvajúcej sily F_t :

$$\tau_{\parallel Ft} = \frac{F_t}{S_w} = \frac{F_t}{\pi \cdot (a + d) \cdot a} \quad (6.28)$$

Napätia od krútiaceho momentu M_k :

$$\tau_{\parallel Mk} = \frac{M_k}{W_{kw}} = \frac{M_k}{\frac{J_{pw}}{e}} = \frac{M_k}{\frac{\frac{\pi}{32} \cdot [(2a + d)^4 - d^4]}{\frac{d + 2a}{2}}} \quad (6.29)$$

kde:

S_w – plocha obojstranného zvaru,

W_{kw} – prierezový modul zvaru v krútení,

J_{pw} – polárny moment zvaru,

e – krajné vlákno prierezu zvaru.

Napätia od ohybového momentu M_o :

$$\tau_{\perp Mo} = \frac{M_o}{W_{ow}} = \frac{M_o}{\frac{I_w}{e}} = \frac{F \cdot L}{\frac{\frac{\pi}{64} \cdot [(2a + d)^4 - d^4]}{\frac{d + 2a}{2}}} \quad (6.30)$$

kde:

W_{ow} – prierezový modul zvaru v ohybe,

I_w – kvadratický moment zvaru v ohybe,

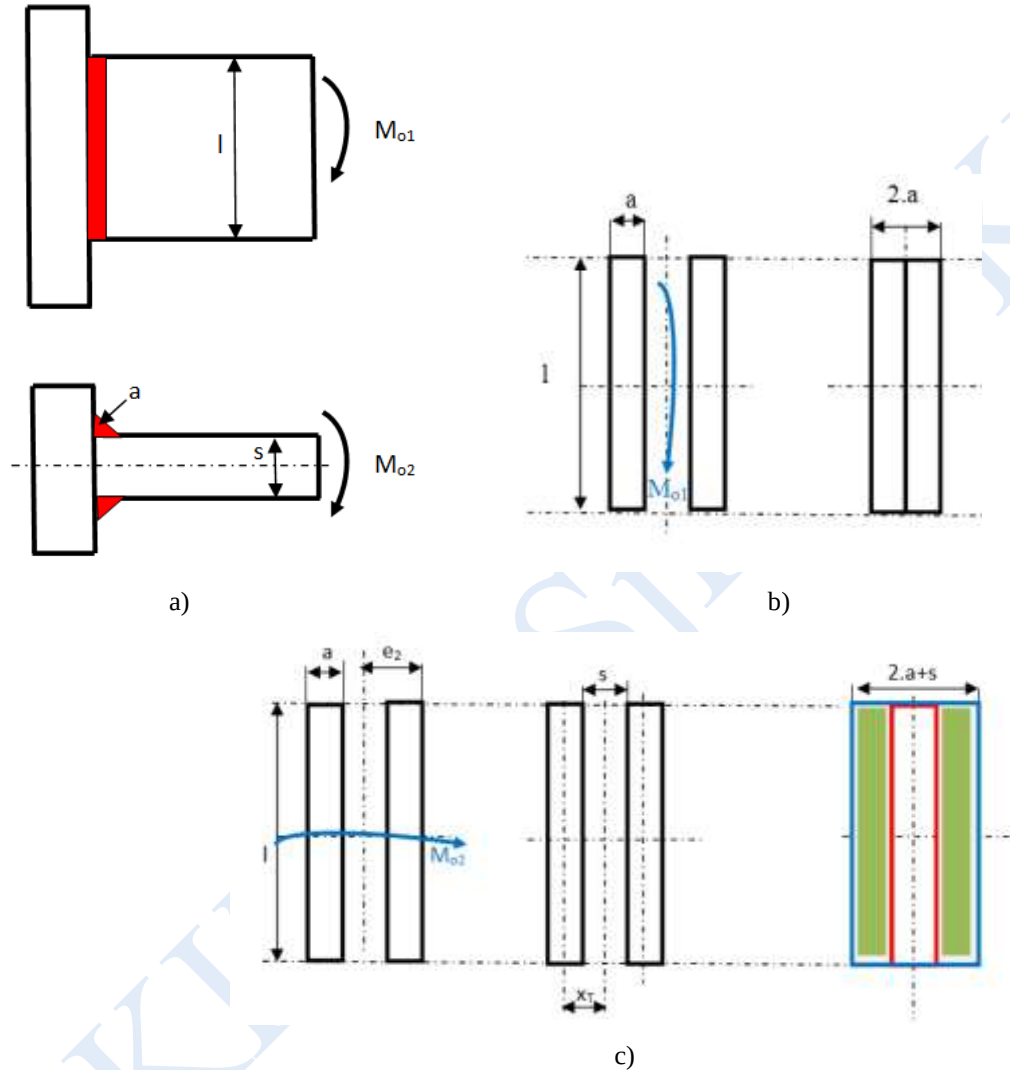
e – vzdialenosť krajného vlákna zvaru.

Výsledné napätie v kútovom zware vyhotovenom na Obr.6.7 bude:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}}{\alpha_{\perp}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel}}{\alpha_{\parallel}}\right)^2} \leq \beta \cdot \frac{R_e}{k} \quad (6.31)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp Mo}}{\alpha_{\perp}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel Ft} + \tau_{\parallel Mk}}{\alpha_{\parallel}}\right)^2} \quad (6.32)$$

V prípade pripojenia obdĺžnikového profilu pomocou kútového zvaru - Obr.6.8 a zaťaženia momentmi ohybovými v dvoch na seba kolmých rovinách definujeme parciálne napätia vo zvaru.



Obr. 6.8 Kútový zvar zaťažovaný v dvoch rovinách

V rovine zvislej pôsobí moment ohybový M_{o1} , napätia od tohto momentu vyjadríme nasledovne:

$$\tau_{\perp Mo1} = \frac{M_{o1}}{W_{ow1}} = \frac{M_{o1}}{\frac{I_{w1}}{e_1}} \quad (6.33)$$

kde:

W_{ow1} – prierezový modul zvaru v ohybe,

I_{w1} – kvadratický moment zvaru v ohybe,

e_1 – vzdialenosť krajného vlákna zvaru, $e_1 = l/2$.

V rovine vodorovnej pôsobí moment ohybový M_{o2} , napätia od tohto momentu vyjadríme nasledovne:

$$\tau_{\perp Mo2} = \frac{M_{o2}}{W_{ow2}} = \frac{M_{o2}}{\frac{I_{w2}}{e_2}} \quad (6.34)$$

kde:

W_{ow2} – prierezový modul zvaru v ohybe,

I_{w2} – kvadratický moment zvaru v ohybe,

e_2 – vzdialenosť krajného vlákna zvaru, Obr.6.8c).

Výsledné napätie v kútovom zvare zobrazenom na Obr.6.8 bude:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp Mo1}}{\alpha_{\perp}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\perp Mo2}}{\alpha_{\perp}}\right)^2} \leq \beta \cdot \frac{R_e}{k} \quad (6.35)$$

Pre stanovenie napätí od momentov ohybových je dôležité vhodné určenie prierezových charakteristík zvarov.

V prípade obojstranných zvarov podľa Obr.6.8 dostávame dve prierezové charakteristiky zvaru a dve plochy zvaru od seba vzdialené o hrúbku spájaného materiálu s .

V prípade stanovenia plochy zvaru S_w môžeme tieto plochy jednoducho sčítať bez ohľadu na spôsob zaťaženia.

V prípade prierezových charakteristík zvaru pri namáhaní v ohybe musíme postupovať v zmysle určenia kvadratického momentu a určenia krajného vlákna prierezu.

Kvadratické momenty môžeme sčítať, ak ich sčítavanie nebude mať vplyv na vzdialenosť krajného vlákna od ťažiska - Obr.6.8b), (ak je ohybový moment rovnobežný s kubickou stranou).

Plocha zvaru: $S = a \cdot l \quad l = l_w - 2a$

Plocha obojstranného zvaru: $S_w = 2 \cdot a \cdot l$

Kvadratický moment zvaru: $I = a \cdot l^3 / 12$

Kvadratický moment obojstranného zvaru: $I_w = 2 \cdot I = a \cdot l^3 / 6$

Prierezový modul zvaru: $W_{ozv} = I / e_1 = I / (l/2) = a \cdot l^2 / 6$

Prierezový modul obojstranného zvaru: $W_{ow} = 2 \cdot I / e_1 = 2 \cdot I / (l/2) = 2 \cdot W_{ozv} = a \cdot l^2 / 3$

V prípade, ak by došlo k zmene vzdialenosti krajného vlákna, je potrebné určiť prierezový modul zvaru ako kvadratický moment ku krajnému vláknu prierezu. Kvadratický prierez zvaru, ktorý je zaťažený momentom ohybovým M_{o2} , podľa Obr.6.8c) je možné určiť dvoma spôsobmi.

Prvým spôsobom je použitie Steinerovej vety

$$I_w = 2 \cdot (I_{zv} + S_{zv} \cdot x_T^2) \quad (6.36)$$

kde:

I_{zv} – kvadratický moment plochy zvaru: $I_{zv} = l \cdot a^3 / 12$,

S_{zv} – plocha zvaru : $S_{zv} = a \cdot l$,

x_T – súradnica ťažiska plochy zvaru k súradnici profilu: $x_T = s/2 + a/2 = (s+a)/2$.

Prierezový modul zvaru potom bude:

$$W_{ow2} = \frac{I_w}{e_2} \quad (6.37)$$

e_2 – vzdialenosť krajného vlákna od ťažiska: $e_2 = a + s/2$.

Druhým spôsobom je doplnenie mysleného prierezu a odčítanie kvadratických prierezov zvaru - Obr.6.8c).

$$I_w = I_{von} - I_{vn} \quad (6.38)$$

Doplnením vonkajšieho prierezu (ohraničené modrým na Obr.6.8c):

$$I_{von} = \frac{l \cdot (2 \cdot a + s)^3}{12} \quad (6.39)$$

Červeným ohraničené na Obr.6.8c):

$$I_{vn} = \frac{l \cdot s^3}{12} \quad (6.40)$$

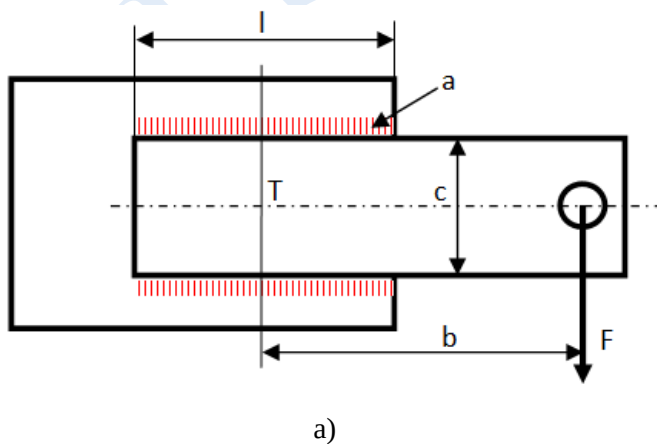
Prierezový modul zvaru bude potom:

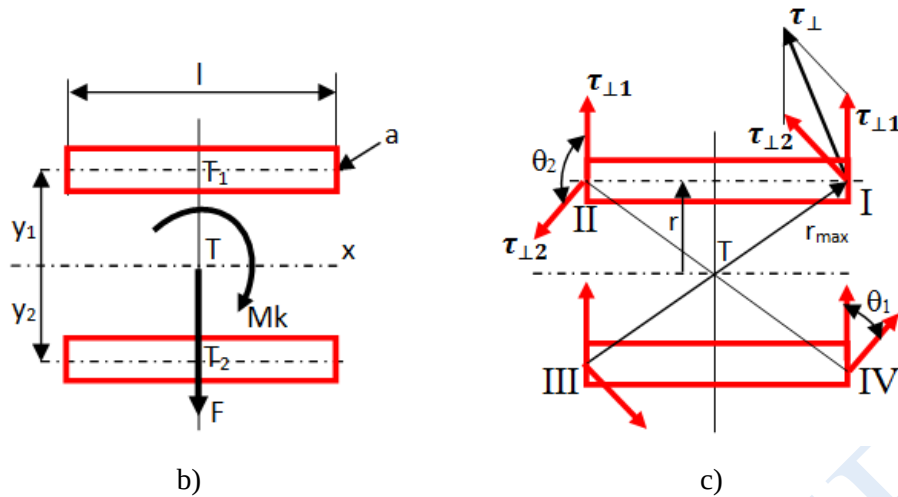
$$W_{ow2} = \frac{I_w}{e_2} \quad (6.41)$$

e_2 - vzdialenosť krajného vlákna od ťažiska: $e_2 = a + s/2$.

Z vyššie uvedeného je zrejmé, že pre stanovenie napätia vo zvare je nevyhnutné vhodné určenie prierezových charakteristík zvarov.

V prípade spojenia dvoch preplátovaných materiálov pomocou kútového zvaru – Obr.6.9a), zaťaženého excentrickým zaťažením voči ťažisku zvaru, postupujeme podľa obvyklého postupu. Vonkajšie zaťaženie premietneme do ťažiska zvaru - Obr. 6.9b).





Obr. 6.9 Spojenie preplátovaných materiálov kútoým zvarom

V ťažisku zvaru pôsobí posúvajúca sila F_t , ktorá vo zvaru vytvorí šmykové napätie nasledovne:

$$\tau_{\perp 1} = \frac{F_t}{S_w} = \frac{F_t}{2 \cdot a \cdot l} \quad (6.42)$$

Vonkajšie excentrické zaťaženie sa premietne do ťažiska zvaru ako krútiaci moment o veľkosti $M_k = F \cdot b$. Napätie vyvolané krútiacim momentom vyjadríme nasledovne:

$$\tau_{\perp 2} = \frac{M_k \cdot r}{I_w} \quad (6.43)$$

Polárny moment zvaru I_w určíme z geometrie zvaru podľa Obr.6.9b).

K ťažisku T_1 budú kvadratické charakteristiky prierezu "1" nasledovné:

$$I_{x1} = \frac{l \cdot a^3}{12}, \quad I_{y1} = \frac{a \cdot l^3}{12} \quad (6.44)$$

Polárny moment prierezu "1" je definovaný nasledovne:

$$I_{p1} = I_{x1} + I_{y1} = \frac{l \cdot a^3}{12} + \frac{a \cdot l^3}{12} = \frac{a \cdot l}{12} \cdot (a^2 + l^2) \quad (6.45)$$

S použitím Steinerovej vety ku ťažisku zvaru bude polárny moment plochy "1" zvaru nasledovný:

$$I_{pT} = I_{p1} + S \cdot y_1^2 = \frac{a \cdot l}{12} \cdot (a^2 + l^2) + a \cdot l \cdot y_1^2 = S \cdot \left[\frac{a^2 + l^2}{12} + y_1^2 \right] \quad (6.46)$$

Vychádzajúc z rozmerov zvaru, kde rozmer veľkosti zvaru „a“ voči dĺžke zvaru „l“ je zanedbateľný, môžeme teda uviesť, že $a^3 \approx 0$, potom polárny moment plochy "1" zvaru voči ťažisku vyjadríme nasledovne:

$$I_{pT} = S \cdot \left[\frac{l^2}{12} + y_1^2 \right] \quad (6.47)$$

Pre viac zvarových plôch vyjadríme polárne momenty uvedeným spôsobom. Výsledný polárny moment k ťažisku zvaru je potom možné definovať nasledovne:

$$I_{pT} = \sum I_{pi} \quad (6.48)$$

Pre prípad zvaru - Obr.6.9b), kde vzdialenosť ťažísk dielčích plôch zvarov voči ťažisku zvaru je vo vzdialenosti $y = y_1 = y_2$, je polárny moment nasledovný:

$$I_{pT} = 2 \cdot S \cdot \left[\frac{l^2}{12} + y^2 \right] \quad (6.49)$$

Napätie od krútiaceho momentu budeme vyšetrovať v krajných bodoch zvaru I až IV podľa Obr.6.9c), kde je maximálna vzdialenosť zvaru od ťažiska zvaru r_{max} . Napätie v týchto miestach určíme nasledovne:

$$\tau_{\perp 2} = \frac{M_k \cdot r}{I_w} = \frac{M_k \cdot r_{max}}{2 \cdot S \cdot \left[\frac{l^2}{12} + y^2 \right]} \quad (6.50)$$

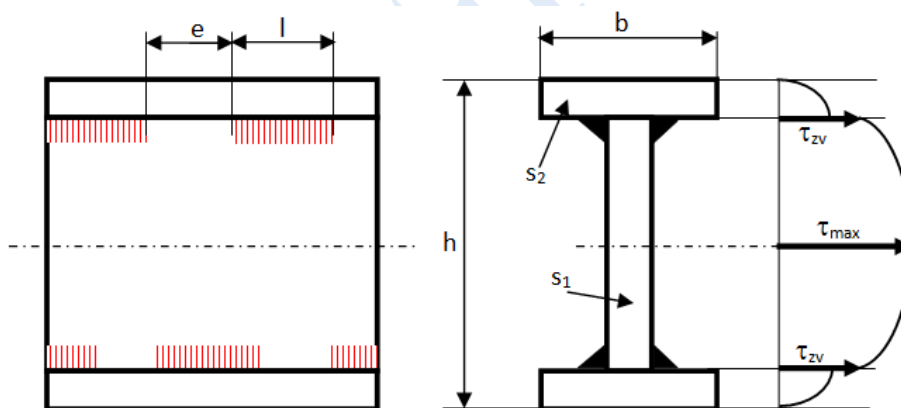
Výsledným napätím vo zvare je kombinácia napätia τ_1 a τ_2 , ktorých smer pôsobenia je zobrazený na Obr.6.9c). Z analýzy síl na Obr.6.9c) je zrejmé, že maximálne hodnoty výsledného napätia budú v miestach označených "I" a "IV".

Pre určenie výsledného napätia v bodoch zvaru I až IV použijeme kosínusovú vetu nasledovne:

$$\tau_{\perp} = \sqrt{\tau_{\perp 1}^2 + \tau_{\perp 2}^2 + 2 \cdot \tau_{\perp 1} \cdot \tau_{\perp 2} \cdot \cos \theta_1} \quad (6.51)$$

Z analýzy vzťahu (6.51) je zrejmé, že ak sa uhol θ medzi napätiami bude znižovať, potom hodnota $\cos \theta$ bude rásť a bude rásť aj hodnota výsledného šmykového napätia. Z uvedeného a zo smerov napätí v bodoch I až IV zvaru na Obr.6.9b) je zrejmé, že uhol $\theta_1 < \theta_2$ a teda kritickými bodmi z hľadiska maximálnych napätí v zvare budú miesta označené ako body "I" a "IV".

Zvárané nosníky pre nosné konštrukcie je možné vyhotoviť v rôznych prierezoch a prevedeniach. Na Obr.6.10 je zobrazený zváraný nosník prierezu I. Nosník je vyhotovený z pásnic šírky b a hrúbky s_2 a zo stojiny hrúbky s_1 . Pásnice sú k stojine privarené obojstranným kútovým zvarom dĺžky l a rozstupom medzi zvarmi veľkosti e . Veľkosť zvaru „a“ sa volí podľa hrúbky tenšieho plechu.



Obr. 6.10 Zváraný nosník tenkostenného profilu

Vo zvaroch v miestach spojenia pásnic so stojinou vznikajú šmykové napätia τ od priečnej sily v nosníku T , ktorá bola určená metódami uvoľnenia nosníka a rezu.

Napätie v mieste zvaru určíme z Vlasovej teórie pre viazané krútenie tenkostenných prútov [14] nasledovne:

$$\tau = \frac{T \cdot S_x}{I_x \cdot s} \quad (6.52)$$

kde:

T - priečna posúvajúca sila v nosníku,

S_x - statický moment bodu strednice prierezu v ktorom sa určuje napätie,

I_x - kvadratický moment prierezu,

s - hrúbka stojiny.

Pre nosník na Obr.6.10 určíme S_x a I_x nasledovne:

$$S_x = b \cdot s_2 \cdot \left(\frac{h}{2} - \frac{s_2}{2} \right) \quad (6.53)$$

$$I_x = \frac{1}{12} \cdot [b \cdot h^3 - [(b - s_1) \cdot (h - s_2)^3]] \quad (6.54)$$

Z podmienky rovnováhy síl v mieste spojenia pásnice so stojinou je definovaná sila vo zvar. Táto sila môže byť definovaná pre dĺžku nosníka o jeden rozstup „e“, resp. pre ľubovoľnú dĺžku nosníka (zvyčajne 1 meter) nasledovne:

$$F_{\parallel} = \tau \cdot s_1 \cdot (e + l) \quad (6.55)$$

Pre jeden meter dĺžky nosníka, ak rozmery sú v [mm] a napätie v [MPa] bude sila nasledovná:

$$F_{\parallel} = 1000 \cdot \tau \cdot s_1 \quad (6.56)$$

Pre dĺžku nosníka o jeden rozstup „e“ resp. pre ľubovoľnú dĺžku nosníka (zvyčajne 1 meter) sa napätie pre obojstranný kútový zvar potom určí:

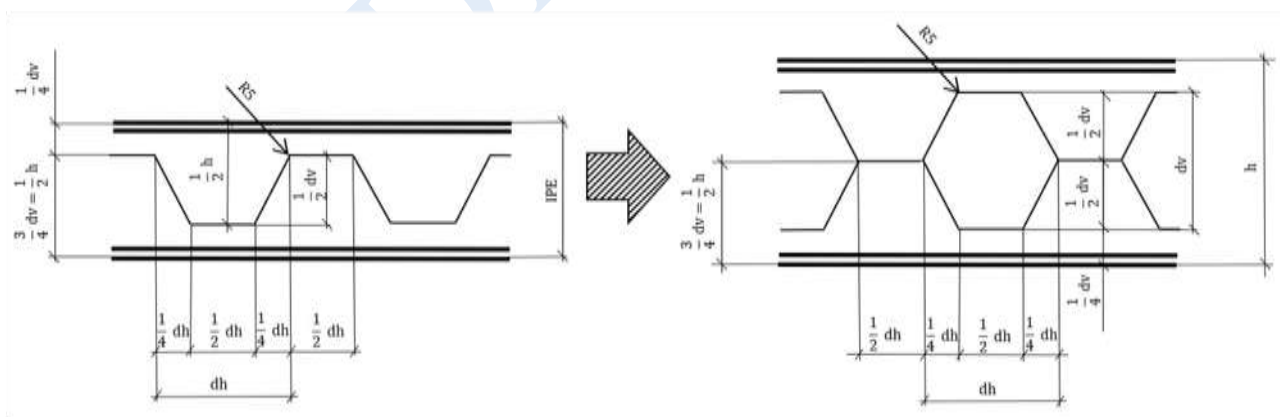
$$\tau_{\parallel} = \frac{F_{\parallel}}{S_w} = \frac{F_{\parallel}}{2 \cdot a \cdot l} = \frac{\tau \cdot s_1 \cdot (e + l)}{2 \cdot a \cdot l} \leq \tau_D = \frac{\tau_{\parallel}}{\alpha_{\parallel}} = \beta \cdot \frac{R_e}{k} \quad (6.57)$$

Úpravou vzorca dostávame pomer medzi rozmermi a rozstupom zvaru, vzhľadom na pomer napätia v nosníku a dovoleného napätie vo zvar.

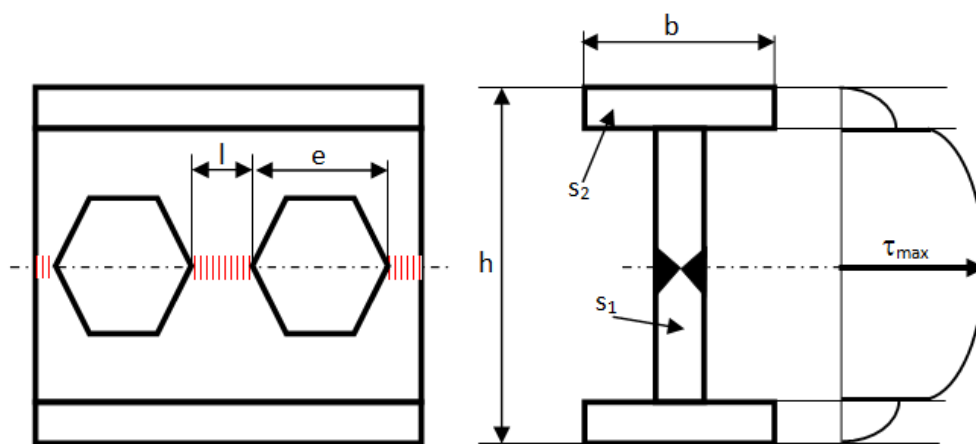
$$\frac{\tau_D}{\tau} = \frac{s_1 \cdot (e + l)}{2 \cdot a \cdot l} \quad (6.58)$$

Analogickým spôsobom postupujeme pri kontrole prelamaného nosníka - Obr.6.11, ktorý je vyhotovený obojstranným tupým zvarom veľkosti s. Miesto zvaru sa nachádza v strede nosníka.

$$\tau_{\parallel} = \frac{F_{\parallel}}{S_w} = \frac{F_{\parallel}}{2 \cdot s \cdot l} = \frac{\tau_{max} \cdot s_1 \cdot (e + l)}{2 \cdot s \cdot l} \leq \tau_D = \frac{\tau_{\parallel}}{\alpha_{\parallel}} = \beta \cdot \frac{R_e}{k} \quad (6.59)$$



a) spôsob vyhotovenia prelamaného nosníka

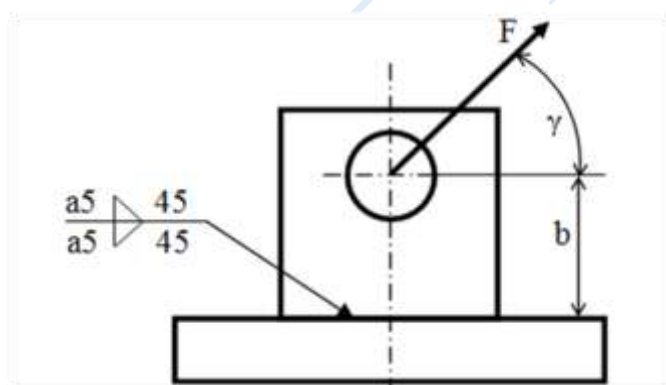


b) výpočtový model zvaru prelomovaného nosníka

Obr. 6.11 Prelamovaný nosník

Vzorový príklad 6-1

Kotevná päťka z materiálu S235 je vyhotovená ako zvarok (obr.). Na kotevnú päťku bude upevnené kotevné lano pod uhlom $\gamma = 30^\circ$, v ktorom pôsobí sila $F = 4\text{ kN}$. Rozmer $b = 0,15\text{ m}$. Skontrolujte zvar a určte bezpečnosť zvaru, ak súčinitele zvaru $\alpha_{||} = 0,65$ $\alpha_{\perp} = 0,75$ a požadovaná bezpečnosť zvaru $k = 1,2$.



Riešenie:

Z výkresu odčítame rozmery zvaru $a = 5\text{ mm}$ a $l_w = 45\text{ mm}$. Určíme výpočtovú dĺžku zvaru $l = l_w - 2a = 45 - 2 \cdot 5 = 35\text{ mm}$.

Všeobecnú rovinnú silu F transformujeme do ťažiska zvaru a dostaneme nasledovné zaťaženie zvaru:

Sila kolmá na zvar $F_k = F \cdot \sin \gamma = 2000\text{ N}$

Sila rovnobežná so zvarom $F_t = F \cdot \cos \gamma = 3464\text{ N}$

Moment ohybový $M_0 = F_k \cdot b = 300\text{ Nm}$

Určíme napätia v obojstrannom kútovom zvaru od jednotlivých zaťažení:

Od kolmej sily F_k :

$$\tau_{\perp Fk} = \frac{F_k}{S_w} = \frac{F_k}{2 \cdot a \cdot l} = \frac{2000}{2 \cdot 5 \cdot 35} = 5,7\text{ MPa} \quad (6.1.A)$$

Od posúvajúcej sily F_t :

$$\tau_{\parallel Ft} = \frac{F_t}{S_w} = \frac{F_t}{2 \cdot a \cdot l} = \frac{3464}{2 \cdot 5 \cdot 35} = 9,9\text{ MPa} \quad (6.1.B)$$

Od ohybového momentu M_{o1} :

$$\tau_{\perp Mo1} = \frac{M_{o1}}{W_{ow1}} = \frac{M_{o1}}{\frac{a \cdot l^2}{3}} = \frac{3.300 \cdot 10^3}{5 \cdot 35^2} = 146,9 \text{ MPa} \quad (6.1. C)$$

Určíme veľkostný súčiniteľ zvaru $\beta = 1,3 - 0,042 \cdot a = 1,09$

Výsledné napätie v obojstrannom kúťovom zvare bude:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp Fk} + \tau_{\perp Mo1}}{\alpha_{\perp}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel Ft}}{\alpha_{\parallel}}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{5,7 + 146,9}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{9,9}{0,65}\right)^2} = 204 \text{ MPa} \quad (6.1. D)$$

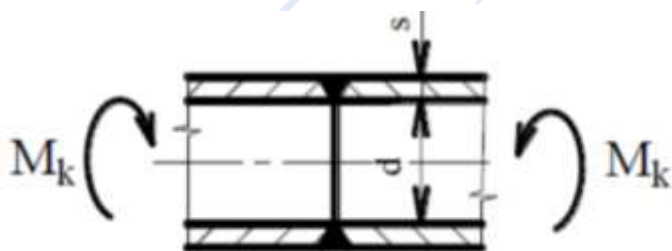
Koeficient bezpečnosti určíme porovnaním skutočného napätia s medzou klzu:

$$\sigma_{red} = \beta \cdot \frac{R_e}{k} \Rightarrow k = \beta \cdot \frac{R_e}{\sigma_{red}} = 1,09 \cdot \frac{235}{204} = 1,25 \quad (6.1. E)$$

Koeficient bezpečnosti zvaru je $k = 1,25$. Zvar vyhovuje, lebo požadovaná bezpečnosť bola $k = 1,2$.

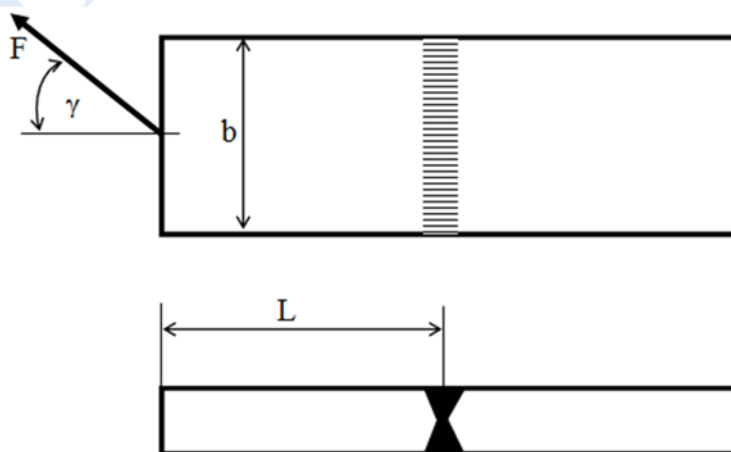
Príklad 6-2

Dve rúry s rozmermi $\phi 35 \times 5$ z materiálu S275 sú zvarené obvodovým tupým zvarom podľa obr. Rúry sú následne zaťažené krútiacim momentom $M_k = 100 \text{ Nm}$. Súčinitele zvaru sú $\alpha_{\perp} = 0,85$, $\alpha_{\parallel} = 0,7$. Určte bezpečnosť zvaru.



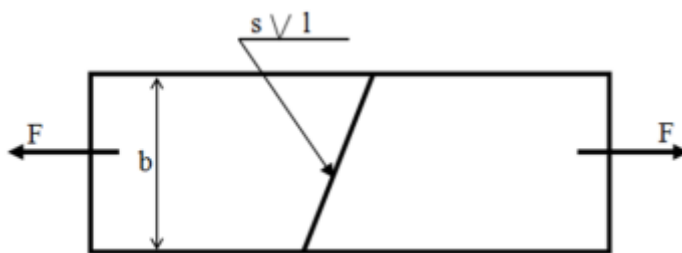
Príklad 6-3

Dva plechy z materiálu S355 o hrúbke $t_1 = 18 \text{ mm}$ a $t_2 = 20 \text{ mm}$ sú spojené obojstranným tupým V zvarom podľa obr. Zvar bol vyhotovený s pomocou príložíek. Šírka plechov je $b = 40 \text{ mm}$ a dĺžka $L = 250 \text{ mm}$. Plechy budú zaťažené všeobecnou silou $F = 50 \text{ kN}$ pod uhlom $\gamma = 45^\circ$. Skontrolujte zvar a určte bezpečnosť zvaru, súčinitele zvaru sú $\alpha_{\perp} = 0,85$, $\alpha_{\parallel} = 0,7$.

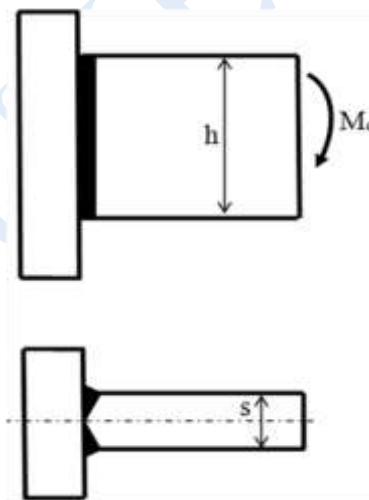


Príklad 6-4

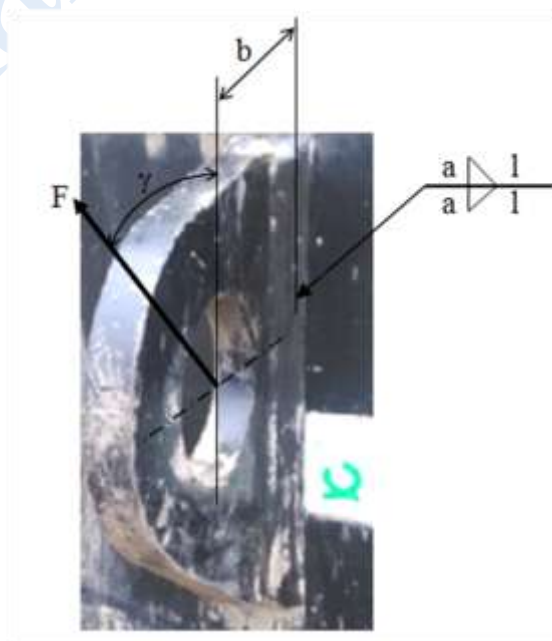
Dva plechy hrúbky $t = 8\text{mm}$ a šírky $b = 35\text{mm}$ z materiálu S235 sú spojené šikmým tupým V zvarom veľkosti $s = 8\text{mm}$ a dĺžky $l = 40\text{mm}$. Následne sú zaťažené silou $F = 10\text{kN}$. Skontrolujte zvar a určte bezpečnosť, ak súčinitele zvaru sú $\alpha_{\perp} = 0,85$, $\alpha_{\parallel} = 0,7$.

**Príklad 6-5**

Konzola je vyhotovená obojstranným 1/2V tupým zvarom (obr.). Na výrobu konzoly sa použil materiál S235 hrúbky $s = 20\text{mm}$. Výška konzoly $h = 150\text{mm}$. Bezpečnosť zvaru je $k = 1,6$ a súčinitele zvaru sú $\alpha_{\perp} = 0,85$, $\alpha_{\parallel} = 0,7$. Určte, akým veľkým momentom M_o môže byť konzola zaťažená.

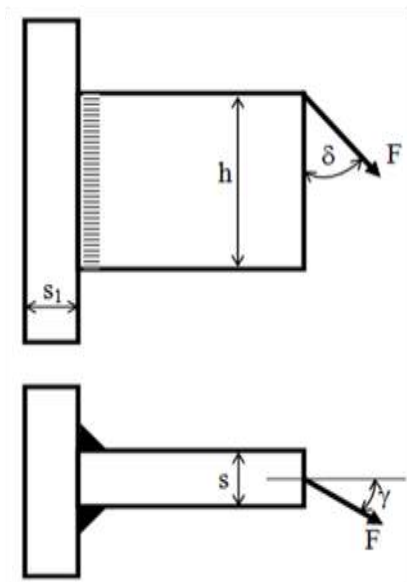
**Príklad 6-6**

Manipulačné oko na obr. je z materiálu S355 a je privarené obojstranným kútovým zvarom. Rozmery zvaru sú $a = 8\text{mm}$ a $l = 200\text{mm}$. Na manipulačné oko sa pripevní lano pod uhlom $\gamma = 30^\circ$. V lane bude pôsobiť sila $F = 80\text{kN}$ vo vzdialenosti $b = 60\text{mm}$. Skontrolujte zvar, ak súčinitele zvaru $\alpha_{\parallel} = 0,65$, $\alpha_{\perp} = 0,75$.

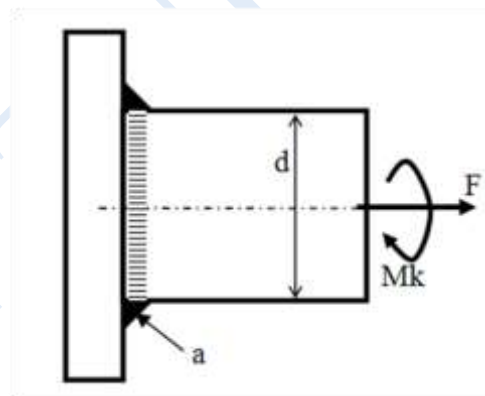


Príklad 6-7

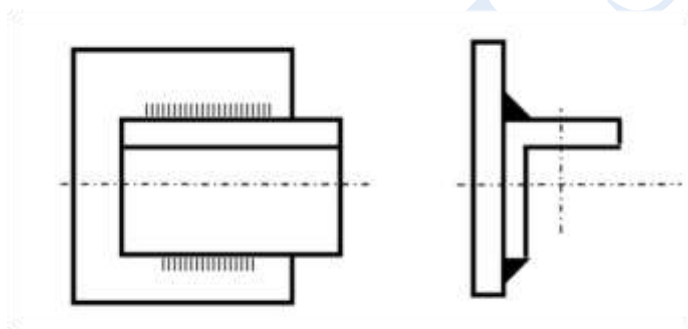
Konzola na obr. je vyhotovená ako zvarenec z dvoch plechov hrúbky $s = 20\text{mm}$ a $s_1 = 16\text{mm}$ z materiálu S355. Po montáži je konzola zaťažená všeobecnou priestorovou silou $F = 20\text{kN}$, pod uhlami $\gamma = 15^\circ$ a $\delta = 30^\circ$. Navrhnete veľkosť zvarov a skontrolujte zvary, ak sa požaduje koeficient bezpečnosti $k = 1,5$. Súčinitele zvaru $\alpha_{||} = 0,65$ $\alpha_{\perp} = 0,75$.

**Príklad 6-8**

Kruhová tyč priemeru $d = 50\text{mm}$ je privarená ku ocelovému plechu pomocou kútového zvaru o veľkosti $a = 6\text{mm}$ (obr.). Materiál tyče je S235. Tyč je zaťažená krútiacim momentom $M_k = 50\text{Nm}$ a osovou silou $F = 10\text{kN}$. Skontrolujte zvar, ak sa požaduje koeficient bezpečnosti $k = 1,5$. Súčinitele zvaru $\alpha_{||} = 0,65$ $\alpha_{\perp} = 0,75$.

**Príklad 6-9**

Prútová konštrukcia je vyhotovená z L profilov privarených ku styčnickovým plechom hrúbky $s = 12\text{mm}$ (obr.). Profil L 60x60x8 aj styčnickový plech sú z materiálu S235. Prút je zaťažený osovou silou $F = 8\text{kN}$. Navrhnete veľkosť zvarov, ich dĺžku a umiestnenie.

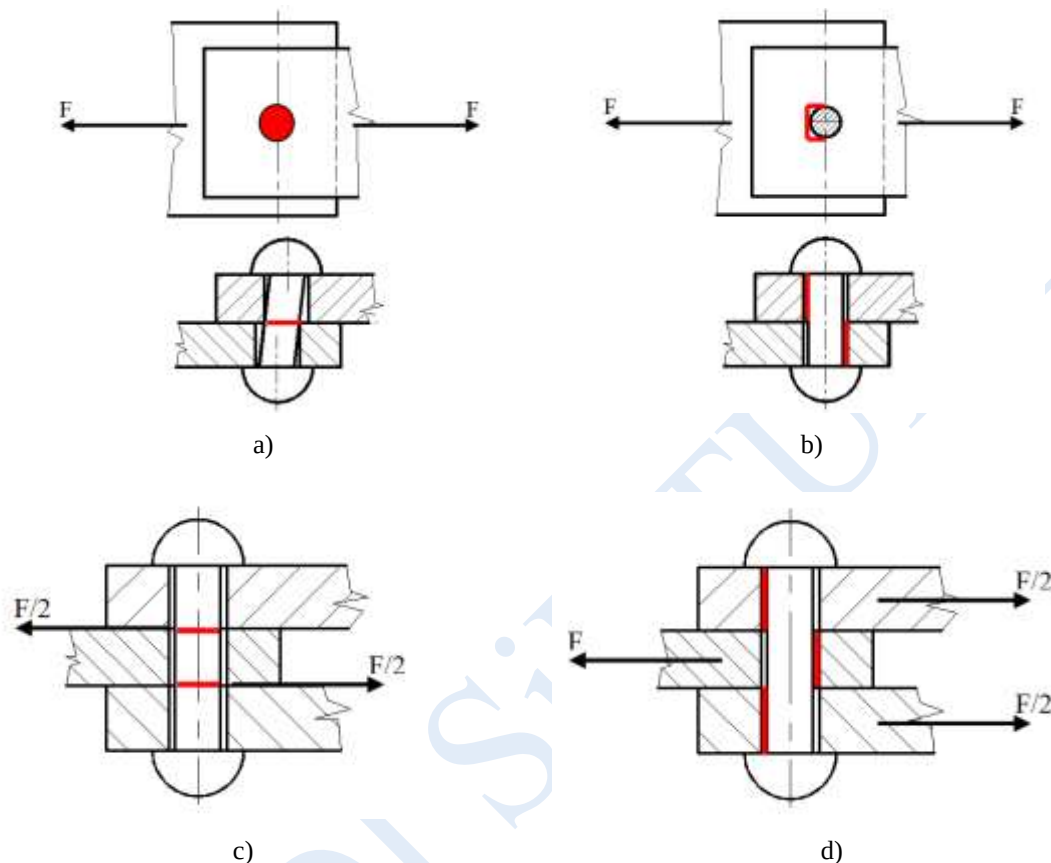
**Príklad 6-10**

Zostrojte zváraný nosník I profilu dĺžky $L = 8\text{m}$, ak na výrobu pásnice je použitý plech šírky $b = 300\text{mm}$ a hrúbky $s_2 = 10\text{mm}$. Na stojinu bude použitý plech šírky $b = 400\text{mm}$ a hrúbky $s_1 = 18\text{mm}$. Použitý materiál plechov je S355. Navrhnete typ zvaru, jeho veľkosť, umiestnenie a rozmiestnenie. Skontrolujte navrhnuté zvary a vyhotovte výkres zváraného I nosníka.

Príklad 6-11

Z profilu I 360 – S355, zhotovte prelamaný nosník s dĺžkou $L = 12\text{m}$. Navrhnete zvary a skontrolujte ich. Vyhotovte výkres prelamaného nosníka.

Nitové spoje vďaka svojej pružnosti majú široké konštrukčné uplatnenie. Namáhanie nitovaného spoja môže byť niekoľkými spôsobmi. Všeobecná kontrola nitovaného spoja pozostáva z troch pevnostných kontrol častí nitovaného spoja, konkrétne z pevnostnej kontroly nitu na strih - Obr.6.12a),c) pevnostnej kontroly nitovaného materiálu na porušenie ťahom - Obr.6.12b),c) a pevnostnej kontroly na otláčenie v mieste kontaktu medzi materiálom a nitom - Obr.6.12b),d).



Obr. 6.12 Miesta pevnostnej kontroly nitovaného spoja

Porucha nitovaného spoja môže nastať v dôsledku pretrhnutia materiálu v rovine nitov. Finálny konštrukčný návrh nitovaného spoja by mal zahŕňať kontrolu spájaného materiálu proti pretrhnutiu a kontrolu nitu.

Kontrola napätia v nite pozostáva z pevnostnej kontroly nitu na strih a na otláčenie.

V prípade kontroly jednostrizného nitu na strih platí:

$$\tau = \frac{F}{n\pi \frac{d^2}{4}} = \frac{4F}{n\pi d^2} \leq \tau_{Ds} \quad (6.60)$$

Pre dvojstrižný nit platí:

$$\tau = \frac{F/2}{n \cdot \pi \frac{d^2}{4}} = \frac{2F}{n\pi d^2} \leq \tau_{Ds} \quad (6.61)$$

kde:

τ - napätie v strihu,

d - priemer nitu,

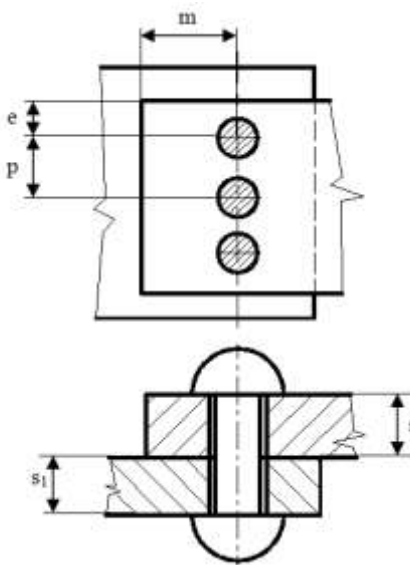
F – sila kolmá na os nitu,

n - počet nitov.

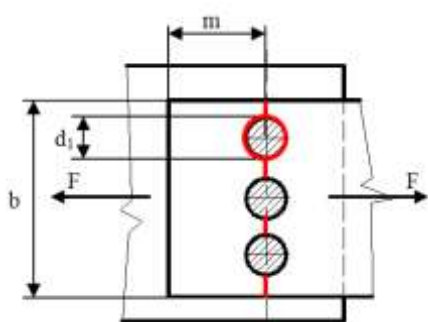
Kontrola nitovaného spoja na otláčenie:

$$p = \frac{F}{n \cdot d \cdot s} \leq p_D \quad (6.62)$$

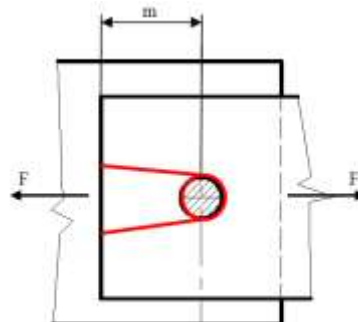
Kontrola napätia v spájanom materiáli - Obr.6.13b),c) pozostáva z kontroly proti pretrhnutiu a kontroly proti vytrhnutiu.



a) hlavné rozmery nitovaného spoja



b) porušenie pretrhnutím



c) porušenie vytrhnutím

Obr. 6.13 Hlavné rozmery nitovaného spoja a spôsoby jeho porušenia

Porušenie pretrhnutím spájaných materiálov v dôsledku pôsobenia sily sa definuje:

$$\sigma_t = \frac{F}{[s \cdot (b - n_r \cdot d_1)]} \leq \sigma_{Dt} \quad (6.63)$$

kde:

σ_t – napätie v ťahu v nitovanom materiáli,

d_1 – priemer otvoru pre nit v nitovanom materiáli,

s – hrúbka spájaného materiálu, kontroluje sa tenší zo spájaných materiálov,

b – šírka nitovaných materiálov,

m – rozmer podľa Obr.6.13a), odporúčaný rozmer $m = 1,5 \cdot d$,

n_r – počet otvorov pre nity.

Porušenie v dôsledku vytrhnutia podľa Obr.6.13c) je definované:

$$\tau_v = \frac{F}{2 \cdot m \cdot s} \leq \tau_{Ds} \quad (6.64)$$

Pre nitované spoje používané vo vyhradených technických zariadeniach ako konštrukcie mostov, tlakové nádoby a pod. sú príslušné dovolené napätia uvedené v normách pre vyhradené technické zariadenia.

Pre nity používané v bežnom strojárstve sú dostupné hodnoty v príručkách a tabuľkách pre bežné napäťové stavy. Pre niektoré typy oceľových konštrukcií pre ručne realizované nitovanie je možné dosadiť za dovolené napätie nasledovné hodnoty vzťahované k medzi klzu: dovolené napätie v ťahu (40 % z R_e), dovolené napätie v strihu (36 % z R_e), dovolené napätie na otláčenie (80 % z R_e).

Strojnícke tabuľky a technické tabuľky obsahujú dovolené hodnoty pre oceľové nity. Pre nity z tvárnej ocele sa ku kontrole napätí v prípade prvého priblíženia používajú nasledovné hodnoty: dovolené napätie v ťahu (75 MPa), dovolené napätie v strihu (60 MPa), a dovolené napätie na otláčenie (130 MPa).

Pri voľbe nitov je vo všeobecnosti snahou navrhnuť ich správnu veľkosť tak, aby nedošlo k porušeniu nitu ani nitovaného spoja. Z rozmerov nitu je dôležité správne určiť jeho dĺžku a priemer. Stanovenie rozmerov nitu vychádza z hrúbky spájaných materiálov, konkrétne z najväčšej hrúbky materiálu. Minimálny priemer nitu $d_{\min}$ bude definovaný ako 3-násobok maximálnej hrúbky spájaných materiálov $s_{\max}$.

$$d_{\min} = 3 \cdot s_{\max} \quad (6.65)$$

Podľa minimálneho priemeru nitu sa zvolí najbližší normalizovaný priemer nitu. Dĺžka drieku nitu musí byť dostatočná, aby na jej konci bolo možné vyhotoviť plnohodnotnú závernú hlavu, ale dĺžka drieku nitu nesmie byť príliš dlhá, aby nedošlo k deformácii prídavným ohybom drieku nitu v spájaných materiáloch. Pre stanovenie dĺžky drieku nitu existuje niekoľko metodík stanovených na základe praktických skúseností, ktoré budú postupne uvedené. Pre všeobecné vyhotovenie nitového spoja je odporúčaná dĺžka drieku nitu L určená na základe nasledovnej rovnice:

$$L = s + d \cdot c \quad (6.66)$$

kde:

d – normalizovaný priemer nitu,

s – celková hrúbka spájaných materiálov,

c – objemová a tvarová konštanta pre vytvorenie závernej hlavy nitu, ktorá je nasledovná:

Pre polguľovú závernú hlavu vo všeobecnej nitovanej konštrukcii:

- $c = 1,5$ ak $d \leq 20$ mm
- $c = 1,6$ ak $d > 20$ mm

Pre polguľovú závernú hlavu v tlakovej a kotlovej konštrukcii:

- $c = 1,7$ ak $d \leq 20$ mm
- $c = 1,8$ ak $d > 20$ mm

Pre zápustnú uzatváraciu závernú hlavu pre odľahčené použitie:

- $c = 0,5$ pre všetky d .

Výsledná dĺžka drieku nitu sa zaokrúhli na najbližšiu normalizovanú hodnotu.

Optimálna dĺžka nitu s polguľovou hlavou, použitého na konštrukčné nitovanie, by mala byť $L = 1,25 \cdot s + (0,9 \div 1,0) \cdot d$ a zaokrúhlená na najbližšiu normalizovanú hodnotu.

Počet nitov použitých na vytvorenie konštrukčného nitového spojenia sa stanoví na základe pevnostných podmienok namáhania nitu v strihu a v otláčení.

Pevnostná podmienka v strihu v prípade jednostrizného nitu je definovaná:

$$\tau = \frac{F}{n\pi \frac{d^2}{4}} = \frac{4F}{n\pi d^2} \leq \tau_{Ds} \quad (6.67)$$

Počet nitov z pevnostnej podmienky v strihu bude:

$$n \geq \frac{4F}{\tau_{Ds}\pi d^2} \quad (6.68)$$

Pevnostná podmienka na otláčenie v prípade jednostrizného nitovaného spoja je definovaná:

$$p = \frac{F}{n \cdot d \cdot s} \leq p_D \quad (6.69)$$

Počet nitov z pevnostnej podmienky v otláčení bude:

$$n \geq \frac{F}{p_D \cdot d \cdot s_{min}} \quad (6.70)$$

kde:

τ_{Ds} - dovoľené namáhanie v strihu,

- pre statické namáhanie (60÷80 MPa),
- pre dynamické namáhanie (40÷60 MPa),

p_D - dovoľené namáhanie na otláčenie,

- pre statické namáhanie (120÷150 MPa),
- pre dynamické namáhanie (80÷100 MPa),

s_{min} - menšia z hrúbok spájaných materiálov,

d - priemer nitu,

F - zaťažujúca sila,

n - počet nitov.

Z oboch vypočítaných pevnostných podmienok sa za smerodajný (navrhovaný) počet nitov bude považovať ten počet nitov, ktorý bude vyšší. V prípade dvojstrizných nitov sa postupuje obdobným spôsobom. Finálny konštrukčný návrh pevného nitovaného spoja by mal zahŕňať aj kontrolu materiálu proti pretrhnutiu v ťahu a kontrolu materiálu proti vytrhnutiu.

Otvory pre nity narušujú celistvosť materiálu, ktorým sa má prenášať zaťaženie. Pri vyhotovení nitovaného spoja nity nenahrádzajú plnohodnotne materiál, ktorý bol v podobe otvorov pre nity odobratý. Ideálny stav, kedy je zaťaženie v ťahu materiálu rovnaké ako zaťaženie od rôznych spôsobov namáhania sa v nitovanom spoji nedosiahne, aj keď sú priemery otvorov pre nity a priemery nitov normalizované. Účinnosť nitovaného spoja vyjadruje schopnosť nitov prenášať požadované zaťaženia v porovnaní so zaťažením v ťahu materiálu bez otvorov pre nity a je ho možné jednoducho vyjadriť nasledovným vzťahom:

$$\eta = \frac{\text{maximálne zaťaženie prenášané nitovým spojom}}{\text{zaťaženie v ťahu prenášané materiálom bez otvorov pre nity}} \quad (6.71)$$

Zaťaženie v ťahu prenášané materiálom bez otvorov pre nity je možné vyjadriť ako jednotkové zaťaženie F_1 na rozstupe p pre materiál hrúbky s a dá sa definovať:

$$F_1 = p \cdot s \cdot \sigma_t \quad (6.72)$$

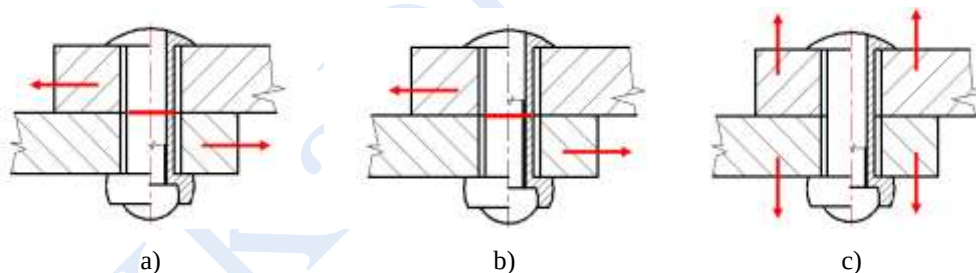
Účinnosť nitovaného spoja nemôže nikdy dosiahnuť 100 %, ale je ju možné vhodne zvýšiť použitím viacrakových spojov nitov. Maximálne zaťaženie je najmenšie prípustné zaťaženie stanovené z pevnostných podmienok v nitovom spoji v strihu, ťahu a v otláčení.

V Tab.6.1 sú uvedené účinnosti nitovaného spoja pre rôzne spôsoby vyhotovenia. Maximálna účinnosť je predpokladaná pri podmienkach: dovolené napätie v ťahu 76 MPa, dovolené napätie v strihu 60 MPa, a dovolené napätie na otláčenie 130 MPa.

Tab. 6.1 Účinnosti kotlových nitovaných spojov

Preplátovaný spoj	Účinnosť (%)	Maximálna účinnosť (%)	S dvoma stykovými doskami	Účinnosť (%)	Maximálna účinnosť (%)
Jednoradový	45÷60	63,3	Jednoradový	55÷60	63,3
Dvojradowý	63÷70	77,5	Dvojradowý	70÷83	86,6
Trojradowý	72÷80	86,6	Trojradowý	80÷90	95
			Viacradowý	85÷94	98,1

Pevnosť trhacích nitov uvedená v tabuľkách dodávateľov je vo všeobecnosti maximálnou pevnosťou pri porušení. Pri porovnaní pevnosti slepých nitov s konvenčnými plnými nitmi (rovnaký materiál) sú plné nity vo všeobecnosti pevnejšie ako slepé nity, kde sa trň slepého nitu odtrhne v mieste prasknutia trňa a rovina strihu nitu sa teda nachádza nad miestom odtrhnutia trňa - Obr.6.14a). Pri slepých nitoch, kde sa trň odtrhne nad hlavou nitu a v mieste strihu nitu sa nachádza aj trň - Obr.6.14b) sú slepé nity vo všeobecnosti pevnejšie. Vyššiu pevnosť teda podporuje trň, ktorý sa stane súčasťou nitu a vyplní dutinu drieku nitu.



Obr. 6.14 Namáhanie slepého nitu.

V prípade odtrhnutia trňa pod strihovou rovinou - Obr. 6.14a),c) sa predpokladá, že priemer dutiny nitu d bude totožný s priemerom trňa d_m . Napätie v strihu sa určí nasledovne:

$$\tau = \frac{F}{\frac{\pi}{4} (d^2 - d_m^2)} \quad (6.73)$$

V prípade odtrhnutia trňa nad strihovou rovinou - Obr.6.14b) sa predpokladá, že na prenose zaťaženia sa bude podieľať aj trň. Napätie v strihu v drieku nitu sa určí nasledovne:

$$\tau = \frac{F}{\frac{\pi}{4} d^2} \quad (6.74)$$

Pri namáhaní nitu na ťah - Obr.6.14.c) je driel nitu namáhaný ťahom a napätie v drieku nitu sa určí:

$$\sigma = \frac{F}{\frac{\pi}{4}(d^2 - d_m^2)} \quad (6.75)$$

kde:

d – priemer drieku nitu,

d_m – priemer dutiny v drieku nitu.

Ako príklad je možné uviesť porovnanie troch nitov z ocelového materiálu. Slepý nit s priemerom 4 mm bude schopný preniesť silu spôsobujúcu namáhanie v strihu veľkosti $F_s = 3,1$ kN ak ťhň nie je v rovine strihu a strižnú silu $F_s = 6,7$ kN ak ťhň sa nachádza v rovine strihu. Strižná sila, ktorá namáha driel plného nitu z rovnakého materiálu s priemerom 4 mm za predpokladu medze pevnosti v strihu $\tau_{Rm} = 335$ MPa bude $F_s = 4,2$ kN. Schopnosť prenášať zaťaženie v podobe strihovej sily alebo ťahovej sily je značne závislé od samotného materiálu nitu a od tvaru hlavy nitu - Tab.6.2.

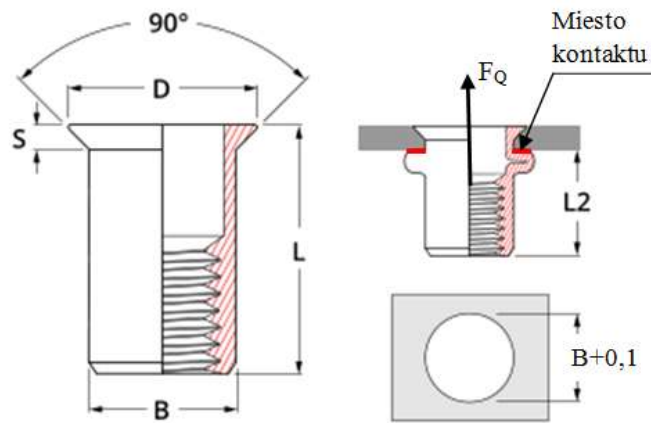
Tab. 6.2 Porovnávacie údaje štandardného slepého nitu s priemerom drieku $d = 4$ mm. [15]

Materiál nitu	Hlava nitu					
	Štandardná $d_k=8$ mm		Zapustená 120° $d_k=7,5$ mm		Veľká $d_k=12$ mm	
	Strih [N]	Ťah [N]	Strih [N]	Ťah [N]	Strih [N]	Ťah [N]
Hliník AlMg 3	1100	1400	1100	1400	1180	1500
Meď	1000	1500	neuvádza	neuvádza	neuvádza	neuvádza
Oceľ pozinkovaná	1550	1990	1550	1990	1550	1990
Oceľ nerezová AISI 304	3100	3800	3100	3800	2895	3650

Treba poznamenať, že slepý nit sa bežne používa pre ľahšie konštrukcie z materiálov s menšími hrúbkami. Všeobecne sa predpokladá, že správne nainštalovaný pevný nit je spoľahlivejší v porovnaní so slepým nitom, ale jeho montáž je značne nákladnejšia.

Slepé nity je možné s vhodnou úpravou využiť aj pre konštrukciu tesných spojov. Jednou z možností je použitie utesneného trhacieho slepého nitu, ako to už bolo uvádzané. Ďalšou z možností je použitie zaslepeného rúrkového nitu, ktorý sa dá používať tam, kde musí byť nitovaný spoj tesný. Zo strany materiálu, kde sa požaduje tesnosť, sa aplikuje utesňovací ťhň. Utesňovací ťhň pokryje cca 100 % hlavy nitu a driel ťhňa, rozširuje driel nitu. Táto kombinácia vlastností utesňovacieho ťhňa so skutočnosťou, že nit sa bude radiálne zväčšovať aby vyplnil otvor zabezpečí, že nitovaný spoj je utesnený až do tlaku 3,5 MPa.

Nitovacia matica je konštrukčne totožná s rúrkovým nitom opatreným vnútorným závitom, ktorý sa deformuje tak, aby sa z neho stala slepá matica - Obr.6.15. Pri aplikácii nitovacej matice sa trubicová časť deformuje a v mieste kontaktu vytvorí golier. Vzhľadom k tomu, že trubicová časť sa bude deformovať, sú nitovacie matice vyrobené z ťažných materiálov, ktorých pevnosť v ťahu je pomerne nízka - Tab.6.3.



Obr. 6.15 Základné rozmery nitovacej matice pred a po aplikácii [15]

Tab. 6.3. Základné pevnostné vlastnosti nitovacích matíc

Materiál	Minimálna pevnosť v ťahu [MPa]
Hliník	190
Oceľ	310 - 585
Nerez	460 - 550
Mosadz	345

Po vytvorení goliera nitovacej matice dochádza k otláčeniu v mieste kontaktu. Tlak v otláčení musí byť menší, ako dovolená hodnota tlaku v otláčení spájaných komponentov podľa vzťahu:

$$p = \frac{F}{S} \leq p_D \quad (6.76)$$

kde:

F- osová sila potrebná na aplikáciu nitovacej matice,

S - plocha kontaktu (medzikružie goliera).

Po aplikácii musí byť schopná nitovacia matica preniesť osovú zaťaženie skrutkovým spojom. Napätie na otláčenie od osovej sily v skrutke však nesmie byť väčšie ako dovolené napätie.

$$p = \frac{F_Q}{S} \leq p_D \quad (6.77)$$

Kritickým momentom je proces uťahovania skrutkového spoja. Nitovacia matica je k materiálu pridržiavaná trecou silou v mieste kontaktu. Pre bezproblémové vytvorenie skrutkového spoja musí platiť, že trecí moment v mieste kontaktu musí byť väčší, ako trecí moment v závite, ktorý je zároveň uťahovací moment skrutky.

$$M_{1z} = F_Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi') \leq M_T \quad (6.78)$$

kde:

F_Q - osová sila v skrutke,

d_2 - stredný priemer závitu skrutky,

γ - uhol stúpania závitu,

φ' - redukovaný trecí uhol v závite.

V prípade nedostatočného trecieho momentu v mieste kontaktu počas uťahovania skrutky je možné použiť nitovacie matice so šesťhranným alebo ryhovaným driekom.

Spoje označované ako *Jo-bolt* sú vzhľadom a montážou podobné slepým nitom. Skladajú sa z troch častí, ktoré sú z výroby predmontované – skrutky z ocele so závitom na drieku, oceľovej matice so závitom a rozťahovateľnej objímky z nehrdzavejúcej ocele - Obr.6.16a). Pri inštalácii *Jo-bolt* sa skrutka otáča, zatiaľ čo matica je pevne uchytená - Obr.6.16b). To spôsobí, že objímka sa rozťahne cez koniec skrutky, čím sa vytvorí slepá hlava a upne sa proti obrobku. Po dosiahnutí potrebného krútiaceho momentu sa zvyšná časť skrutky odlomí - Obr.6.16c).

Pri aplikácii *Jo-bolt* systému platí:

Moment potrebný pre vytvorenie slepej hlavy z rozťahovateľnej objímky je definovaný osovou silou F_Q potrebnou na vytvorenie objímky.

$$F_Q = S \cdot R_e \quad (6.79)$$

Uťahovací moment v závite skrutky potrebný pre vytvorenie objímky je definovaný:

$$M_{1z} = S \cdot R_e \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi') \quad (6.80)$$

Po vytvorení rozťahovateľnej objímky dôjde k navýšeniu uťahovacieho momentu na hodnotu, kedy dôjde k porušeniu drieku skrutky:

$$M_{1z} \geq R_{mk} \cdot W_{k3} \quad (6.81)$$

kde:

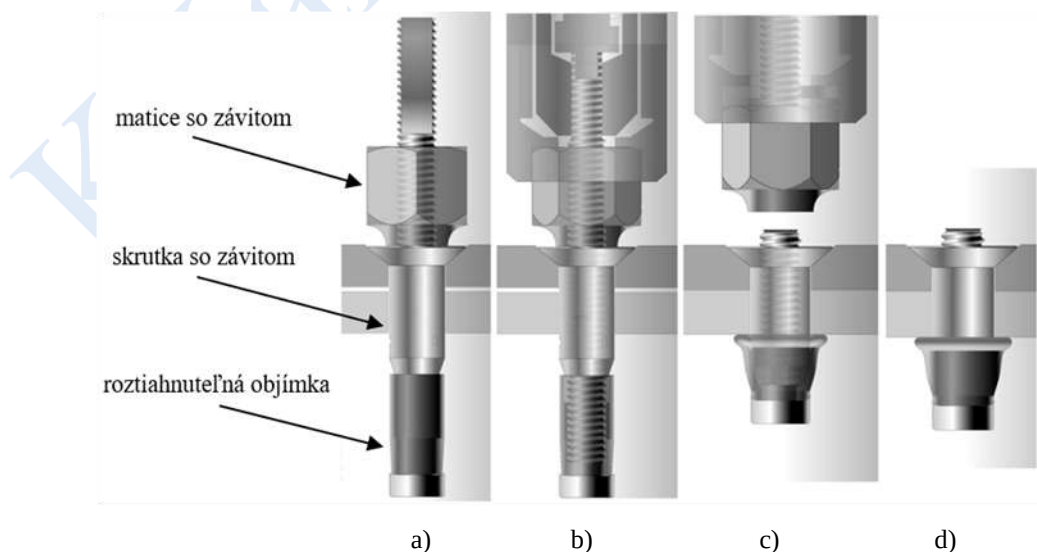
S - deformovaná plocha rozťahovateľnej objímky,

R_e - medza klzu materiálu rozťahovateľnej objímky,

R_{mk} - medza pevnosti v krútení montážnej skrutky,

W_{k3} - prierezový modul v krútení jadra drieku montážnej skrutky.

Vďaka vysokej pevnosti v šmyku a v ťahu sú skrutky *Jo-bolt* vhodné na použitie v prípadoch vysokého namáhania, kde by niektoré iné slepé spojovacie prvky neboli praktické a ktoré nie sú často predmetom výmeny alebo servisu. *Jo-bolts* sú často súčasťou stálej konštrukcie modelov lietadiel. Ďalšími výhodami použitia skrutiek *Jo-bolts* je ich odolnosť voči vibráciám [28].

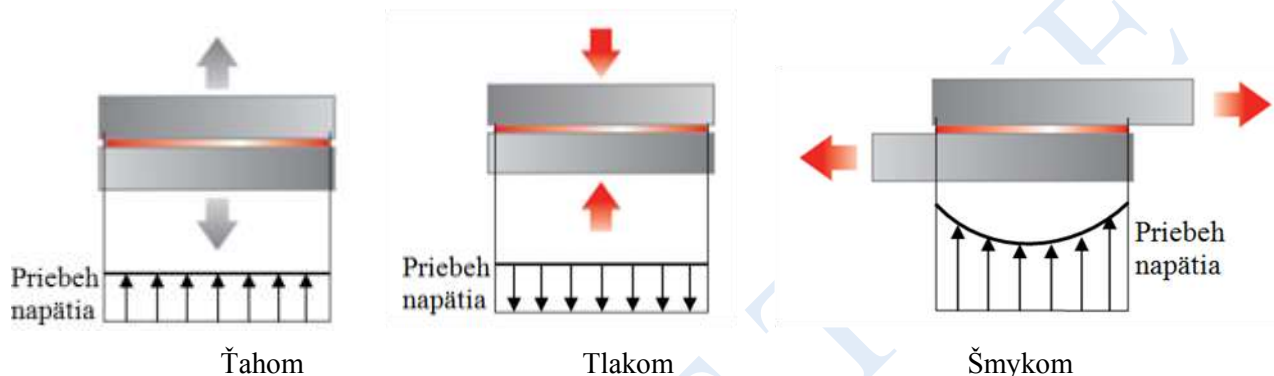


Obr. 6.16 Aplikácia *Jo-bolt* nerozoberateľného spoja [26]

Lepenie je často jedinou metódou pre vytvorenie spojenia materiálov, ktoré nie je vzhľadom na ich vlastnosti, tvar, použitie spoja a pod. možné vykonať iným spôsobom. Únosnosť a v niektorých prípadoch aj deformácia lepených konštrukcií závisí od mechanických vlastností lepidla a napäťovo-deformačného stavu lepeného spoja.

Konštruovanie lepených spojov je nutné navrhovať tak, aby sa zabezpečilo dvojrozmerné namáhanie lepenej plochy. Z dvojrozmerného namáhania lepenej plochy je najmenej vhodným namáhanie lepenej plochy v ťahu. Vhodnejším spôsobom je namáhanie lepenej plochy v šmyku alebo v tlaku.

K namáhaniu lepenej plochy v ťahu dochádza pri pôsobení sily, ktorá je kolmá na lepenú plochu a ťahová sila spôsobí v lepenom spoji napätie, ktoré je rovnomerné po celej lepenej ploche.



Obr. 6.17 Zaťažovaný lepený spoj

Napätie v ťahu je možné potom definovať nasledovne:

$$\sigma_t = \frac{F}{S} \leq \sigma_D \quad (6.82)$$

kde:

F - zaťažujúca sila,

S - dvojrozmerná lepená plocha, $S=b.l$,

b - šírka spoja,

l - dĺžka preplátovania.

Namáhanie lepenej plochy v tlaku je vhodnejším variantom zaťaženia lepeného spoja ako je namáhanie v ťahu. Pri namáhaní v tlaku nedochádza k tak veľkým deformáciám lepenej vrstvy, ako je to v prípade namáhania v ťahu.

K namáhaniu v tlaku dochádza pri pôsobení sily, ktorá je kolmá na lepenú plochu a tlaková sila spôsobí v lepenom spoji napätie, ktoré je rovnomerné po celej lepenej ploche.

Napätie v tlaku je potom možné definovať nasledovne:

$$\sigma_d = \frac{F}{S} \leq \sigma_D \quad (6.83)$$

kde:

F - zaťažujúca sila,

S - dvojrozmerná lepená plocha, $S = b.l$,

b - šírka spoja,

l - dĺžka preplátovania.

Väčšina konštrukcií lepených spojov je navrhovaná tak, aby v spoji vznikalo šmykové namáhanie - Obr.6.17. Maximálne šmykové napätie v lepenom spoji v dvojrozmernej lepenej ploche - Obr.6.17 sa nachádza na okraji lepenej plochy a je definované:

$$\tau_s = \frac{F}{S} \leq \tau_{Ds} \quad (6.84)$$

kde:

F - zaťažujúca sila,

S - dvojrozmerná lepená plocha, $S = b \cdot l$,

b - šírka spoja,

l - dĺžka preplátovania,

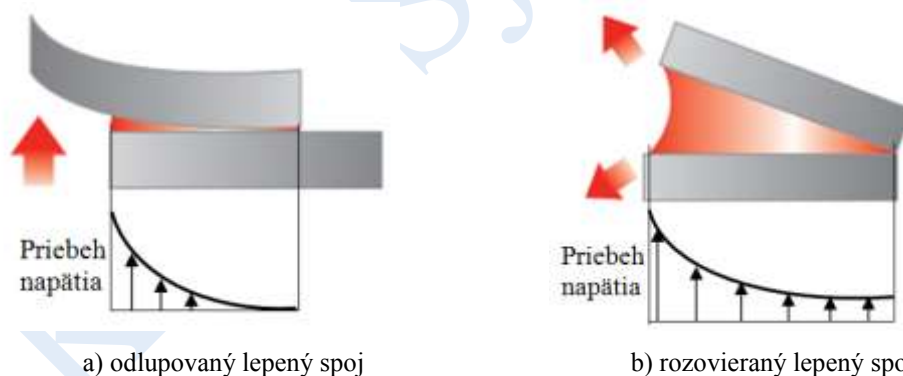
τ_{Ds} – dovoľené napätie v šmyku lepidla; $\tau_{Ds} = \tau_{Dl}/k$,

τ_{Dl} - pevnosť lepidla v šmyku,

k - bezpečnosť lepeného spoja, $k = 3 \div 4$.

V prípade, ak napäťovo-deformačný stav lepených spojov je nerovnomerný (prípade jednorozmerného namáhania) a porucha spoja začína v mieste, v ktorom napätia dosiahnu pre daný spoj kritické hodnoty, sa definuje počiatočná (absolútna) pevnosť a stredná pevnosť lepeného spoja.

Deformácia jednostranne preplátovaného lepeného spoja v dôsledku excentrického pôsobenia zaťažujúcej sily spôsobí nerovnomerné rozloženie napätia po dĺžke preplátovania – vznikne jednorozmerné namáhanie spôsobujúce odlupovanie alebo rozovieranie lepeného spoja - Obr.6.18.a),b). Maximálne napätia sú v mieste iniciovania odlupovania, resp. rozovierania.



Obr. 6.18 Jednorozmerný lepený spoj namáhaný na odlupovanie a rozovretie [31]

Počiatočná, absolútna pevnosť δ_{max} (Nmm^{-1}) a stredná pevnosť δ_s (Nmm^{-1}) lepeného spoja bude definovaná nasledovne:

$$\begin{aligned} \delta_{max} &= \frac{F_{max}}{b} \\ \delta_s &= \frac{F_s}{b} \end{aligned} \quad (6.85)$$

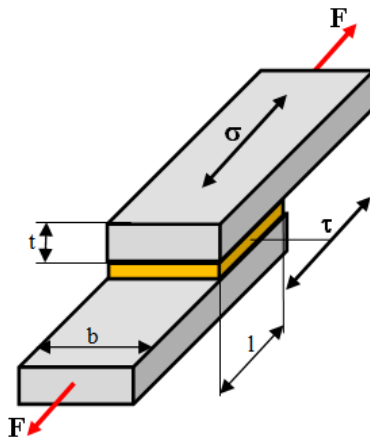
kde:

F_{max} - maximálna počiatočná sila odlupovania,

F_s - priemerná sila odlupovania,

b - šírka lepeného spoja.

Podľa vyššie uvedeného pevnostného rozboru lepeného spoja je nevyhnutné zabrániť namáhaniu lepeného spoja v ohybe a tým odlupovaniu lepenej plochy. Okrem identifikácie namáhania v lepenom spoji je veľmi dôležité venovať pozornosť spôsobu spojenia lepených materiálov, veľkosti a tvaru lepenej plochy. V prípade lepeného spoja je potrebné, aby napätia v jednotlivých častiach boli rovnaké. To znamená, aby napätia v spájaných materiáloch, ktorých hrúbka je t , boli rovnaké ako napätie v lepidle - Obr.6.19.



Obr. 6.19 Voľba rozmerov lepeného spoja

Na základe tejto úvahy je možné únosnosť lepenej plochy pre lepený spoj namáhaný šmykom stanoviť z únosnosti spájaných materiálov nasledovne:

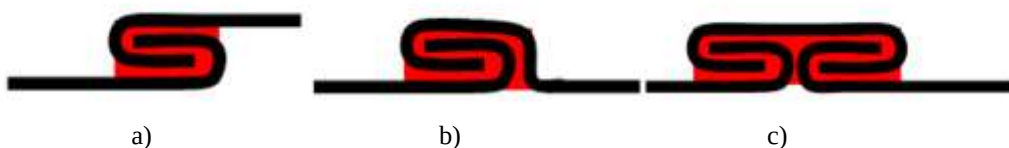
$$F = b \cdot t \cdot \sigma_{Dt} = l \cdot b \cdot \tau_{Ds} \quad (6.86)$$

Dĺžka preplátovania lepeného spoja sa vypočíta nasledovne:

$$l = t \cdot \frac{\sigma_{Dt}}{\tau_{Ds}} \quad (6.87)$$

Pomer dĺžky preplátovania v závislosti na hrúbke spájaných materiálov je možné vyjadriť na základe pomeru rozmerov x nasledovne: $x = t/l$.

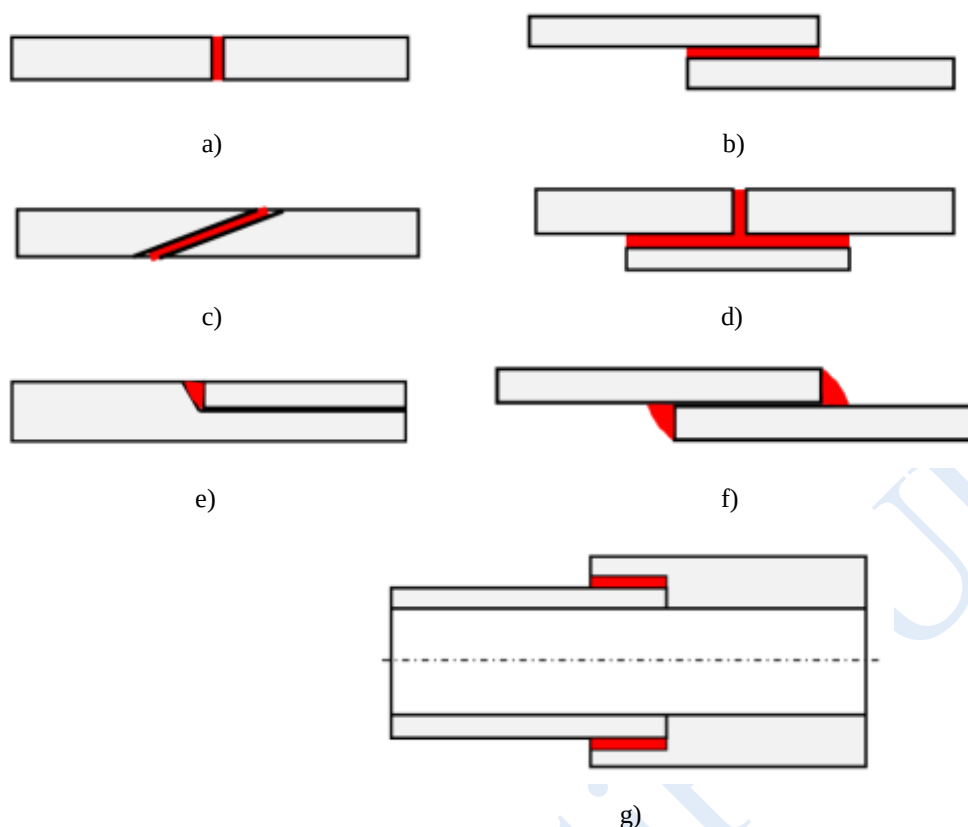
Spájkované materiály je vhodné tvarovať tak, aby samotná spájka prenášala čo najmenšie zaťaženie. Mäkké spájky nie sú vhodné pre spoje, ktoré budú prenášať priame zaťaženie a preto je nutné vyhotoviť lemovanie spájaných materiálov - Obr.6.20. Lemovanie bude prenášať potrebné zaťaženie pomocou tvarového prvku a spájka vytvorí spojenie tvarovaných materiálov.



Obr. 6.20 Tvary spájkovaných spojov pre mäkké spájky

Ak nie je možné vytvoriť na spájaných materiáloch tvarový prvok, ktorý bude prenášať zaťaženie, je nutné použiť tvrdú spájku. Spájka bude súčasťou zaťažovaného komponentu a v takom prípade musí mať

spájkovaný spoj rovnakú únosnosť ako základný spájaný materiál. Spájkované spoje je vhodné voliť tak, aby spájka bola namáhaná ťahom alebo strihom - Obr.6.21.



Obr. 6.21 Tvary spájkovaných spojov pre tvrdé spájky

Spájkované spoje vyhotovené pomocou tvrdej spájky nevyžadujú zložité tvarové prvky, je však požadovaná vhodná medzera pre zatekanie spájky. Je dôležité, aby sa medzera nerozširovala v smere zatekania spájky, ale aby bolo zabezpečené dobré vztlínanie spájky. Pre zvýšenie únosnosti spájkovaných spojov je vhodnejšie ich navrhovať ako preplátované spoje alebo s podporným spojovacím materiálom - Obr.6.21b),d). Preplátovaný spájkovaný spoj zaťažený silou podľa Obr.6.22a) bude vo všeobecnosti namáhaný šmykovým napätím, ktoré bude vyjadrené nasledovne:

$$\tau_s = \frac{F}{S} \leq \tau_{Ds} \quad (6.88)$$

Za predpokladu, že únosnosť spoja musí byť rovnaká ako únosnosť základného materiálu, bude návrh rozmerov spájkovaného spoja vychádzať z pevnostnej podmienky nasledovne:

$$F = b \cdot l \cdot \tau_{Ds} = b \cdot s \cdot \sigma_{Dz} = b \cdot s \cdot \frac{R_m}{k} \quad (6.89)$$

Dĺžka preplátovania sa určí nasledovne:

$$l = s \cdot \frac{\sigma_{Dz}}{\tau_{Ds}} \quad (6.90)$$

kde:

F – zaťažujúca sila,

s – hrúbka spájaných materiálov,

b – šírka spájaných materiálov,

l – dĺžka preplátovania,

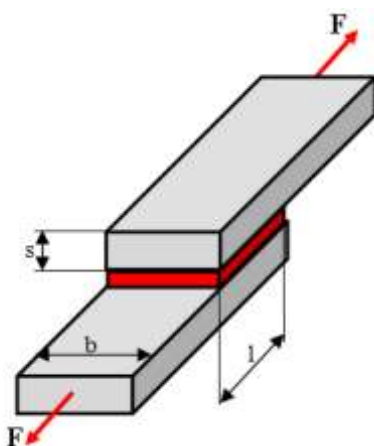
R_m – pevnosť základného materiálu v ťahu,

k – bezpečnosť spoja, zvyčajne $k = 2 \div 4$,

σ_{Dz} – dovolená pevnosť v ťahu základného materiálu, určená ako R_m/k ,

τ_{Ds} – dovolená pevnosť tvrdej spájky v šmyku ($150 \div 300$ MPa).

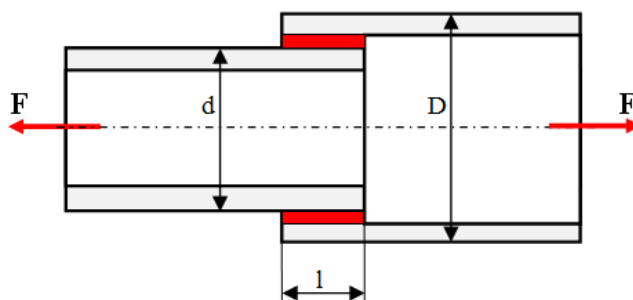
Pri spájkovaných spojoch vyhotovených mäkkými spájkami môže byť dĺžka preplátovania $4 \div 6$ násobkom hrúbky tenšieho materiálu, ale nemala by presiahnuť dĺžku 15 mm, $l = (4 \div 6) \cdot s$; $l_{\max} = 15 \text{ mm}$. Pri spájkovaní tvrdými spájkami sa odporúča používať dĺžku preplátovania s hodnotou 2-násobku hrúbky spájaného materiálu, $l = 2 \cdot s$.



a) spoj dvoch rovinných dosiek preplátovaním



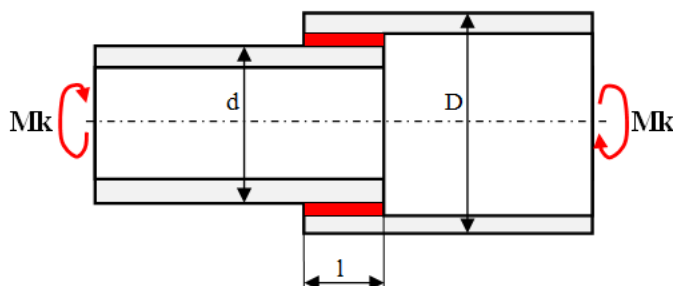
b) spoj dvoch tyčí kruhového prierezu preplátovaním



c) spoj dvoch rúr preplátovaním zaťažených osovou silou



d) spoj tyče kruhového prierezu a rovinnej dosky preplátovaním



e) spoj dvoch rúr preplátovaním zaťažných krútiacim momentom

Obr. 6.22 Rozmery spájkovaného spoja

Dĺžka preplátovania pre spájanie materiálov kruhových prierezov - Obr.6.22b),c),d),e) sa určí nižšie uvedenými postupmi. Prípad na Obr.6.22b) predstavuje spojenie dvoch kruhových tyčí pomocou spájkovania. Z pohľadu výpočtu sa jedná o obojstranný spájkovaný spoj o dĺžke l a veľkosti priemeru kruhovej tyče D_0 .

$$F = 2 \cdot D_0 \cdot l \cdot \tau_{Ds} = \frac{\pi \cdot D_0^2}{4} \cdot \sigma_{Dz} \quad (6.91)$$

$$l = D_0 \cdot \frac{\pi}{2} \cdot \frac{\sigma_{Dz}}{\tau_{Ds}} \quad (6.92)$$

Na Obr.6.22c) vidíme prípad spojenia dvoch rúr. Taktiež sa jedná o spájkovanie kruhových profilov preplátovaním o dĺžke l a veľkosti priemeru rúry d a D .

$$F = \pi \cdot d \cdot l \cdot \tau_{Ds} = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \cdot \sigma_{Dz} \quad (6.93)$$

$$l = \frac{D^2 - d^2}{4 \cdot d} \cdot \frac{\sigma_{Dz}}{\tau_{Ds}} \quad (6.94)$$

Pre spájkovaný spoj dvoch tenkostenných rúr bude vyjadrená dĺžka preplátovania nasledovne:

$$F = \pi \cdot d \cdot l \cdot \tau_{Ds} = A \cdot \sigma_{Dz} \quad (6.95)$$

$$l = \frac{A}{\pi \cdot d} \cdot \frac{\sigma_{Dz}}{\tau_{Ds}} \quad (6.96)$$

kde:

A - rozmerová charakteristika spoja, ak $h_1 < h_2$, potom $A = \pi \cdot (d - h_1) \cdot h_1$,

ak $h_1 > h_2$, potom $A = \pi \cdot (d + h_2) \cdot h_2$,

h_1 – hrúbka steny vnútornej rúry,

h_2 – hrúbka steny vonkajšej rúry, $D - d = 2 \cdot h_2$,

d – vonkajší priemer vnútornej rúry.

Na Obr.6.22d) je spojenie tyče kruhového prierezu a rovinnej dosky pomocou spájkovania. Z hľadiska výpočtu sa jedná o jednostranný spájkovaný spoj, kde sa uvažuje priemet kruhovej tyče ako plocha spoja dĺžky l a veľkosti D_0 .

$$F = D_0 \cdot l \cdot \tau_{Ds} = \frac{\pi \cdot D_0^2}{4} \cdot \sigma_{Dz} \quad (6.97)$$

$$l = D_0 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \frac{\sigma_{Dz}}{\tau_{Ds}} \quad (6.98)$$

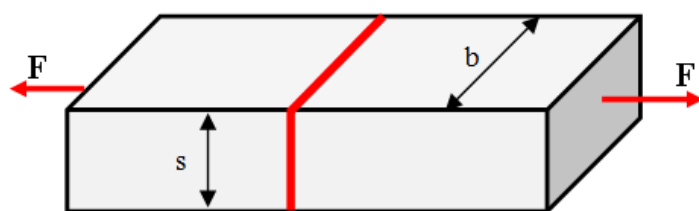
Pre spojenie dvoch rúr (Obr.6.22e) pomocou spájkovaného spoja, ktorý je zaťažený krútiacim momentom, stanovíme dĺžku preplátovania nasledovne:

$$M_k = \pi \cdot d \cdot l \cdot \frac{d}{2} \cdot \tau_{Ds} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \cdot \tau_{Dk} \quad (6.99)$$

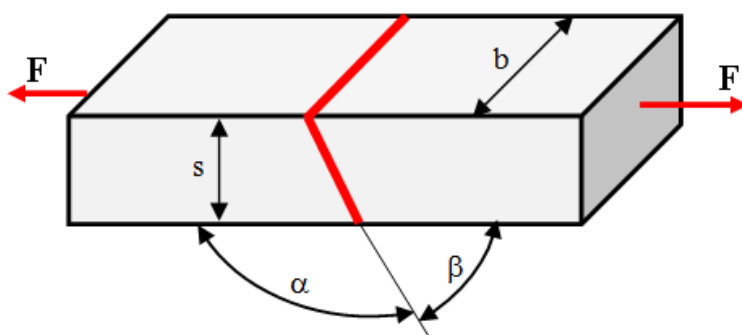
$$l \cong \frac{d}{8} \cdot \frac{\tau_{Dk}}{\tau_{Ds}} \quad (6.100)$$

Spojovacia medzera pri použití strieborných a medených spájkovaných komponentov by mala byť 0,05 ÷ 0,15 mm. Ak sa používa spájka s vyššou teplotou topenia, medzera by mala byť 0,1 ÷ 0,2 mm. Je potrebné sa vyhnúť tesným spojovacím medzerám, ktoré zabráňujú správne roztekaniu a vzĺnaniu spájky. Vo všetkých rúrkových spojoch sa používa radiálna medzera.

Tupý spájkovaný spoj vyhotovený podľa Obr.6.23a) sa konštruuje z podmienky (6.101):



a) tupý spájkovaný spoj



b) šikmý spájkovaný spoj

Obr. 6.23 Spôsob vyhotovenia spájkovaného spoja [23]

$$\sigma_{Ds} = \frac{F}{b \cdot s} \leq \sigma_{Dz} \quad (6.101)$$

Minimálna hrúbka spájaných materiálov podľa Obr.6.23a) bude:

$$s_{min} = \frac{F}{b \cdot \sigma_{Dz}} \quad (6.102)$$

V spájkovanom spoji vyhotovenom podľa Obr. 6.23b) bude v dôsledku namáhania vznikať šmykové aj normálové napätie. Normálové napätie sa určí nasledovne:

$$\sigma_{Ds} = \frac{F \cdot \sin \beta}{b \cdot s} \leq \sigma_{Dz} \quad (6.103)$$

Minimálna hrúbka spájaných materiálov z podmienky na ťah bude:

$$s_{min} = \frac{F \cdot \sin \beta}{b \cdot \sigma_{Dz}} \quad (6.104)$$

Šmykové napätie v spoji bude:

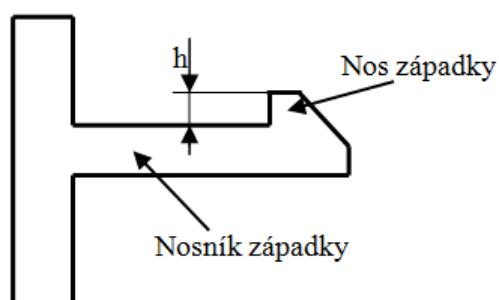
$$\tau_{Ds} = \frac{F \cdot \cos \beta}{b \cdot s} \leq \tau_{Dz} \quad (6.105)$$

Minimálna hrúbka spájaných materiálov z podmienky na šmyk bude:

$$s_{min} = \frac{F \cdot \cos \beta}{b \cdot \tau_{Dz}} \quad (6.106)$$

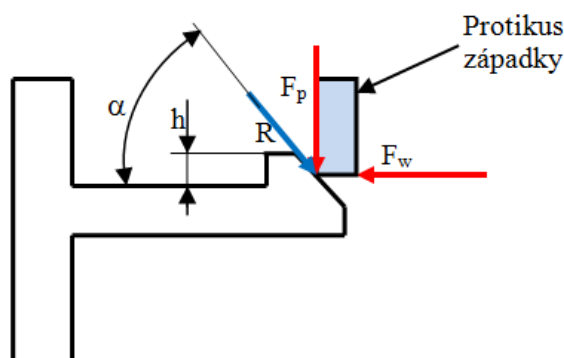
Za hrúbku spoja sa zvolí väčšia z vypočítaných hrúbok spájaných materiálov.

Pri každej aplikácii západkového spoja je hlavnou výzvou konštruktéra nájsť vyváženosti medzi funkčnosťou západkového spoja zostavy a pevnosťou konzolového nosníka západky. Pred dosiahnutím požadovanej vyváženosti spoja medzi funkčnosťou a pevnosťou je zvyčajné, že samotný spoj prešiel niekoľkými iteráciami t.j. zmenou dĺžky, hrúbky, rozmerov priehybu a ďalších faktorov. Typická západková zostava pozostáva z konzolového nosníka s nosom na jeho konci - Obr.6.24.

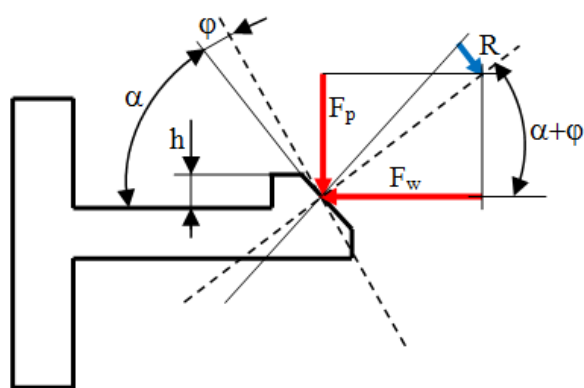


Obr. 6.24. Základný tvar západky

Výška nosa h určuje veľkosť deformácie západky počas montáže. Úpravou uhlov na nábehovej a výbehovej strane nosa možno optimalizovať sily pri montáži a demontáži - Obr. 6.25.



a)



b)

Obr. 6.25. Silové pomery na nose západky

$$F_w = F_p \cdot \tan(\alpha + \varphi) \quad (6.107)$$

$$f = \tan \varphi \quad (6.108)$$

$$F_w = F_p \cdot \frac{f + \tan \alpha}{1 - f \cdot \tan \alpha} \quad (6.109)$$

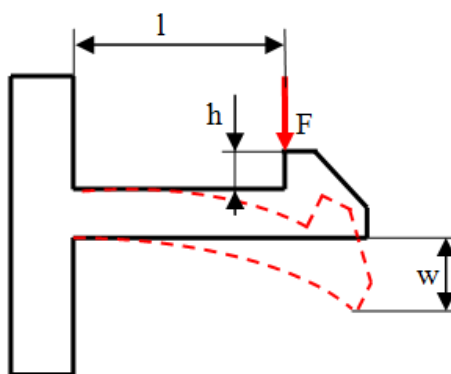
kde:

 F_w – sila potrebná pre montáž západky, F_p – sila potrebná na deformáciu západky.

Tuhosť západky a veľkosť nosa na nej určujú potrebné podmienky na montáž alebo demontáž západkového spoja. Konštruktér môže zvýšiť tuhosť západky použitím materiálu s iným modulom pružnosti alebo iným prierezom. Zväčšenie výšky nosa západky môže tiež zlepšiť funkčnosť západkového spoja. So zväčšovaním výšky nosa je potrebné zväčšovať deformáciu západky, čo sa nepriaznivo prejavuje na zvyšovaní napätia v západke.

K strate funkčnosti západkového spoja dôjde, ak vplyvom deformácie západky pri montáži dôjde k jej trvalej deformácii. K poruche západkového spoja dôjde, ak pracovné napätie v západke bude väčšie ako dovolené napätie materiálu. Takýto poruchový stav sa zvyčajne prejaví lomom západky. Optimalizácia tvaru nosa a prierezu západky je jedným zo spôsobov, ako zabezpečiť, aby bolo možné dosiahnuť požadovanú funkčnosť aj bezporuchovosť západkového spoja.

Pri návrhu západky je nutné použiť dve základné podmienky. Prvou podmienkou je deformačná podmienka, ktorá má zabezpečiť funkčnosť spoja a má zabrániť trvalej deformácii západky. Deformačná podmienka vychádza z maximálnej dovolenej deformácie západky, čo nám definuje maximálny priehyb, z ktorého je stanovená maximálna výška nosa.



Obr. 6.26. Prehyb nosníka západky v závislosti na výške nosa

Podľa Obr.6.26 musí platiť vzťah (6.110):

$$\varepsilon_{dov} \Rightarrow w_{max} = h_{max} \quad (6.110)$$

kde:

ε - deformácia západky

w - prieťah západky,

h - výška nosa.

Druhou podmienkou je napät'ová podmienka, ktorá má zabezpečiť bezporuchovosť západkového spoja. Napät'ová podmienka vychádza z predpokladu, že napätie v západke bude menšie ako dovolené napätie materiálu západky $\sigma < \sigma_D$.

Pri návrhu západky budeme vychádzať z podobnosti tvaru s konzolovým votknutým nosníkom - Obr.6.26. Z teórie pre prieťahovú čiaru votknutého nosníka je možné prieťah na konci voľného konca nosníka w vyjadriť nasledovne:

$$w = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I} \quad (6.111)$$

kde:

F – zaťažujúca sila,

l – dĺžka nosníka,

E – modul pružnosti,

I – kvadratický moment.

Sila potrebná pre montáž a demontáž západkového spoja sa zvyšuje s tuhosťou (k) západky a maximálnym prieťahom západky (w). Sila (F) potrebná na vychýlenie západky je úmerná súčinu týchto dvoch parametrov podľa vzťahu:

$$F = k \cdot w \quad (6.112)$$

Zo vzťahov (6.111) a (6.112) môžeme vyjadriť tuhosť západky nasledovne:

$$k = \frac{F}{w} = \frac{F}{\text{vzorec (6.111)}} = \frac{F}{\frac{F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I}} = \frac{3 \cdot E \cdot I}{l^3} \quad (6.113)$$

Za predpokladu obdĺžnikového prierezu západky s hrúbkou t a šírkou b z Obr.6.28a), je možné vyjadriť kvadratický moment nosníka západky nasledovne:

$$I = \frac{1}{12} b \cdot t^3 \quad (6.114)$$

Po substitúcii vzťahu (6.114) do vzťahu (6.113) dostávame vyjadrenie tuhosti západky nasledovne:

$$k = \frac{3 \cdot E \cdot I}{l^3} = \frac{3 \cdot E \cdot \frac{1}{12} \cdot b \cdot t^3}{l^3} = \frac{E \cdot b \cdot t^3}{4 \cdot l^3} \quad (6.115)$$

Vychádzajúc z prvej podmienky funkčnosti západkového spoja, je nutné aby po montáži západky nevznikli trvalé deformácie.

Tento stav je možné zabezpečiť v oblasti pružných deformácií materiálu, a teda v oblasti platnosti Hookovho zákona. V danej oblasti platí že $\sigma = E \cdot \varepsilon$.

Pre votknutý nosník je možné vyjadriť maximálne napätie v mieste votknutia nasledovne:

$$\sigma = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F \cdot l}{\frac{1}{6} \cdot b \cdot t^2} = \frac{6 \cdot F \cdot l}{b \cdot t^2} \quad (6.116)$$

Do vzorca (6.116) dosadíme za silu F, vyjadrenú silu pomocou vzorca (6.112) a potom napätie v nosníku bude vyjadrené:

$$\sigma = \frac{6 \cdot k \cdot w \cdot l}{b \cdot t^2} \quad (6.117)$$

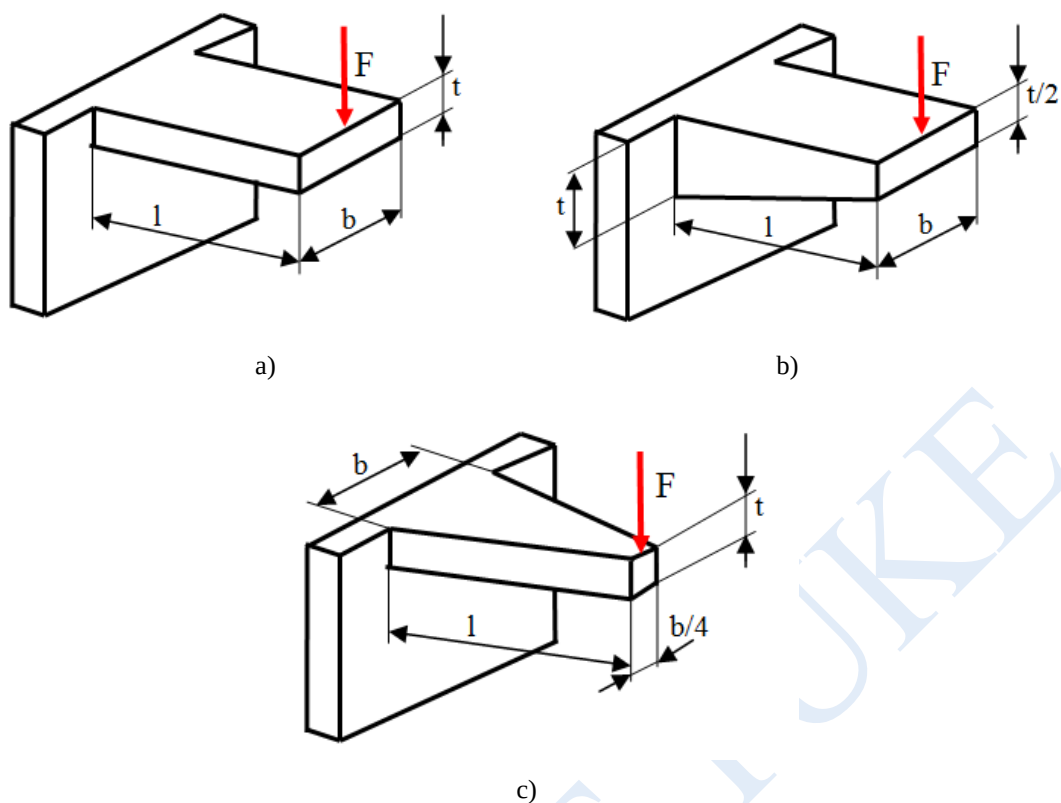
Do rovnice (6.117) vykonáme substitúciu tuhosti zo vzťahu (6.115) a po úprave dostávame vzťah pre napätie v nosníku

$$\sigma = \frac{6 \cdot k \cdot w \cdot l}{b \cdot t^2} = \frac{6 \cdot w \cdot l \cdot \frac{E \cdot b \cdot t^3}{4 \cdot l^3}}{b \cdot t^2} = \frac{3 \cdot w \cdot E \cdot t}{2 \cdot l^2} \quad (6.118)$$

Napätie z rovnice (6.118) dosadíme do Hookovho zákona a vyjadríme deformáciu západky nasledovne:

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{3 \cdot w \cdot E \cdot t}{2 \cdot l^2} = E \cdot \varepsilon \\ \varepsilon &= 1,5 \cdot w \cdot \frac{t}{l^2} \end{aligned} \quad (6.119)$$

Základný tvar západky môže byť upravený podľa Obr. 6.27b),c). Na Obr.6.27b) je upravená hrúbka západky. Hrúbka západky sa lineárne mení po celej dĺžke a nadobúda hodnoty v mieste votknutia t a v mieste voľného konca $t/2$. Na Obr.6.27c) je zase prípad zmeny šírky západky. V mieste votknutia je šírka západky b a v mieste voľného konca je šírka $b/4$. Šírka západky sa mení lineárne po celej dĺžke. Tuhosť západky a deformáciu západky v oboch modifikovaných prípadoch je potom možné vyjadriť podľa nasledovných rovníc.



Obr. 6.27. Základné tvary nosníkov západky

$$k = \frac{F}{w} = \frac{E \cdot b}{6,528} \cdot \left(\frac{t}{l}\right)^3 \quad (6.120)$$

$$\varepsilon = 0,92 \cdot \left(\frac{t}{l^2}\right) \cdot w \quad (6.121)$$

$$k = \frac{F}{w} = \frac{E \cdot b}{5,136} \cdot \left(\frac{t}{l}\right)^3 \quad (6.122)$$

$$\varepsilon = 1,17 \cdot \left(\frac{t}{l^2}\right) \cdot w \quad (6.123)$$

kde:

E – modul pružnosti materiálu,

F – deformačná sila,

w – deformácia nosníka západky,

b – šírka nosníka západky,

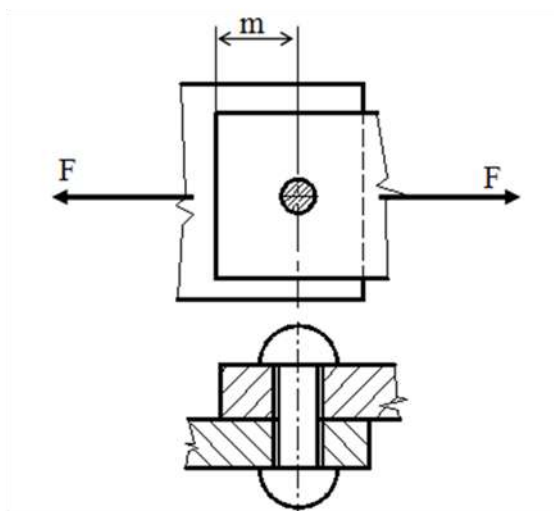
l – dĺžka nosníka západky,

t – hrúbka nosníka západky.

Dôležitú úlohu pri deformácii a tuhosti západky má samotný materiál, z ktorého je západka vyhotovená. Konštruktéri by mali byť opatrní pri výbere materiálu a jeho module pružnosti E, ktorý môže byť v prípade materiálov pohlcujúcich vlhkosť, napr. polyamid, značne rozdielny. V stave za sucha sú hodnoty materiálového listu vhodné na výpočet tuhosti, deformácie alebo prídržnej sily západkového spoja. Avšak fyzikálne vlastnosti sa pri zmene relatívnej vlhkosti znižujú. Tuhosť a prídržná sila môžu poklesnúť, zatiaľ čo priehyb sa zvyšuje.

Vzorový príklad 6-12

Jednostrižným nitom z materiálu S195T sú spojené dva plechy preplátovaním, z materiálu S275JR hrúbky $s = 3\text{mm}$, (obr.). Nitovaný spoj je vyhotovený vo vzdialenosti $m = 15\text{mm}$ a zaťažený silou $F = 2500\text{N}$. Navrhnete veľkosť nitu a skontrolujte nitovaný spoj, ak $\sigma_D = 0,4R_e$, $\tau_D = 0,35R_e$, $p_D = 0,8R_e$.



Riešenie:

Veľkosť nitu určíme z podmienky:

$$d_{min} = 3 \cdot s_{max} \quad , \quad d_{min} = 3 \cdot 3 = 9\text{mm} \quad (6.12.A)$$

Podľa minimálneho priemeru nitu sa zvolí najbližší normalizovaný priemer nitu s polguľovou hlavou $d = 10\text{mm}$.

Dĺžka drieku nitu musí byť dostatočná, aby na jej konci bolo možné vyhotoviť plnohodnotnú závernú hlavu:

$$L = s + d \cdot c \quad , \quad L = 6 + 15 \cdot 1,5 = 28,5\text{mm} \quad (6.12.B)$$

kde:

d – normalizovaný priemer nitu,

s – celková hrúbka spájaných materiálov,

c – objemová a tvarová konštanta pre vytvorenie závernej hlavy nitu, pre polguľovú závernú hlavu vo všeobecnej nitovanej konštrukcii: $c = 1,5$ ak $d \leq 20\text{mm}$.

Podľa vypočítanej dĺžky volíme najbližšiu normalizovanú dĺžku nitu $L = 28\text{mm}$.

Jednostrižný nit bude kontrolovaný na strih a na otláčenie.

$$\tau = \frac{F}{n\pi \frac{d^2}{4}} = \frac{4F}{n\pi d^2} \leq \tau_{Ds} \quad , \quad \tau = \frac{4 \cdot 2500}{1 \cdot \pi \cdot 10^2} = 31,8\text{MPa} \leq \tau_{Ds} = 0,35 \cdot 275 = 96,25\text{MPa} \quad (6.12.C)$$

$$p = \frac{F}{n \cdot d \cdot s} \leq p_D \quad , \quad p = \frac{2500}{1 \cdot 10 \cdot 3} = 83,3\text{MPa} \leq p_D = 0,8 \cdot 275 = 220\text{MPa} \quad (6.12.D)$$

Navrhnutý nit vyhovuje na strih aj na otláčenie.

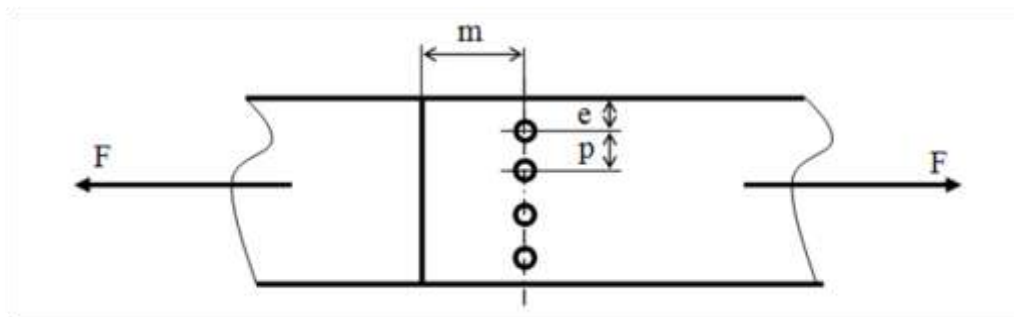
Vykonáme kontrolu nitového spoja na porušenie v dôsledku vytrhnutia.

$$\tau_v = \frac{F}{2 \cdot m \cdot s} \leq \tau_{Ds} \quad , \quad \tau_v = \frac{2500}{2 \cdot 15 \cdot 3} = 27,8\text{MPa} \leq \tau_{Ds} = 96,25\text{MPa} \quad (6.12.E)$$

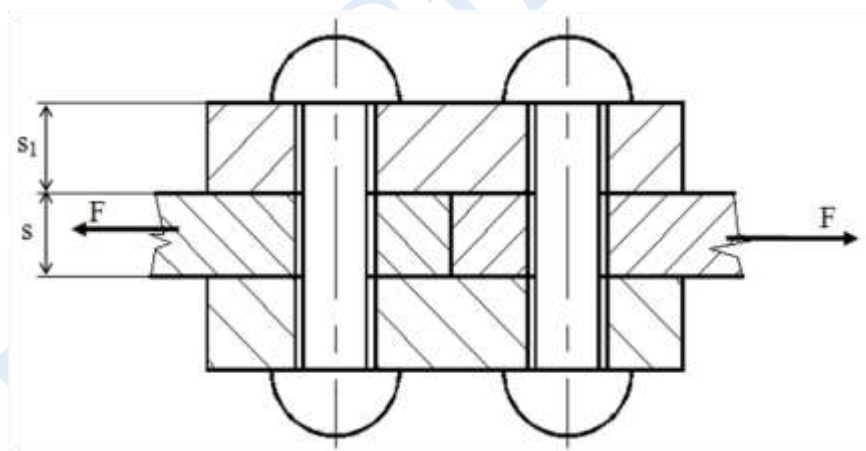
Nitové spojenie vyhovuje aj podmienke proti pretrhnutiu.

Príklad 6-13

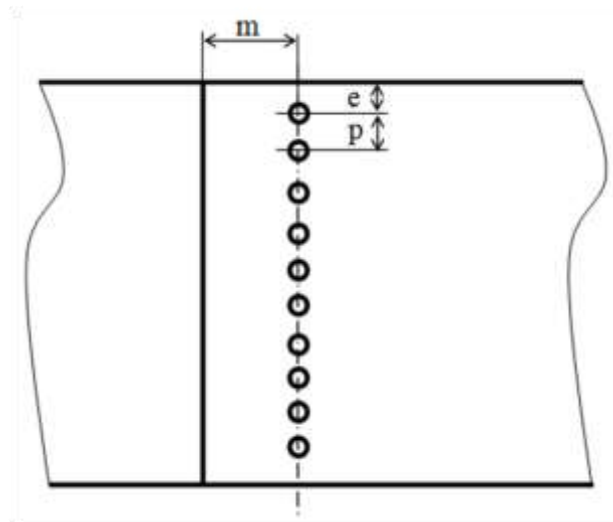
Štvoricou jednostrážných nitov je vytvorené spojenie dvoch plechov hrúbky $s = 5\text{mm}$ z materiálu S235JRG1 (obr.). Nity sú vo vzdialenosti $m = 12\text{mm}$, $e = 10\text{mm}$, $p = 18\text{mm}$. Priemer nitov je $d = 8\text{mm}$ z materiálu DC03. Dovolené hodnoty sú nasledovné: $\sigma_D = 0,4R_e$, $\tau_D = 0,36R_e$, $p_D = 0,8R_e$. Vypočítajte, akou maximálnou silou je možné nitovaný spoj zaťažiť, aby nedošlo k porušeniu nitov a ani pretrhnutiu spájaných plechov.

**Príklad 6-14**

Na spájanie dvoch plechov hrúbky $s = 4\text{mm}$ sa použije spôsob spoja s dvoma stykovými doskami podľa obr. Na stykové dosky sa použije plech hrúbky $s_1 = 3\text{mm}$. Plechy sú z materiálu S235JRG1. Nity sú z materiálu DC01. Navrhnete veľkosť aj dĺžku nitov a následne skontrolujte nitovaný spoj, ak dovolené hodnoty pre nit sú: $\sigma_D = 0,4R_e$, $\tau_D = 0,36R_e$, $p_D = 0,8R_e$.

**Príklad 6-15**

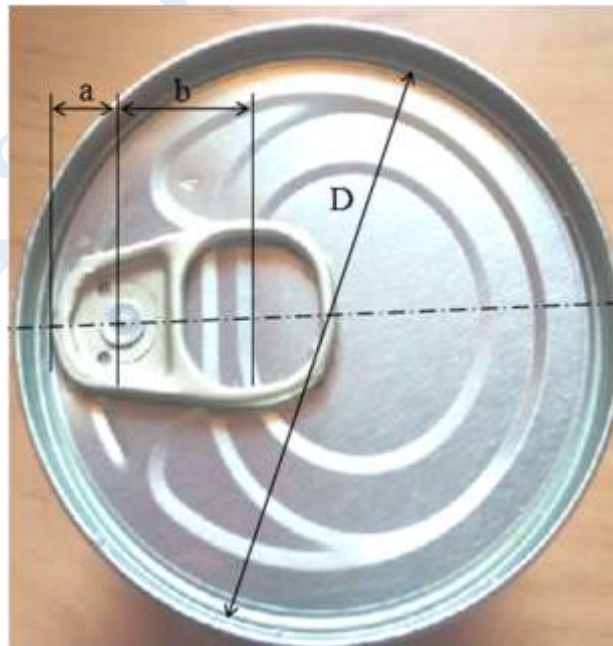
Vypočítajte účinnosť nitovaného spoja na obr. Priemer nitov je $d = 10\text{mm}$, materiál DC03. Plechy sú hrúbky $s = 6\text{mm}$ z materiálu S275JR a sú spojené preplátovaním. Rozmer $m = 20\text{mm}$, $e = 10\text{mm}$ a rozstup nitov $p = 12\text{mm}$. Počet nitov $i = 10$.

**Príklad 6-16**

Pomocou slepého nitu s priemerom $d = 5\text{mm}$ ($d_m = 2\text{mm}$) z materiálu hliník AlMg 3 ($R_m = 180 \div 250\text{MPa}$, $R_{p0,2} = 80\text{MPa}$) sú spojené dva oceľové plechy hrúbky $s = 2,5\text{mm}$ z materiálu S235JRG1. Nitovaný spoj je zaťažený silou $F = 150\text{N}$. Skontrolujte nitovaný spoj.

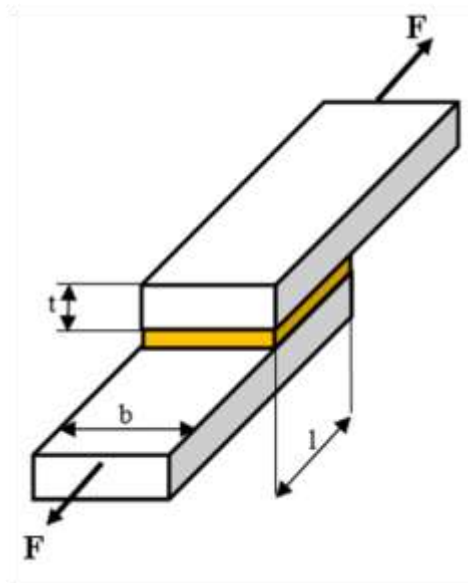
Príklad 6-17

Na obr. je veko na plechovke. Veko priemeru $D = 80\text{mm}$ má otvárací mechanizmus s rozmermi $a = 10\text{mm}$ a $b = 20\text{mm}$. Veko plechovky je hrúbky $s = 0,6\text{mm}$. Určte silu potrebnú na otvorenie veka a navrhnete veľkosť nitu pre upevnenie otváracieho mechanizmu. Materiál nitu je totožný s materiálom veka. Použite nasledovné materiálové hodnoty: $R_m = 300\text{MPa}$, $R_e = 240\text{MPa}$.

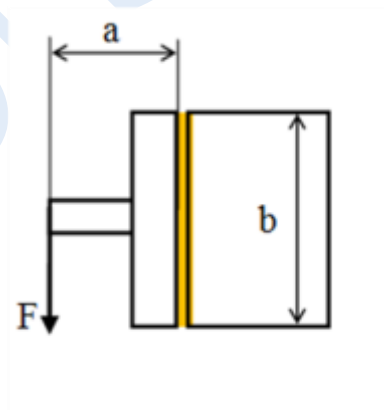


Príklad 6-18

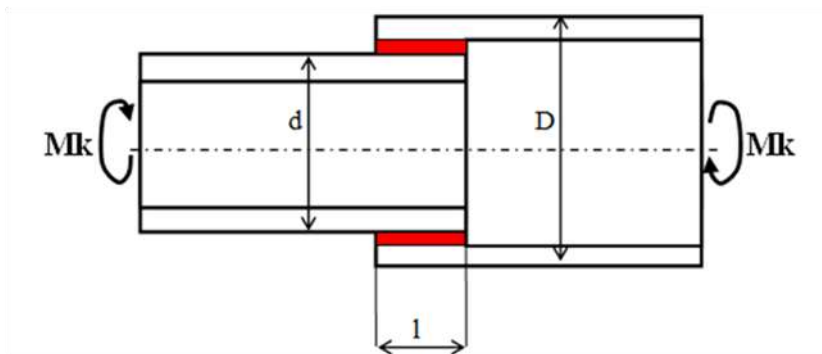
Dva kompozitné materiály hrúbky $t = 1,5\text{mm}$ budú spolu zlepené preplátovaním. Šírka zlepených materiálov je $b = 20\text{mm}$. Lepený spoj bude zaťažený silou $F = 2000\text{N}$. Navrhnete dĺžku preplátovania, ak na lepenie sa použije lepidlo Anaerobic acryl s vlastnosťami podľa Prílohy č.9.

**Príklad 6-19**

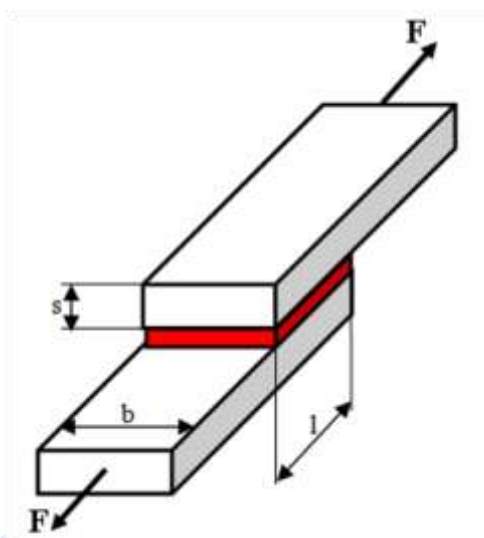
Pomocou lepenia s lepidlom Rubber – modified epoxy bola súčiastka v tvare T dĺžky $l = 50\text{mm}$ prilepená k hranolu o šírke $b = 30\text{mm}$. Súčiastky sú z materiálu S235JRG1 a sú zaťažené silou $F = 3000\text{N}$ podľa obr. Skontrolujte lepený spoj, ak rozmer $a = 15\text{mm}$.

**Príklad 6-20**

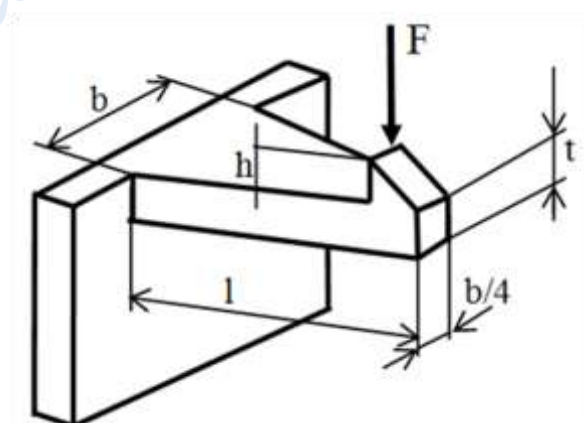
Spájkovaný spoj podľa obr. je vyhotovený pomocou tvrdej spájky $\tau_{Ds} = 200\text{MPa}$. Rozmery spájaných rúr sú: šírka $d = 35\text{mm}$ a $D = 40\text{mm}$. Dĺžka preplátovania je $l = 30\text{mm}$. Rúry sú z materiálu S235JRG1. Určte, akým krútiacim momentom je možné tento spájkovaný spoj zaťažiť.

**Príklad 6-21**

Spájkovaný spoj dvoch plechov podľa obr. je vyhotovený pomocou tvrdej spájky $\tau_{Ds} = 280\text{MPa}$. Rozmery spájaných plechov sú šírka $b = 15\text{mm}$ a hrúbka $s = 3\text{mm}$. Plechy sú z materiálu S235JRG1 a sú zaťažené silou $F = 1500\text{N}$. Navrhnite dĺžku preplátovania plechov, ak požadovaná bezpečnosť spoja $k = 2,5$.

**Príklad 6-22**

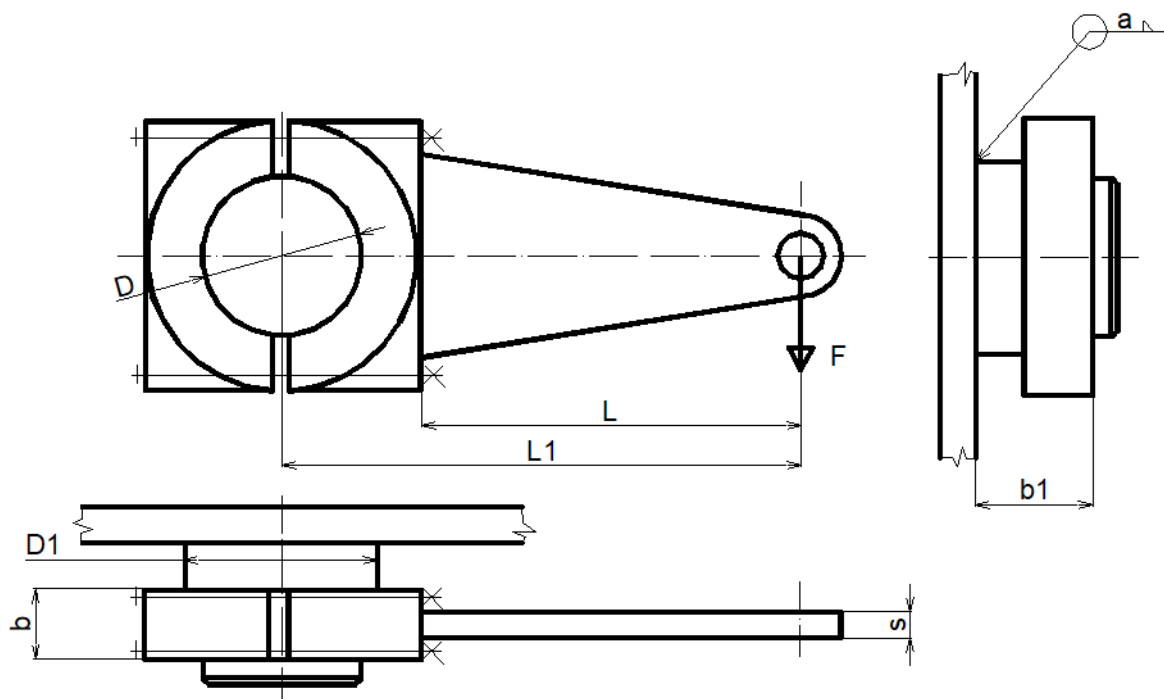
Na obr. je západka s rozmermi $h = 2\text{mm}$, uhol nosa západky $\alpha = 40^\circ$, dĺžka $l = 20\text{mm}$, šírka $b = 12\text{mm}$ a hrúbka $t = 8\text{mm}$. Západka je z materiálu PLA, $E = 3,5\text{ GPa}$. Určte silu F potrebnú na jej odopnutie.



7. Všeobecné komplexné konštrukčné problémy

Príklad 7-1

Ovládacia páka na obr. je vyrobená z materiálu S235 je pripevnená ku čapu z materiálu S235 pomocou zverného spoja. Jedna strana čapu je privarená pomocou okružného zvaru. Samotný zverný spoj sa bude správať ako spoj s tuhým nábojom a vyhotoví sa použitím štyroch skrutiek z materiálu 8.8. Rozmery ovládacej páky sú zakótované na obrázku. Na ovládaciu páku pôsobí kolmá sila $F = 5000\text{N}$.



Definované:

Rozmery čapu a ovládacej páky:

$D = 70\text{mm}$, $D1 = 85\text{mm}$

$L = 100\text{mm}$, $L1 = 150\text{mm}$

$b = 30\text{mm}$, $b1 = 40\text{mm}$, $s = 15\text{mm}$

Pre kontrolu zvaru použite nasledovné:

Veľkosť zvaru $a = 3\text{mm}$

Súčinitele zvaru $\alpha_{||} = 0,7$, $\alpha_{\perp} = 0,7$

Bezpečnosť zvaru $k_{zv} = 2$

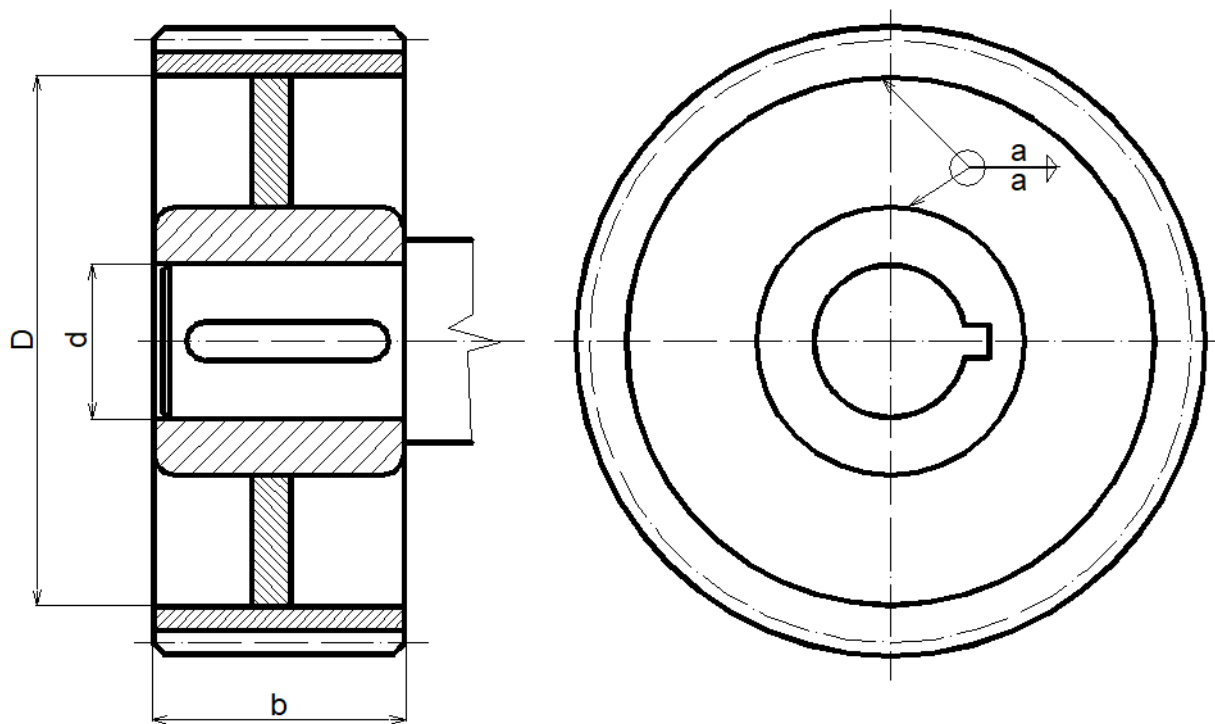
Súčiniteľ trenia ocel' - ocel' $f = 0,12$ (Príloha č.2)

Požadované:

- Skontrolujte zvar
- Navrhните spojovacie skrutky
- Stanovte moment potrebný pre utiahnutie skrutiek

Príklad 7-2

Ozubené koleso na obr. je vyhotovené ako zvarenec z materiálu S235 s bezpečnosťou zvaru $k_{zv} = 1,8$. Následne je ozubené koleso pripevnené k hriadeľu pomocou tesného pera. Hriadeľ sa bude otáčať otáčkami $n = 1000 \text{ min}^{-1}$.



Definované:

$D = 480 \text{ mm}$

$d = 35 \text{ mm}$

$b = 50 \text{ mm}$

$a = 3 \text{ mm}$

Dovolené napätie v strihu $\tau_{Ds} = 80 \text{ MPa}$

Dovolené napätie otláčenia $p_D = 120 \text{ MPa}$

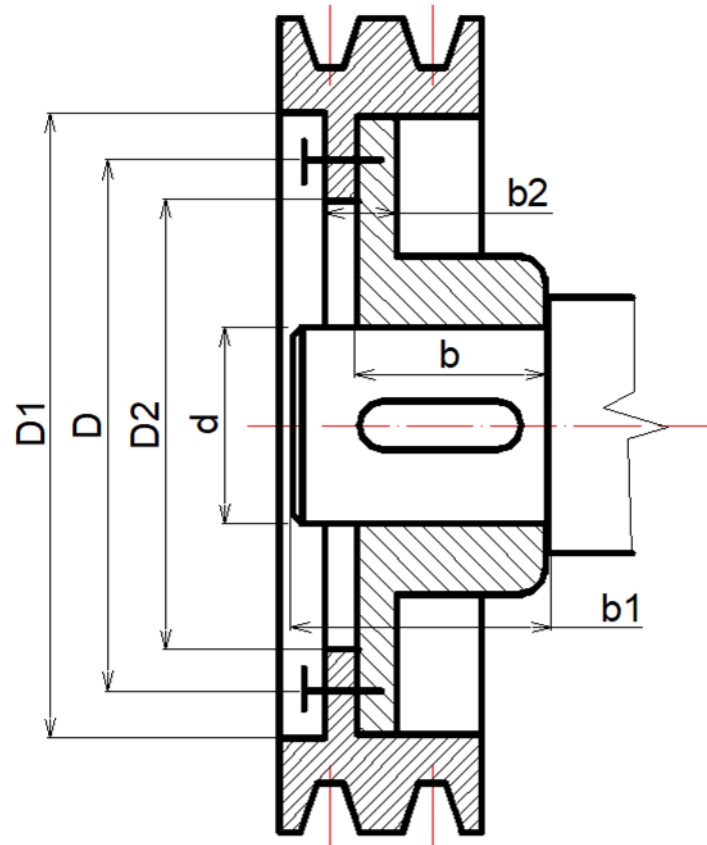
Súčinitele zvaru $\alpha_{||} = 0,65$, $\alpha_{\perp} = 0,75$

Požadované:

- Navrhnete veľkosť pera
- Stanovte maximálny výkon P , ktorý môže daný uzol prenášať
- Skontrolujte zvary

Príklad 7-3

Liatinová remenica je ku oceľovému náboju na obr. priskrutkovaná pomocou troch skrutiek M12x40 - 4.6 STN 021101, ktoré sú rovnomerne rozmiestnené. Remenica bude prenášať výkon $P = 3\text{ kW}$ pri otáčkach hriadeľa $n = 500\text{ ot.min}^{-1}$.



Definované:

$D1 = 360\text{ mm}$

$D = 300\text{ mm}$

$D2 = 240\text{ mm}$

$d = 45\text{ mm}$

$b = 70\text{ mm}$

$b1 = 80\text{ mm}$

$b2 = 40\text{ mm}$

Súčiniteľ trenia oceľ - liatina $f = 0,17$ (Príloha č.2)

Dovolené napätie v strihu $\tau_{Ds} = 80\text{ MPa}$

Dovolené napätie otláčenia $p_D = 120\text{ MPa}$

Požadované:

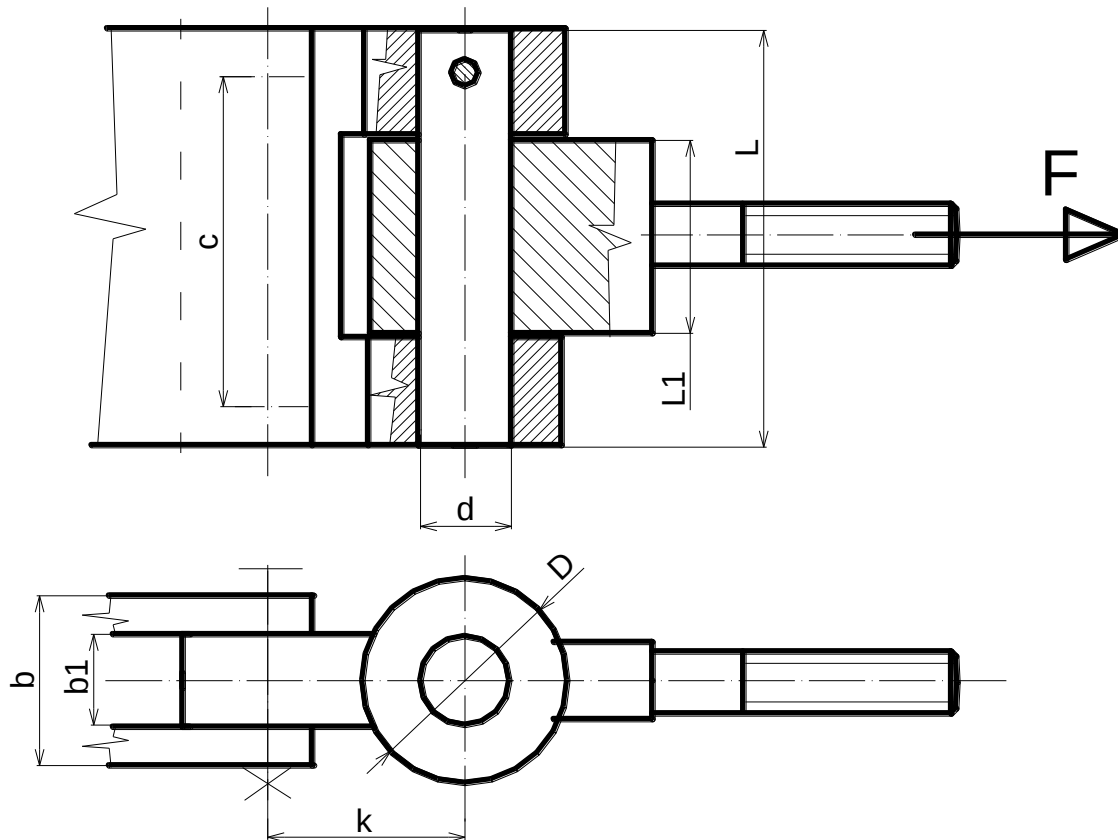
a) Navrhnete veľkosť tesného pera

b) Skontrolujte tlak v závitoch skrutiek, ak hĺbka zaskrutkovania je 20mm

c) Stanovte uťahovací moment skrutiek

Príklad 7-4

Nastavovací záves s rozmermi uvedenými na obr. je tvorený z objímky, oka s nastavovacou skrutkou a čapu 10x50 STN 022102. Objímka závesu je ďalej upevnená pomocou dvoch skrutiek z materiálu 5.6. Na oku s nastavovacou skrutkou je vyhotovený metrický závit, pomocou ktorého je možné upravovať polohu. Materiál oka s nastavovacou skrutkou je 8.8.



Zadefinované:

Rozmery závesu

$D = 80\text{mm}$

$b = 40\text{mm}$

$c = 70\text{mm}$

$k = 120\text{mm}$

$L = 120\text{mm}$

$L1 = 60\text{mm}$

Súčiniteľ trenia ocel' - ocel' $f = 0,10$

Požadovaná minimálna miera bezpečnosti $k = 1,5$

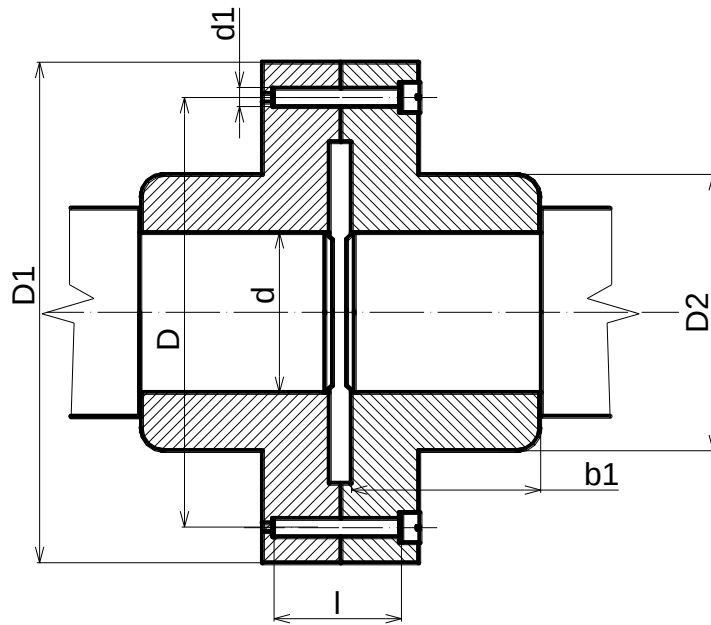
$R_{es} = 0,577R_m$

Požadované:

1. Maximálna sila F , ktorou je možné zaťažiť daný spoj
2. Navrhnete veľkosť upevňovacích skrutiek
3. Stanovte uťahovací moment pre utiahnutie skrutiek a uťahovací moment pre nastavovanie závesu

Príklad 7-5

Dve oceľové príruby (S355) podľa obr. sú pripojené ku oceľovým hriadeľovým koncom (S355) pomocou nalisovaného spoja. Príruby sú vzájomne spojené pomocou kolíkov 6x30 STN 022150 (E335). Týmto prírubovým spojom sa prenáša výkon $P = 3\text{ kW}$ pri konštantných otáčkach $n = 3000\text{ ot.min}^{-1}$. Požaduje sa, aby spojovací uzol bol funkčný aj pri 10% výkonovom preťažení.



Zadefinované:

Rozmery prírub a hriadeľových koncov

$D = 100\text{ mm}$

$D1 = 130\text{ mm}$

$D2 = 70\text{ mm}$

$d = 35\text{ mm}$ uloženie: H7/r6

$b1 = 50\text{ mm}$

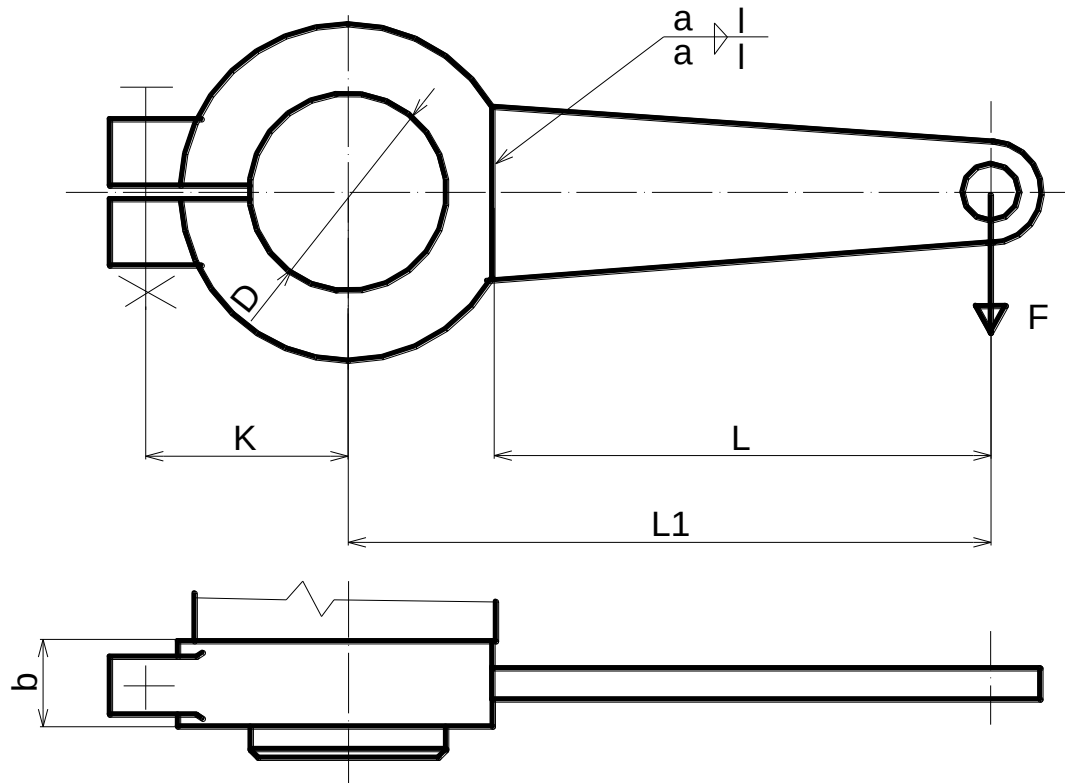
Minimálna požadovaná miera bezpečnosti $k=1,5$

Požadované:

1. Kontrola nalisovaného spoja
2. Stanovenie počtu i strižných kolíkov

Príklad 7-6

Ovládacia páka je vyhotovená ako zvarenec z materiálu S275. Náboj ovládacej páky je konštruovaný ako rozrezaný náboj (obr.), ktorý je upevnený ku čapu z materiálu S355 pomocou skrutky M12 x 100 STN021101 z materiálu 10.9 s maticou. Rozmery páky sú uvedené na obr. a páka bude zaťažovaná silou $F = 1000\text{N}$.



Zadefinované:

$$D = 40\text{mm}$$

$$L = 140\text{mm}$$

$$L1 = 180\text{mm}$$

$$K = 40\text{mm}$$

$$l = 30\text{ mm}$$

$$b = 20\text{mm}$$

Súčiniteľ trenia oceľ - oceľ $f = 0,12$

Bezpečnosť častí uzla $k_{\min} = 1,5$

Súčinitele zvaru $\alpha_{||} = \alpha_{\perp} = 0,7$

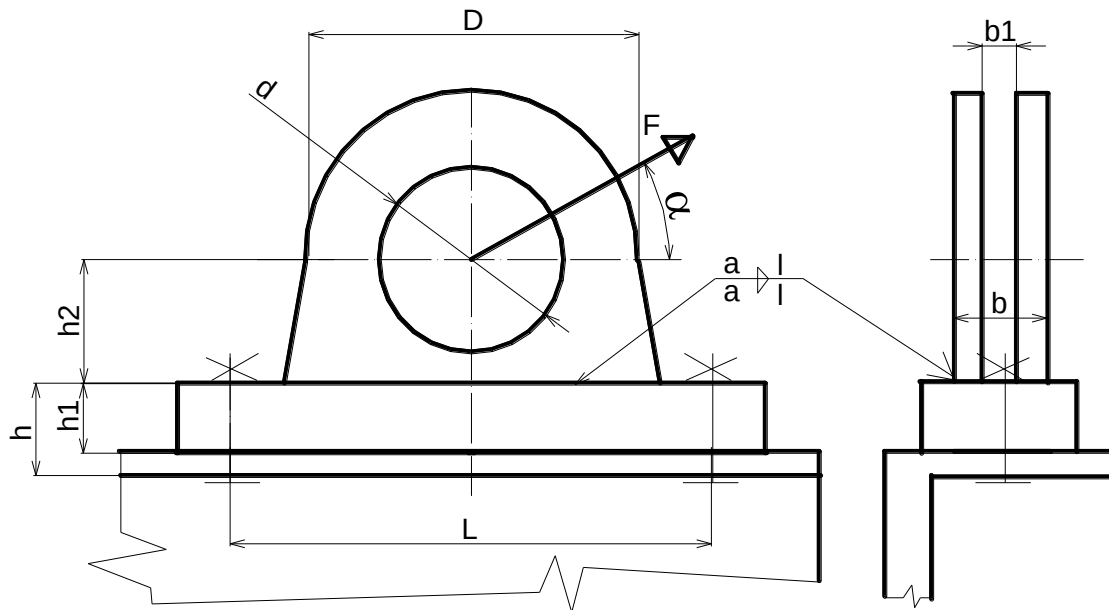
$$R_{es} = 0,577R_e$$

Požadované:

1. Rozmery zvaru a , l .
2. Moment potrebný pre utiahnutie skrutky

Príklad 7-7

Upínacie oko pozostávajúce z dvoch častí s rozmermi zadefinovanými na obr. je vyrobené ako zvarenec z materiálu S275. Upínacie oko je následne upevnené pomocou dvoch skrutiek z materiálu 8.8 ku základnému rámu. Upínacie oko je zaťažené všeobecnou rovinnou silou o veľkosti $F = 40\text{kN}$ pôsobiace pod uhlom $\alpha = 45^\circ$.



Zadefinované:

$D = 70\text{mm}$

$d = 30\text{mm}$

$L = 150\text{mm}$

$h = 25\text{mm}$

$h1 = 15\text{mm}$

$h2 = 50\text{mm}$

Dĺžka zvaru $l = 100\text{mm}$

Veľkosť zvaru $a = 5\text{mm}$

$b = 60\text{mm}$

$b1 = 20\text{mm}$

Súčiniteľ trenia ocel' - ocel' $f = 0,12$

Súčinitele zvaru $\alpha_{||} = 0,65$, $\alpha_{\perp} = 0,75$

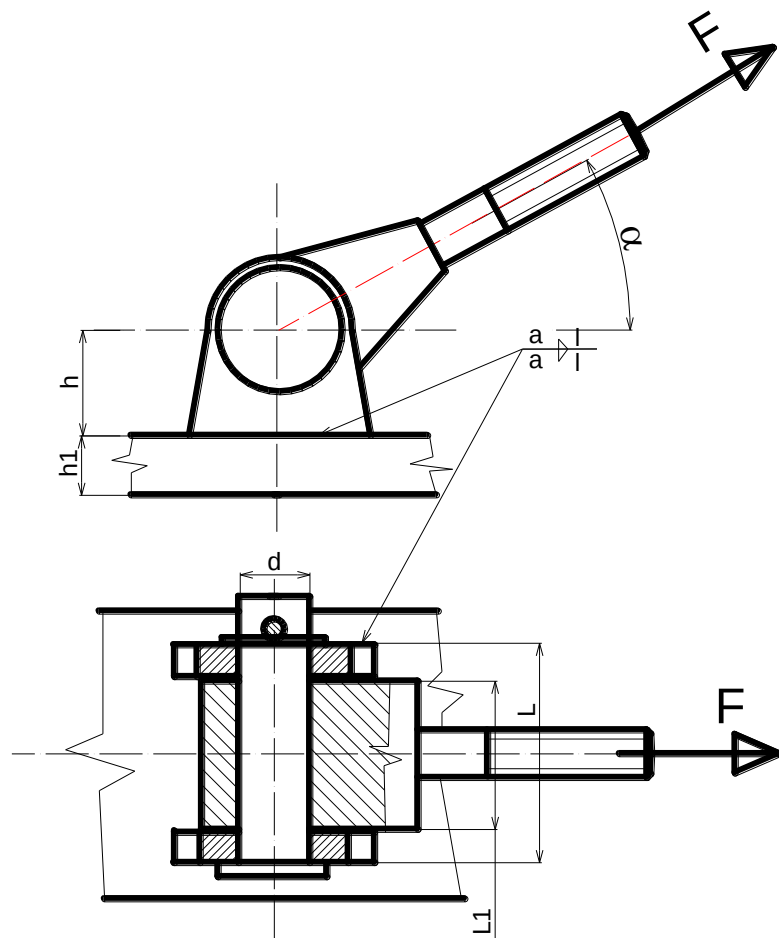
$R_{es} = 0,577R_e$

Požadované:

1. Skontrolujte zvar, ak požadovaná bezpečnosť zvaru je $k_{min} = 2$
2. Navrhnete veľkosť skrutiek a určte moment potrebný pre utiahnutie skrutiek
3. Skontrolujte tlak v upínacích okách po použití spojovacieho čapu, ak $p_D = 25\text{MPa}$

Príklad 7-8

Otočné nastavovacie oko je pripojené pomocou čapu 20x70x60 STN022111 z materiálu C45 ku upevňovacím okám z materiálu S275. Upevňovacie oká sú vyhotovené ako zvarenec s rozmermi podľa obr. Celý uzol je zaťažný silou $F = 60\text{kN}$. Otočné nastavovacie oko sa pohybuje v rozmedzí uhlov $\alpha = 0^\circ - 60^\circ$.



Zadefinované:

$L = 60\text{mm}$

$L1 = 30\text{mm}$

$H = 100\text{mm}$

$h1 = 20\text{mm}$

Súčiniteľ trenia $f = 0,15$

Veľkosť zvaru $a = 5\text{mm}$

Dĺžka zvaru $l = 50\text{mm}$

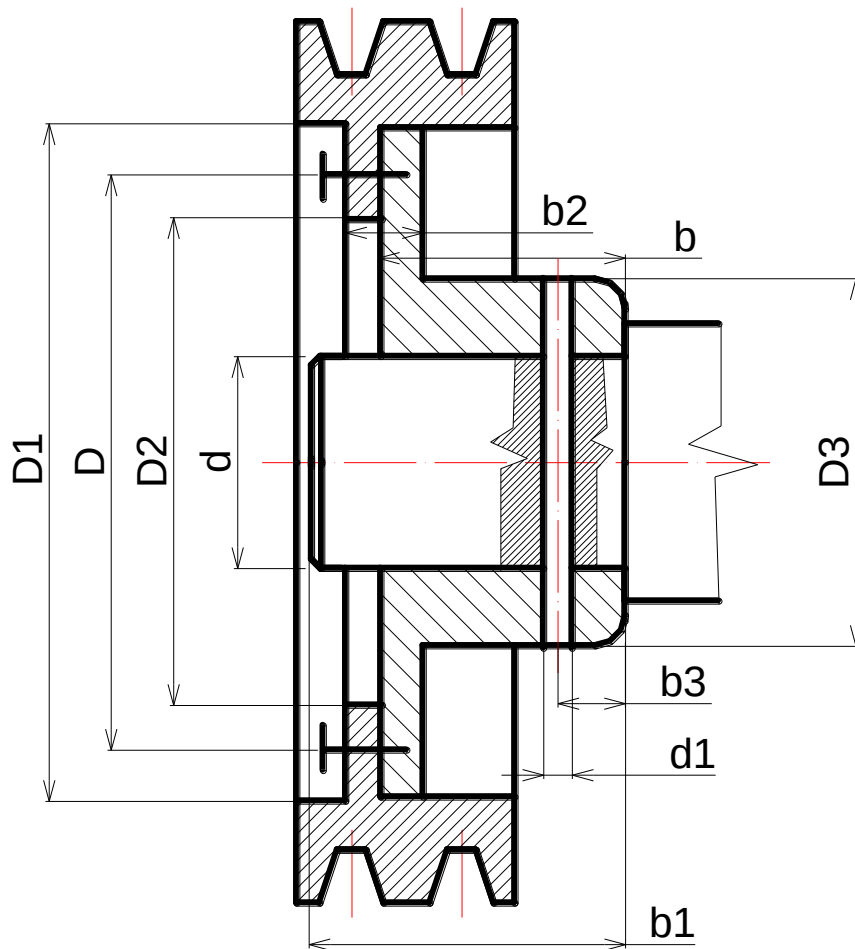
Súčinitele zvaru $\alpha_{||} = 0,65$; $\alpha_{\perp} = 0,75$

Požadované:

1. Skontrolujte zvar, ak požadovaná bezpečnosť celého uzla je $k = 1,5$
2. Skontrolujte čap, ak $p_D = 20\text{MPa}$

Príklad 7-9

Remenica je vyhotovená z dvoch častí ako montovaná. Následne je remenica pripojená k hriadeľu pomocou priečného kolíka (obr.). Montážnym uzlom sa má prenášať výkon $P = 2,5\text{kW}$ pri otáčkach $n = 2500\text{ ot.min}^{-1}$. Definované sú ďalšie parametre.



Definované:

Kolík 8x80 STN 022150

$D1 = 360\text{mm}$, $D = 300\text{mm}$, $D2 = 240\text{mm}$

$d = 45\text{mm}$, $b = 55\text{mm}$, $b1 = 65\text{mm}$

Prenášaný výkon $P = 2,5\text{kW}$

Otáčky hriadeľa $n = 2500\text{ ot.min}^{-1}$

Súčiniteľ trenia $f = 0,15$

Dovolené napätie v ťahu $\sigma_{Dt} = 250\text{MPa}$

Dovolené napätie v strihu $\tau_{Ds} = 85\text{MPa}$

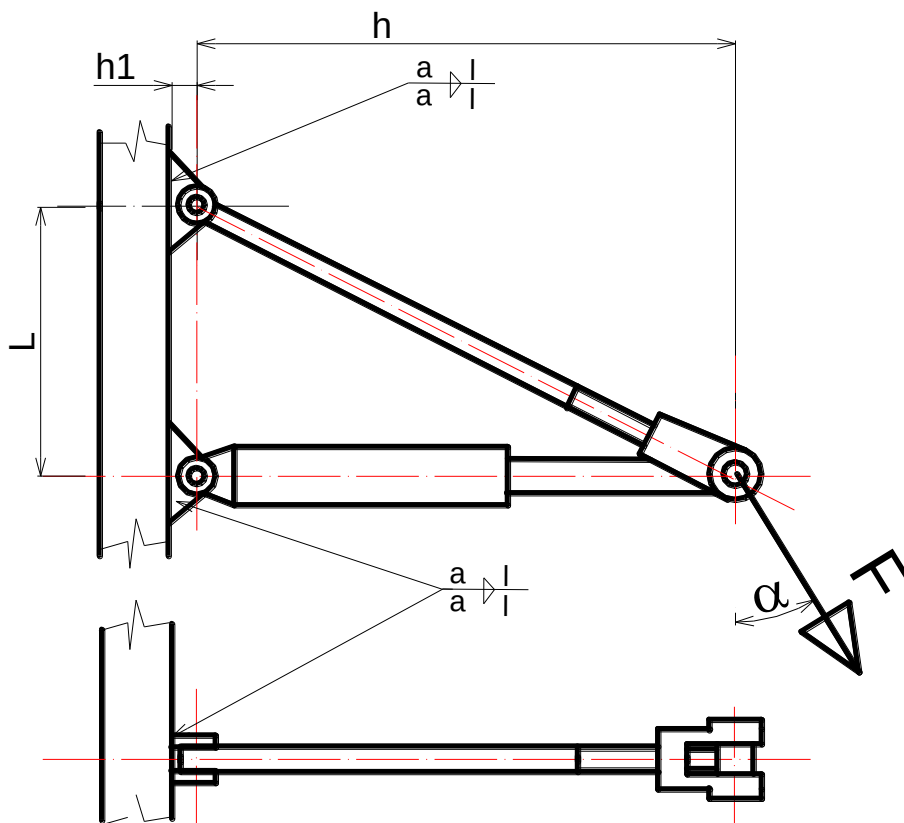
Dovolené napätie otláčenia $p_D = 120\text{MPa}$

Požadované:

1. Skontrolujte, či kolík pevnostne vyhovuje
2. Navrhnete veľkosť skrutiek
3. Výpočet maximálneho momentu potrebného pre utiahnutie skrutiek

Príklad 7-10

Polohovací mechanizmus na obr. je tvorený tiahom z materiálu 8.8 s nastavovacou hlaviceou a hydromotorom. Nastavovacia hlavica sa na tiahle môže prestavovať pomocou metrického závit. Celý mechanizmus je pripevnený pomocou čapov. Vidlice čapov z materiálu S235 sú ku stene pripevnené pomocou obojstranných kútových zvarov.



Definované:

Čap 16x40x30 STN022111

$L = 400\text{mm}$

Veľkosť zvaru $a = 5\text{mm}$

Dĺžka zvaru $l = 50\text{mm}$

Rozmery $h = 700\text{mm}$, $h_1 = 20\text{mm}$

Zaťažujúca sila $F = 50\text{kN}$ pod uhlom $\alpha = 30^\circ$

Bezpečnosť zvaru $k_{\min} = 2$

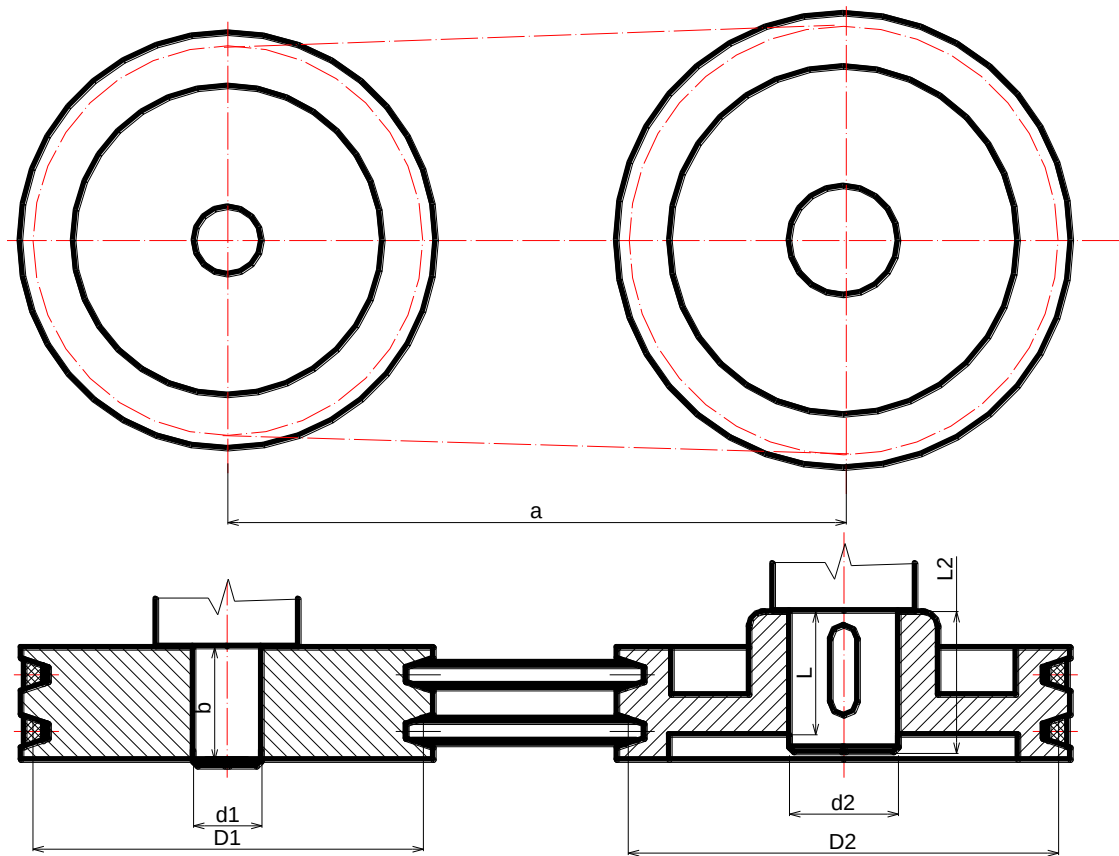
Súčinitele zvaru $\alpha_{\parallel} = 0,65$; $\alpha_{\perp} = 0,75$

Požadované:

1. Skontrolujte zvar tiahlo – základňa
2. Navrhnete veľkosť závitú tiahla

Príklad 7-11

Remenice remeňového prevodu sú pripojené k hriadeľom pomocou tesného pera axiálne fixovaného a nalisovaného spoja. Prevodom sa prenáša výkon $P = 6\text{kW}$ pri otáčkach $n = 3000\text{ ot.min}^{-1}$.



Definované:

$d1 = 30\text{ H7/s6}$

$d2 = 45\text{ mm}$

Rozmery $L = 55\text{ mm}$, $b = 35\text{ mm}$, $L2 = 60\text{ mm}$, $D1 = 180\text{ mm}$, $a = 500\text{ mm}$

Výkon $P = 6,5\text{kW}$ pri otáčkach hriadeľa $n = 3000\text{ ot.min}^{-1}$

Prevodový pomer $i = 2,2$

Súčiniteľ trenia oceľ - oceľ $f = 0,15$

Dovolené napätie v ťahu oceľ $\sigma_{Dt} = 250\text{ MPa}$

Dovolené napätie v strihu oceľ $\tau_{Ds} = 85\text{ MPa}$

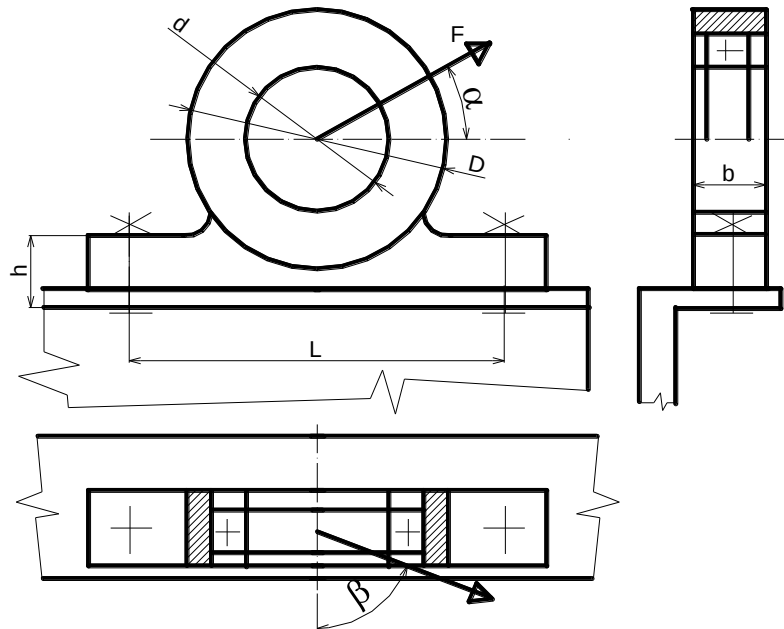
Dovolené napätie otláčenia oceľ $p_D = 120\text{ MPa}$

Požadované:

1. Navrhnete tesné pero
2. Pevnostne skontrolujete tesné pero
3. Skontrolovať nalisovaný spoj (hnaciu remenicu)

Príklad 7-12

Ložiskový domec (obr.) je priskrutkovaný pomocou dvoch skrutiek z materiálu 8.8 a zaťažený všeobecnou silou F . Podľa rozmerov ložiskového domca navrhnete vhodné ložisko, skrutky pre upevnenie a moment potrebný na utiahnutie skrutiek.



Definované:

Rozmery $D = 100\text{mm}$, $d = 45\text{mm}$, $h = 30\text{mm}$, $b = 30\text{mm}$, $L = 180\text{mm}$

Požadovaná životnosť $L_h = 10000$ hodín

Prenášaná sila $F = 2500\text{N}$ pri priestorovej orientácii $\alpha = 30^\circ$ a $\beta = 82^\circ$

Otáčky hriadeľa $n = 3000\text{ ot.min}^{-1}$

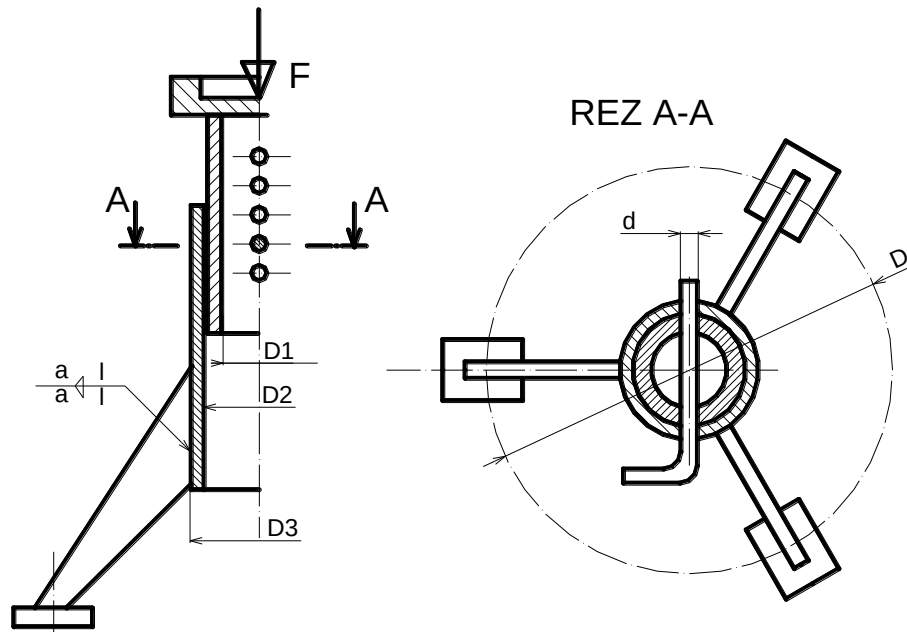
Počet skrutiek $i = 2$

Požadované:

1. Návrh ložiska
2. Kontrola životnosti ložiska
3. Návrh skrutiek a výpočet momentu potrebného na utiahnutie skrutiek

Príklad 7-13

Stojan na obr. je vytvorený ako zvarenec z materiálu S355J0. Aretácia polohy sa robí pomocou kolíka o priemere $d = 12\text{mm}$ z materiálu E335. Navrhnete veľkosti zvaru a a stanovte maximálnu silu, akou je možné zaťažiť stojan.



Definované:

$D = 450\text{mm}$

$d = 12\text{ mm}$

$D1 = 40\text{mm}$

$D2 = 48\text{mm}$

$D3 = 58\text{mm}$

Dĺžka zvaru $l = 30\text{mm}$

Bezpečnosť zostavy $k_{\min} = 1,2$

Dovolené napätie v strihu $\tau_{Ds} = 0,25 \cdot R_e$

Dovolené napätie otláčenia $p_D = 0,36 \cdot R_e$

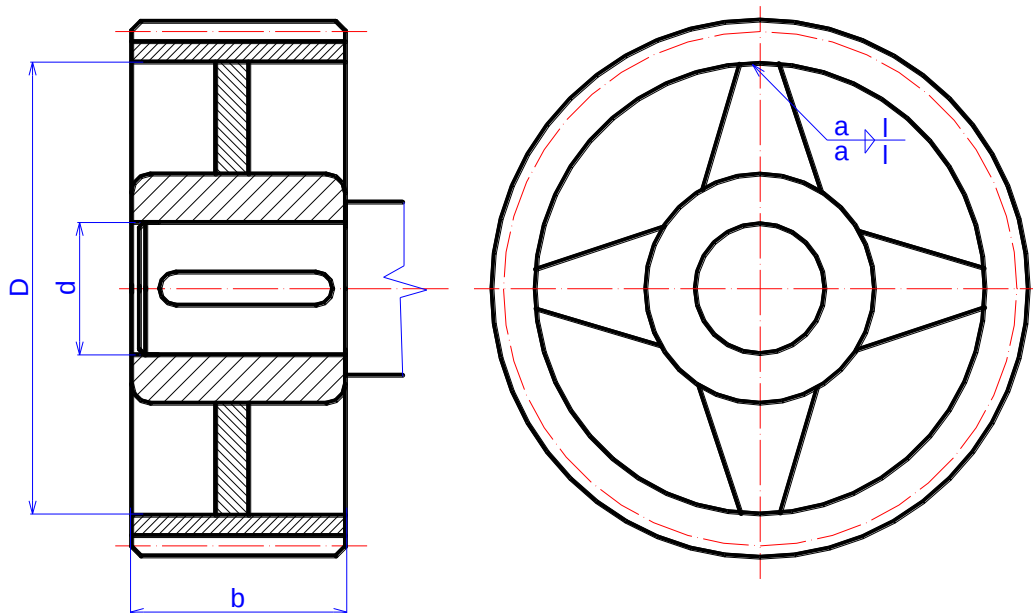
Súčinitele zvaru $\alpha_{||} = \alpha_{\perp} = 0,7$

Požadované:

1. Navrhnete a skontrolujete veľkosti zvaru a
2. Určte maximálne zaťaženie stojana

Príklad 7-14

Ozubené koleso na obr., ktoré je k hriadeľu pripevnené pomocou tesného pera, je vyrobené ako zvarenec z materiálu S355J0. Požaduje sa navrhnuť tesné pero a určiť, aký výkon je možné konštrukčným uzlom prenášať.



Definované:

$D = 280\text{mm}$

$d = 45\text{mm}$

$b = 50\text{mm}$

Veľkosť zvaru $a = 3\text{mm}$

Otáčky hriadeľa $n = 1500\text{ ot.min}^{-1}$

Bezpečnosť zvaru $k_{\min} = 1,8$

Dovolené napätie v strihu $\tau_{Ds} = 0,25 \cdot R_e$

Dovolené napätie otláčenia $p_D = 0,36 \cdot R_e$

Súčinitele zvaru $\alpha_{||} = \alpha_{\perp} = 0,7$

Požadované:

1. Navrhните a skontrolujte tesné pero
2. Stanovte maximálny výkon P , ktorý môže konštrukčný uzol prenášať
3. Určte potrebnú dĺžku zvaru l

Prílohy

Príloha č.1. Materiálové vlastnosti vybraných materiálov

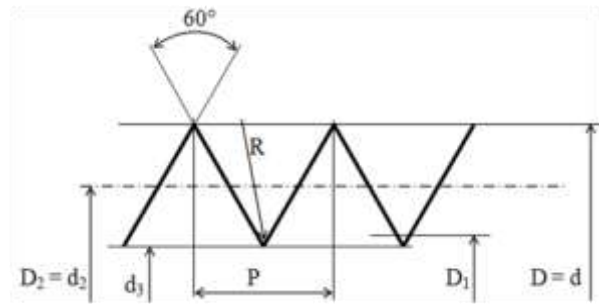
Označenie staré	ISO / EN / DIN	Číslo materiálu W.Nr.	Medza pevnosti R_m [MPa]	Medza klzu R_e [MPa]	Medza únavy σ_c [MPa]
10000 / 10004	S185	1.0035	max. 500		
11301	DC03	1.0347	270 - 370	240	
11305	DC04	1.0338	270 - 350	210	
11321	DC01	1.0330	280 - 380	235	
11343	S195T	1.0026	310	195	120
11373	S235JRG1	1.0036	340	235	130
11375	S235JR(G2)	1.0038	340	235	130
11425	DIN RST 42-2	1.0042	420 - 500	200 - 230	130 - 160
11443	S275JR	1.0044	380 - 560	275	
11500	E295	1.0050	500 - 600	250 - 295	160 - 180
11523	S355J0H	1.0547	470 - 630	355	
11600	E335	1.0060	600 - 700	270 - 335	180 - 210
11700	E360	1.0070	700 - 850	320 - 360	210 - 240
12030	C25	1.0406	550 - 650	250	160 - 190
12040	C35	1.0501	550 - 650	350	170 - 200
12050	C45	1.0503	650 - 800	450	200 - 230
12060	C55	1.0535	700 - 850	550	220 - 240
13141	28Mn6	1.1170	690	490	250
13240	DIN 37 MnSi 5	1.5122	800 - 950	550	270 - 290
14220	16MnCr5	1.7131	800 - 1050	550	
14240.6		1.7102	750 - 850	520	250 - 270
15230.6		1.2307	780	635	370
15241	30CrMoV9	1.7707	750 - 850	500	250 - 270
15260	51CrV4	1.8159	900 - 1100	750	310 - 320
16224.6		1.8928	790	685	280

Príloha č.2. Hodnoty súčiniteľa šmykového trenia pre vybrané kombinácie materiálov

Kombinácia materiálov	Súčiniteľ trenia		V prípade aplikácie na brzdy a spojky	
	Povrch suchý	Povrch mazaný	Dovolená teplota [°C]	Dovolený prítlak [MPa]
Oceľ / oceľ	0,15 - 0,3	0,03 - 0,09	350	2,5 - 3,5
Oceľ / liatina	0,17 - 0,2	0,05 - 0,10		
Oceľ / bronz	0,1 - 0,15	0,005 - 0,008		
Oceľ / mosadz	0,1 - 0,15	0,005 - 0,008		
Liatina / liatina	0,15 - 0,2	0,05 - 0,15	320	1,2 - 1,7
Liatina / bronz	0,15 - 0,2	0,05 - 0,15		
Hliník / hliník	1,05 - 1,35	0,3		
Hliník / oceľ	0,47 - 0,61			
Bronz / bronz	0,20	0,06 - 0,12		
Drevo / oceľ	0,2 - 0,35	0,16	150	0,4 - 0,62
Koža / oceľ	0,3 - 0,5	0,12	100	0,07 - 0,28
Koža / liatina	0,4 - 0,6	0,12 - 0,15		
Korok / oceľ	0,3 - 0,5	0,15 - 0,25	100	0,05 - 0,1
Polyamid / oceľ	0,2 - 0,45	0,04 - 0,2		
PVC / oceľ	0,6	-		
Cermet / oceľ	0,32	-	400 - 800	1,0
Tarox / oceľ	0,38 - 0,53	-	300 - 900	1,8 - 2,5
Ferodo / oceľ	0,48 - 0,6	-	700 - 900	2,5

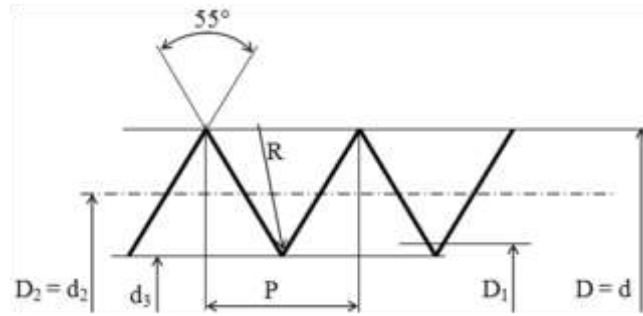
Príloha č.3. Vybrané druhy závitov

Tab.3.1 Metrický závit, rozmery v mm



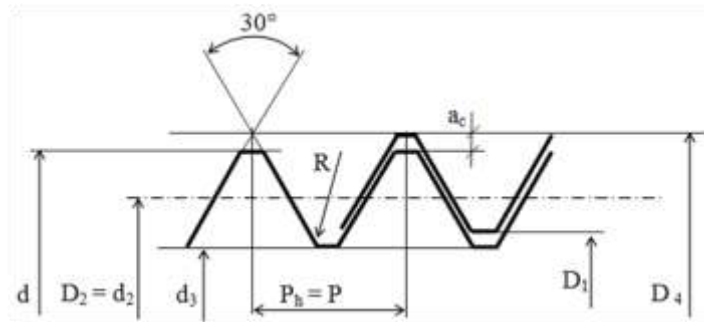
Priemer závit $d = D$	Závit s hrubým rozstupom					Závit s jemným rozstupom				
	P	$d_2 = D_2$	skrutka d_3	matica D_1	R	P	$d_2 = D_2$	skrutka d_3	matica D_1	R
4	0,7	3,545	3,141	3,242	0,101					
5	0,8	4,480	4,019	4,134	0,116					
6	1	5,350	4,773	4,918	0,144					
8	1,25	7,188	6,466	6,647	0,180	1	7,350	6,773	6,917	0,144
10	1,5	9,026	8,160	8,376	0,217	1,25	9,188	8,466	8,647	0,180
12	1,75	10,863	9,853	10,106	0,253	1,25	11,188	10,466	1,647	0,180
14	2	12,701	11,546	11,835	0,289	1,5	13,026	12,160	12,376	0,217
16	2	14,701	13,546	13,835	0,289	1,5	15,025	14,160	14,376	0,217
18	2,5	16,376	14,933	15,294	0,361	1,5	17,026	16,160	16,376	0,217
20	2,5	18,376	16,933	17,294	0,361	1,5	19,026	18,160	18,376	0,217
22	2,5	20,376	18,933	19,294	0,361	1,5	21,026	20,160	20,376	0,127
24	3	22,051	20,320	20,752	0,433	2	22,701	21,546	21,835	0,289
27	3	25,051	23,320	23,752	0,433	2	25,701	24,546	24,835	0,289
30	3,5	27,727	25,706	26,211	0,505	2	28,701	27,546	27,835	0,289
36	4	33,402	31,093	31,670	0,577	3	34,051	32,319	32,752	0,433

Tab.3.2 Whitworthov závit, rozmery v mm



Priemer závitov D = d		d ₃ = D ₁	D ₂ = d ₂	P	R	Počet závitov na 1'' z
''	mm					
1/4	6,350	4,724	5,537	1,270	0,174	20
5/16	7,938	6,130	7,034	1,411	0,194	18
3/8	9,525	7,491	8,508	1,588	0,218	16
7/16	11,112	8,788	9,950	1,814	0,249	14
1/2	12,700	9,988	11,344	2,117	0,291	12
9/16	14,288	11,576	12,932	2,117	0,291	12
5/8	15,875	12,917	14,396	2,309	0,317	11
3/4	19,050	15,798	17,424	2,540	0,349	10
7/8	22,225	18,611	20,418	2,822	0,388	9
1	25,400	21,334	23,367	3,175	0,436	8
1 1/8	28,575	23,927	26,251	3,629	0,498	7
1 1/4	31,750	27,102	29,426	3,629	0,498	7
1 3/8	34,925	29,503	32,214	4,233	0,581	6
1 1/2	38,100	32,678	35,389	4,233	0,581	6
1 5/8	41,275	34,769	38,022	5,080	0,698	5
1 3/4	44,450	37,944	41,197	5,080	0,698	5
1 7/8	47,625	40,397	44,011	5,644	0,775	4 1/2
2	50,800	43,572	47,186	5,644	0,775	4 1/2
2 1/4	57,150	49,018	53,084	6,350	0,872	4
2 1/2	63,500	55,368	59,434	6,350	0,872	4
2 3/4	69,850	70,556	65,203	7,257	0,997	3 1/2
3	76,200	66,906	71,553	7,257	0,997	3 1/2
3 1/4	82,550	72,542	77,546	7,815	1,073	3 1/4
3 1/2	88,900	78,892	83,896	7,815	1,073	3 1/4
3 3/4	95,250	84,406	89,828	8,467	1,163	3
4	101,600	90,756	96,178	8,467	1,163	3

Tab.3.3 Lichobežníkový rovnoramenný závit, rozmery v mm



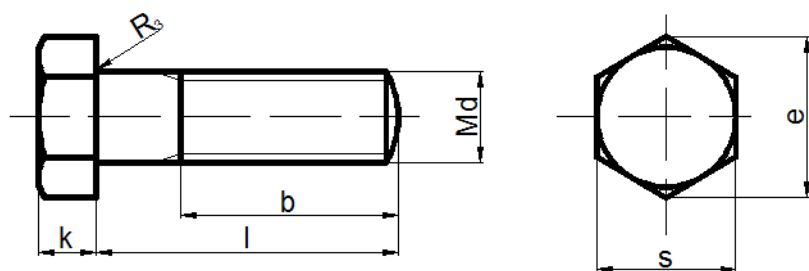
$$R_{1\max} = 0,5 \cdot a_c$$

$$R_{2\max} = a_c$$

a_c – vôľa vo vrchole závit

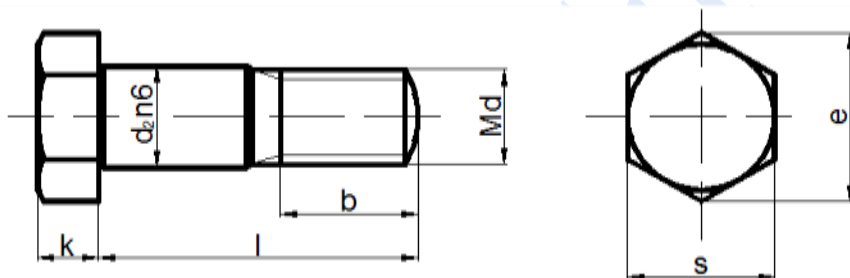
Priemer závit	Rozstup	$d_2 = D_2$	d_3	D_1	D_4	a_c
d	P					
12	2	11	9,5	10	12,5	0,25
	3	10,5	8,5	9	12,5	0,25
16	2	15	13,5	14	16,5	0,25
	4	14	11,5	12	16,5	0,25
20	2	19	17,5	18	20,5	0,25
	4	18	15,5	16	20,5	0,25
24	2	23	21,5	22	24,5	0,25
	3	22,5	20,5	21	24,5	0,25
	5	21,5	18,5	19	24,5	0,25
	8	20	15	16	25	0,5
30	3	28,5	26,5	27	30,5	0,25
	6	27	23	24	31	0,5
	10	25	19	20	31	0,5
36	3	34,5	32,5	33	36,5	0,25
	6	33	29	30	37	0,5
	10	31	25	26	37	0,5
40	3	38,5	36,5	37	40,5	0,25
	6	37	33	34	41	0,5
	7	36,5	32	33	41	0,5
	10	35	29	30	41	0,5
50	3	48,5	46,5	47	50,5	0,25
	8	46	41	42	51	0,5
	12	44	37	38	51	0,5
60	3	58,5	56,5	57	60,5	0,25
	8	56	51	52	61	0,5
	14	53	44	46	62	1

Príloha č.4. Vybrané druhy skrutiek



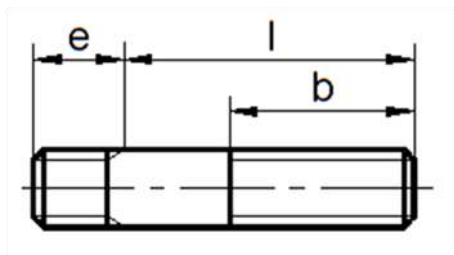
Tab. 4.1. Rozmery presnej skrutky so šesťhrannou hlavou STN 021101, rozmery v mm

Md	b	e	k	R ₃	s	l _{min}	l _{max}
M4	14,1	8,1	2,8	0,3	7	18	70
M5	16	9,2	3,5	0,3	8	20	80
M6	18	11,5	4	0,3	10	22	90
M8	22	16,2	5,5	0,5	13	26	110
M10	26	19,6	7	0,5	17	30	160
M12	30	21,9	8	1	19	40	180
M16	38	27,7	10	1,2	24	50	220
M20	46	34,6	13	1,2	30	55	220
M24	54	41,6	15	1,6	36	70	220
M30	66	53,1	19	1,6	46	80	240
M42	90	75,1	26	1,8	65	110	240

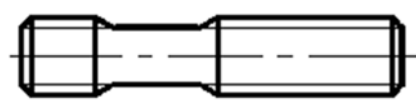


Tab. 4.2. Rozmery licovanej skrutky STN 021111, rozmery v mm

Md	b	e	k	d _{2n6}	s	Rozsah l
M10	18	19,6	7	11	17	28 - 100
M12	21	21,9	8	13	19	30 - 120
M16	25	27,7	10	17	24	35 - 150
M20	28	34,6	13	21	30	50 - 180
M24	33	41,6	15	25	36	55 - 200
M30	38	53,1	19	32	46	70 - 200



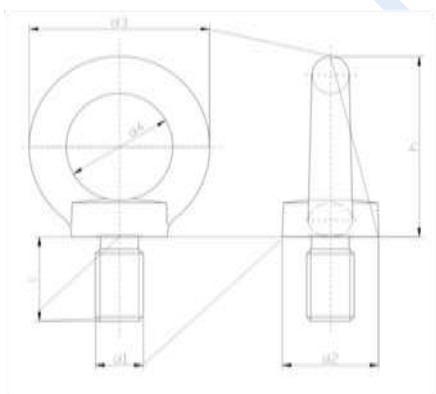
Tvar A



Tvar B

Tab. 4.3. Rozmery závrtnej skrutky, rozmery v mm

Priemer závit		Dĺžka závit		Dĺžka závrtného konca e do materiálu			Dĺžka skrutky l	
d		b		oceľ	liatina	zliatina	I od-do	II od-do
M 3		12		3	4	6	12-14	16-28
M 4		14		4	5	8	12-16	18-70
M 5		16		5	6,5	10	12-18	20-80
M 6		18		6	7,6	12	12-20	22-90
M 8	M 8 x 1	22		8	10	16	14-25	28-110
M 10	M 10 x 1	26		10	12	20	16-30	35-150
M 12	M 12 x 1,5	30	36	12	15	24	22-30	35-180
M 14	M 14 x 1,5	34	40	14	18	28	28-35	40-200
M 16	M 16 x 1,5	38	44	16	20	32	28-40	45-220
M 18	M 18 x 1,5	42	48	18	22	36	40-45	50-220
M 20	M 20 x 1,5	46	52	20	25	40	40-45	55-220
M 22	M 22 x 1,5	50	56	22	28	44	45-55	60-220
M 24	M 24 x 2	54	60	24	30	48	50-60	65-220



Tab. 4.4. Rozmery závesnej skrutky, rozmery v mm

závit d ₁	M8	M10	M12	M16	M20	M24
d ₂	20	25	30	35	40	50
d ₃	36	45	54	63	72	90
d ₄	20	25	30	35	40	50
h	36	45	53	62	71	90
l	13	17	20,5	27	30	36

Príloha č.5. Návrh skrutkových spojov podľa normy Eurokód

V tejto prílohe postupu návrhu skrutkových spojov je uvedený výber z normy „Návrh skrutkových spojov podľa STN EN 1993-1-8 Eurokód 3 – Navrhovanie ocelových konštrukcií, časť 1-8: Navrhovanie uzlov“. Táto časť normy obsahuje návrhové metódy pre navrhovanie prevažne staticky zaťažených uzlov z oceli pevnostných tried S235, S275, S355 a S460.

Celý postup návrhu skrutkových spojov podľa tejto normy je naviazaný aj na podmienky a pravidlá odkazujúce sa na ďalšie normy resp. národné prílohy, ktoré pre zjednodušenie neuvádzame. Z tohto dôvodu je pri reálnom návrhu potrebné postupovať podľa všetkých platných odkazov a pravidiel uvedených v tejto norme a s ňou súvisiacich normách.

Pravidlá tejto časti uvádzanej normy sú platné pre pevnostné triedy skrutiek uvedené v Tab. 5.1, kde sú uvedené aj hodnoty medze klzu f_{yb} a medze pevnosti v ťahu f_{ub} . Tieto hodnoty sa majú pri navrhovaní brať do úvahy ako charakteristické hodnoty.

Tab. 5.1 Nominálne hodnoty medze klzu f_{yb} a medze pevnosti v ťahu f_{ub} pre skrutky

Pevnostná trieda skrutky	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	10.9
F_{yb} (N/mm ²)	240	320	300	400	480	640	900
F_{ub} (N/mm ²)	400	400	500	500	600	800	1000

Ako predpäté skrutky sa môžu použiť iba skrutky pevnostných tried 8.8 a 10.8 pre usporiadanie vysokopevných konštrukčných skrutkových spojov na predpínanie s kontrolovaným utiahnutím (*v súlade s normou EN 1090-2 Zhotovovanie ocelových konštrukcií*).

5.1 Kategórie skrutkových spojov**5.1.1 Spoje namáhané šmykom**

Skrutkové spoje namáhané šmykom sa podľa tejto normy majú navrhovať ako jedna z nasledujúcich kategórií:

Kategória A: Spoje namáhané strihom a otláčením

V tejto kategórii sa majú používať skrutky od pevnostnej triedy 4.6 vyššie až po pevnostnú triedu 10.9. Predpätie a špeciálne úpravy kontaktných plôch sa nevyžadujú. Návrhová hodnota pôsobiacej šmykovej sily nemá prekročiť ani návrhovú odolnosť proti strihu (kap. 5.3) ani návrhovú odolnosť proti otláčeniu (kap. 5.3 a 5.4)

Kategória B: Spoje odolné proti preklzu v medznom stave použiteľnosti

V tejto kategórii sa majú používať predpäté skrutky. Preklz nemá nastať v medznom stave použiteľnosti. Návrhová hodnota pôsobiacej šmykovej sily nemá prekročiť ani návrhovú odolnosť proti strihu (podľa kap. 5.3), ani návrhovú odolnosť proti otláčeniu (podľa kap. 5.3 a 5.4).

Kategória C: Spoje odolné proti preklzu v medznom stave únosnosti

V tejto kategórii sa majú používať predpäté skrutky. Preklz nemá nastať v medznom stave únosnosti. Návrhová hodnota pôsobiacej šmykovej sily nemá prekročiť ani návrhovú odolnosť proti preklzu

(podľa kap. 5.6), ani návrhovú odolnosť proti otláčaniu (podľa kap. 5.3 a 5.4). Navyše pri spojoch namáhaných ťahom sa v medznom stave únosnosti má overiť návrhová plastická odolnosť oslabeného prierezu v mieste dier pre skrutky $N_{\text{net,Rd}}$ (podľa kap. 6.2 normy EN 1993-1 -1).

Návrhové posudky týchto spojov sú zhrnuté v Tab. 5.2.

5.1.2 Spoje namáhané ťahom

Skrutkové spoje namáhané ťahom by sa mali navrhovať ako jedna z nasledujúcich kategórií:

Kategória D: Nepredpäté skrutkové spoje

V tejto kategórii sa majú používať skrutky od pevnostnej triedy 4.6 vyššie až po pevnostnú triedu 10.9. Predpätie sa nevyžaduje. Táto kategória sa nemá použiť, ak sú spoje často vystavené zmenám ťahového namáhania. Môžu sa však použiť v spojoch navrhnutých na bežné zaťaženie od vetra.

Kategória E: Predpäté skrutkové spoje

V tejto kategórii sa majú používať predpäté skrutky pevnostnej triedy 8.8 a 10.9 s kontrolovaným utiahnutím. Návrhové posudky týchto spojov sú zhrnuté v Tab. 5.2.

Tab. 5.2 Kategórie skrutkových spojov

Kategória	Kritérium	Poznámky
Spoje namáhané šmykom		
A Spoje namáhané strihom a otláčením	$F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd}$ $F_{v,Ed} \leq F_{b,Rd}$	Nepožaduje sa predpätie. Môžu sa použiť skrutky pevnostnej triedy 4.6 až 10.9.
B Spoje odolné proti preklzu v medznom stave použiteľnosti	$F_{v,Ed,ser} \leq F_{s,Rd,ser}$ $F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd}$ $F_{v,Ed} \leq F_{b,Rd}$	Majú sa použiť predpäté skrutky pevnostnej triedy 8.8 alebo 10.9. Odolnosť proti preklzu v medznom stave použiteľnosti (kap. 5.6).
C Spoje odolné proti preklzu v medznom stave únosnosti	$F_{v,Ed} \leq F_{s,Rd}$ $F_{v,Ed} \leq F_{b,Rd}$ $F_{v,Ed} \leq N_{\text{net,Rd}}$	Majú sa použiť predpäté skrutky pevnostnej triedy 8.8 alebo 10.9. Odolnosť proti preklzu v medznom stave únosnosti (kap. 5.6). $N_{\text{net,Rd}}$ (kap. 5.1.1 kategória C).
Spoje namáhané ťahom		
D Nepredpäté skrutkové spoje	$F_{t,Ed} \leq F_{t,Rd}$ $F_{t,Ed} \leq B_{p,Rd}$	Nepožaduje sa predpätie. Môžu sa použiť skrutky pevnostnej triedy 4.6 až 10.9. $B_{p,Rd}$, pozri v Tab. 5.5.
E Predpäté skrutkové spoje	$F_{t,Ed} \leq F_{t,Rd}$ $F_{t,Ed} \leq B_{p,Rd}$	Majú sa použiť predpäté skrutky pevnostnej triedy 8.8 alebo 10.9. $B_{p,Rd}$, pozri v Tab. 5.5.
Návrhová ťahová sila $F_{t,Ed}$ má zahrňovať aj vplyv páčenia (kap. 5.8). Skrutky namáhané kombináciou šmykovej a ťahovej sily majú tiež spĺňať kritériá uvedené v Tab. 5.5.		

POZNÁMKA. - Ak sa predpätie explicitne nepoužije vo výpočtoch pri návrhu, ale požaduje sa na zhotovenie alebo ako opatrenie na zabezpečenie kvality (napr. na zabezpečenie trvanlivosti), môže národná príloha špecifikovať veľkosť tohto predpätia.

5.2 Rozmiestnenie dier pre skrutky a nity

(1) Najmenšie a najväčšie rozstupy a vzdialenosti od koncov a okrajov sú pre skrutky a nity uvedené v Tab. 5.3 (pre konštrukcie namáhané únavou tieto rozmery bližšie špecifikuje norma EN 1993-1-9)

Tab. 5.3 Najmenšie a najväčšie rozstupy, vzdialenosti od koncov a okrajov

Vzdialenosti a rozstupy, pozri Obr. 5.1	Najmenšie	Najväčšie ^{1) 2) 3)}		
		Konštrukcie z ocelí v súlade s EN 10025, okrem ocelí v súlade s EN 10025-5		Konštrukcie z ocelí v súlade s EN 10025-5
		Oceľ vystavená poveternosti alebo iným koróznym účinkom	Oceľ nevystavená poveternosti alebo iným koróznym účinkom	Nechránená oceľ
Vzdialenosť od konca e_1	$1,2.d_0$	$4.t + 40 \text{ mm}$		Väčšia z hodnôt $8t$ alebo 125 mm
Vzdialenosť od kraja e_2	$1,2.d_0$	$4.t + 40 \text{ mm}$		Väčšia z hodnôt $8t$ alebo 125 mm
Vzdialenosť e_3 v oválnych dierach	$1,5.d_0$ ⁴⁾			
Vzdialenosť e_4 v oválnych dierach	$1,5.d_0$ ⁴⁾			
Rozstup p_1	$2,2.d_0$	Menšia z hodnôt $14.t$ alebo 200 mm	Menšia z hodnôt $14.t$ alebo 200 mm	Menšia z hodnôt $14.t_{\min}$ alebo 175 mm
Rozstup $p_{1,0}$		Menšia z hodnôt $14.t$ alebo 200 mm		
Rozstup $p_{1,i}$		Menšia z hodnôt $28.t$ alebo 400 mm		
Rozstup p_2 ⁵⁾	$2,4.d_0$	Menšia z hodnôt $14.t$ alebo 200 mm	Menšia z hodnôt $14.t$ alebo 200 mm	Menšia z hodnôt $14.t_{\min}$ alebo 175 mm

¹⁾ Najväčšie hodnoty pre rozstupy, vzdialenosti od okraja a od konca nie sú obmedzené okrem nasledujúcich prípadov:

- pri tlačných prútoch, aby sa vylúčilo lokálne vydúvanie a zabránilo korózii prútov, ktoré sú vystavené poveternosti alebo iným koróznym účinkom
- pri ťahaných prútoch, aby sa zabránilo korózii.

²⁾ Odolnosť proti lokálnemu vydúvaniu tlačného plechu medzi spojovacími prostriedkami sa má vypočítať podľa EN 1993-1-1 so vzpernou dĺžkou rovnou $0,6.p_i$. Lokálne vydúvanie medzi spojovacími prostriedkami sa nemusí overiť, ak je p_1/t menšie ako 9ϵ (viď. Tab. 5.4). Vzdialenosť od okraja nemá presiahnuť požiadavky pre lokálne vydúvanie prečnievajúcej časti tlačných prútov, pozri EN 1993-1-1. Týmto požiadavkami nie je ovplyvnená vzdialenosť od konca.

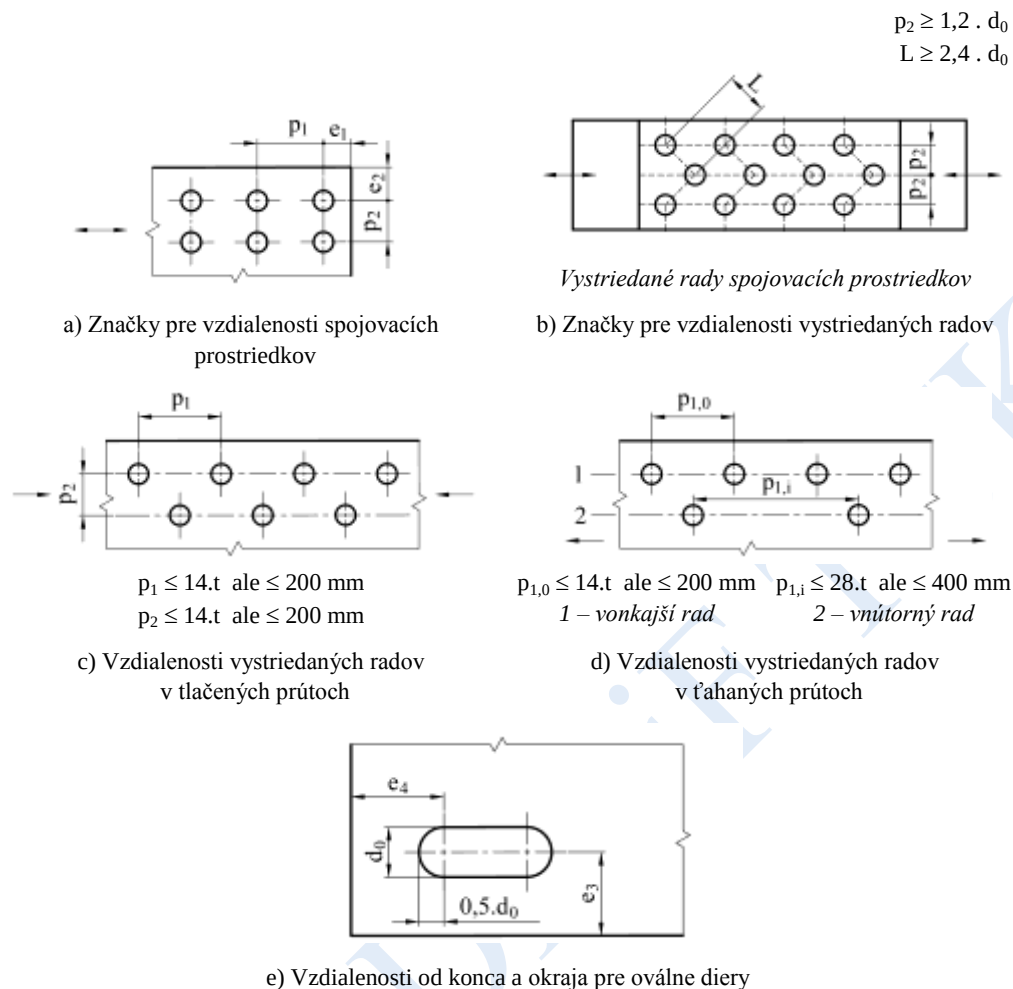
³⁾ t - je hrúbka tenšieho vonkajšieho plechu.

⁴⁾ Medzné hodnoty rozmerov oválnych dier sú uvedené v normách skupiny 7 EN 1090-2 Zhotovovanie ocelových konštrukcií).

⁵⁾ Pri vystriedaných radoch spojovacích prostriedkov sa môže použiť najmenšia vzdialenosť radov $p_2 = 1,2.d_0$ za predpokladu, že najmenšia vzdialenosť L medzi ktorýmkoľvek dvoma spojovacími prostriedkami je väčšia ako $2,4.d_0$ alebo je rovná $2,4.d_0$, pozri Obr. 5.1b).

Tab. 5.4 Hodnoty ε (z normy EN 1993-1-1)

$\varepsilon = \sqrt{235/f_y}$	f_y	235	275	355	420	460
	ε	1,00	0,92	0,81	0,75	0,71



Obr. 5.1 Značky pre vzdialenosti od koncov a okrajov a rozstupy spojovacích prostriedkov

5.3 Návrhová odolnosť skrutiek a nitov

- (1) Návrhová odolnosť jednotlivých spojovacích prostriedkov namáhaných šmykom a/alebo ťahom je uvedená v Tab. 5.5.
- (2) Pri predpätých skrutkách sa návrhová predpínacia sila $F_{p,Cd}$, ktorá sa používa pri výpočtoch, rovná:

$$F_{p,Cd} = 0,7 \cdot f_{ub} \cdot A_S / \gamma_{M7} \quad (5.1)$$

POZNÁMKA. - Ak sa predpätie nevyužíva pri navrhovaní, pozri poznámku k Tab. 5.2.

- (3) Návrhové odolnosti proti ťahu a proti strihu v rovine prechádzajúcej závitom skrutky, ktoré sú uvedené v Tab. 5.5, sa majú použiť iba pre skrutky vyrobené v súlade s normami skupiny 4 (uvedené v 1.2.4 STN EN 1993-1-8). Pri skrutkách s rezaným závitom, ako sú napr. kotevné skrutky alebo ťahadlá vyrobené z kruhových oceľových tyčí, sa majú použiť príslušné hodnoty z Tab. 5.5, pokiaľ je vyhotovenie závitu v

súlade s EN 1090. Pri skrutkách s rezaným závitom, ktorých závit nie je v súlade s EN 1090, sa majú príslušné hodnoty z Tab. 5.5 násobiť faktorom 0,85.

- (4) Návrhová odolnosť proti strihu $F_{v,Rd}$ uvedená v Tab. 5.5 sa môže použiť, iba ak sú skrutky použité v dierach s nominálnou vôľou menšou ako je špecifikované pre štandardné diery (*uvedené v norme EN 1090-2 Zhotovovanie oceľových konštrukcií*).
- (5) Skrutky M12 a M14 sa môžu použiť v dierach s vôľou 2 mm za predpokladu, že návrhová odolnosť skupiny skrutiek proti otláčaniu je väčšia alebo rovnaká ako návrhová odolnosť skupiny skrutiek proti strihu. Okrem toho sa má pre skrutky pevnostnej triedy 4.8, 5.8, 6.8, 8.8 a 10.9 návrhová odolnosť proti strihu $F_{v,Rd}$ vziať ako 0,85-násobok hodnoty uvedenej v Tab. 5.5.
- (6) Presné skrutky sa majú navrhovať pomocou metód pre skrutky v štandardných dierach.
- (7) Závit presnej skrutky nemá zasahovať do roviny strihu.
- (8) Pri presných skrutkách nemá dĺžka časti so závitom v plechu namáhanom otláčením presiahnuť 1/3 hrúbky plechu, pozri Obr. 5.2.
- (9) Vôľa v dierach pri presných skrutkách má byť v súlade s normou EN 1090-2 Zhotovovanie oceľových konštrukcií.
- (10) Pri jednostrizných preplátovaných spojoch iba s jedným radom skrutiek, pozri Obr. 5.3, majú mať spoje podložky aj pod hlavou skrutky, aj pod maticou. Návrhová odolnosť každej skrutky proti otláčaniu $F_{b,Rd}$ je obmedzená podmienkou:

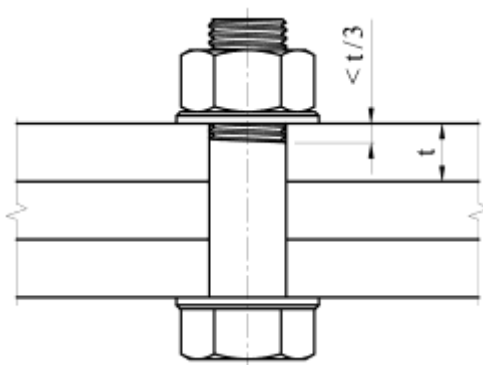
$$F_{b,Rd} \leq 1,5 \cdot f_u \cdot d \cdot t / \gamma_{M2} \quad (5.2)$$

POZNÁMKA. - Jednostrizné preplátované spoje s jedným radom nitov sa nemajú používať.

- (11) V prípade skrutiek pevnostnej triedy 8.8 alebo 10.9 sa majú pri jednostrizných preplátovaných spojoch iba s jednou skrutkou alebo iba s jedným radom skrutiek použiť tvrdené podložky.
- (12) Ak prechádzajú skrutky alebo nity, ktoré prenášajú zaťaženie strihom a otláčením cez vložku celkovej hrúbky t_p väčšej ako 1/3 nominálneho priemeru d , pozri Obr. 5.4, má sa návrhová odolnosť proti strihu $F_{v,Rd}$ vypočítaná podľa Tab.5.5 vynásobiť redukčným faktorom β_p :

$$\beta_p = \frac{9 \cdot d}{8 \cdot d + 3 \cdot t_p} \quad \text{ale} \quad \beta_p \leq 1 \quad (5.3)$$

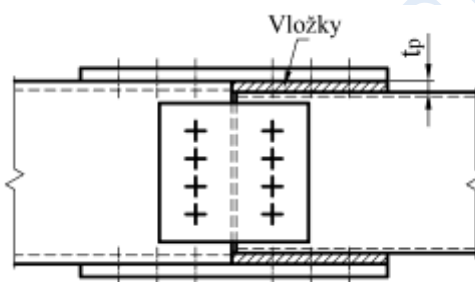
- (13) Pri dvojstrizných spojoch s vložkami na oboch stranách sa pre t_p berie hodnota rovná hrúbke hrubšej vložky.
- (14) Nitové spoje sa majú navrhovať na prenos šmykových síl. Pri namáhaní ťahom nemá návrhová ťahová sila $F_{t,Rd}$ presiahnuť návrhovú odolnosť proti ťahu $F_{t,Rd}$ uvedenú v Tab. 5.5.
- (15) Pri použití pevnostnej triedy ocele S235 sa môže hodnota pevnosti v ťahu materiálu nitu f_{ur} "po zatĺkaní" uvažovať rovná 400 N/mm².
- (16) Vo všeobecnosti nemá zverná dĺžka nitu presiahnuť 4,5.d pri nitovaní kladivom a 6,5.d pri hydraulickom nitovaní.



Obr. 5.2 Časť drieku so závitom zasahujúca do diery pri presných skrutkách namáhaných otláčením



Obr. 5.3 Jednostrizňový preplátovaný spoj s jedným radom skrutiek



Obr. 5.4 Spojovacie prostriedky cez vložky

Tab. 5.5 Návrhová odolnosť jednotlivých spojovacích prostriedkov namáhaných šmykom, resp. ťahom

Spôsob porušenia	Skrutky	Nity
Odolnosť proti strihu pre jednu strihovú rovinu	$F_{v,Rd} = \frac{\alpha_v \cdot f_{ub} \cdot A}{\gamma_{M2}}$ - ak strihová rovina prechádza závitom skrutky (A je plocha jadra skrutky A_s) - pre pevnostné triedy 4.6, 5.6 a 8.8: $\alpha_v = 0,6$ - pre pevnostné triedy 4.8, 5.8, 6.8 a 10.9: $\alpha_v = 0,5$ - ak strihová rovina prechádza cez plný dříek skrutky (A je neoslabená prierezová plocha drieku skrutky) $\alpha_v = 0,6$	$F_{v,Rd} = \frac{0,6 \cdot f_{ur} \cdot A_0}{\gamma_{M2}}$
Odolnosť proti otláčeniu ¹⁾ _{2) 3)}	$F_{b,Rd} = \frac{k_1 \cdot \alpha_b \cdot f_u \cdot d \cdot t}{\gamma_{M2}}$ kde α_b je najmenšia z hodnôt α_d; $\frac{f_{ub}}{f_u}$ alebo 1,0 v smere pôsobenia sily:	

	- pre skrutky ležiace pri konci: $\alpha_d = \frac{e_1}{3 \cdot d_0}$; - pre skrutky ležiace vnútri: $\alpha_d = \frac{p_1}{3 \cdot d_0} - \frac{1}{4}$ kolmo na smer pôsobenia sily: - pre skrutky ležiace pri okraji: k_1 je najmenšia z hodnôt $2,8 \cdot \frac{e_2}{d_0} - 1,7$ alebo 2,5 - pre skrutky ležiace vnútri: k_1 je najmenšia z hodnôt $1,4 \cdot \frac{p_2}{d_0} - 1,7$ alebo 2,5	
Odolnosť proti ťahu ²⁾	$F_{t,Rd} = \frac{k_2 \cdot f_{ub} \cdot A_S}{\gamma_{M2}}$ kde $k_2 = 0,63$ pre zapustenú skrutku, inak $k_2 = 0,9$	$F_{t,Rd} = \frac{0,6 \cdot f_{ur} \cdot A_0}{\gamma_{M2}}$
Odolnosť proti pretlačeniu hlavy alebo matice skrutky	$B_{p,Rd} = \frac{0,6 \cdot \pi \cdot d_m \cdot t_p \cdot f_u}{\gamma_{M2}}$	Nie je potrebné žiadne posúdenie
Kombinácia strihu a ťahu	$\frac{F_{v,Ed}}{F_{v,Rd}} + \frac{F_{t,Ed}}{1,4 \cdot F_{t,Rd}} \leq 1,0$	

¹⁾ Odolnosť skrutiek proti otláčaniu $F_{b,Rd}$

- v nadmerných dierach je 0,8-násobok odolnosti skrutiek proti otláčaniu v štandardných dierach.
- v oválnych dierach, kde pozdĺžna os oválnej diery je kolmá na smer pôsobenia sily, je 0,6-násobok odolnosti skrutiek proti otláčaniu v kruhových, štandardných dierach.

²⁾ Pri zapustenej skrutke:

- sa pri určení odolnosti proti otláčaniu $F_{b,Rd}$ má použiť hrúbka plechu t rovná hrúbke spojovaného plechu bez polovičnej hĺbky zapustenia.
- má byť pri určení odolnosti proti ťahu $F_{t,Rd}$ uhol a hĺbka zapustenia v súlade s normami skupiny 4 v STN EN 1993-1-8, inak sa má odolnosť proti ťahu $F_{t,Rd}$ náležite upraviť.

³⁾ Ak nie je pôsobiaca sila na skrutku rovnobežná s okrajom, môže sa odolnosť proti otláčaniu overiť zvlášť pre zložku sily rovnobežnú a zvlášť pre zložku sily kolmú na okraj.

5.4 Skupina spojovacích prostriedkov

Návrhová odolnosť skupiny spojovacích prostriedkov sa môže brať ako súčet návrhových odolností jednotlivých spojovacích prostriedkov proti otláčaniu $F_{b,Rd}$ za predpokladu, že návrhová odolnosť každého jednotlivého spojovacieho prostriedku proti strihu $F_{v,Rd}$ je väčšia alebo rovnaká ako jeho návrhová odolnosť proti otláčaniu $F_{b,Rd}$. V opačnom prípade sa má návrhová odolnosť skupiny spojovacích prostriedkov vziať ako počet spojovacích prostriedkov vynásobený najmenšou návrhovou odolnosťou zo všetkých jednotlivých spojovacích prostriedkov.

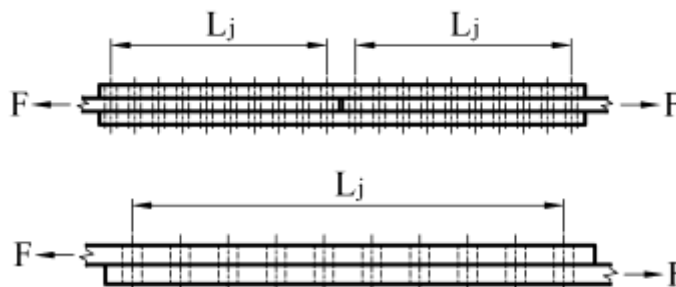
5.5 Dlhé spoje

- (1) Ak je v spoji vzdialenosť L_j medzi stredmi koncových spojovacích prostriedkov meraná v smere pôsobenia sily (pozri Obr. 5.5) väčšia ako $15 \cdot d$, má sa návrhová odolnosť proti strihu $F_{v,Rd}$ všetkých spojovacích prostriedkov, vypočítaná podľa Tab. 5.5 zmenšiť vynásobením redukčným faktorom β_{Lf} , určeným podľa vzťahu:

$$\beta_{Lf} = 1 - \frac{L_j - 15 \cdot d}{200 \cdot d} \quad (5.4)$$

ale $\beta_{Lf} \leq 1,0$ a $\beta_{Lf} \geq 0,75$

- (2) Predchádzajúce ustanovenie (1) neplatí, ak dochádza k rovnomernému rozdeleniu sily po dĺžke spoja, napr. pri prenose šmykovej sily medzi stenou a pásnicou profilu.



Obr. 5.5 Dlhé spoje

5.6 Trecie spoje so skrutkami pevnostnej triedy 8.8 alebo 10.9

5.6.1 Návrhová odolnosť proti preklzu

- (1) Návrhová odolnosť predpätej skrutky pevnostnej triedy 8.8 alebo 10.9 proti preklzu je uvažovaná ako:

$$F_{s,Rd} = \frac{k_s \cdot n \cdot \mu}{\gamma_{M3}} \cdot F_{p,C} \quad (5.5)$$

kde k_s je uvedený v Tab. 5.6,

n počet trecích plôch,

μ súčiniteľ trenia, ktorý sa stanoví buď špeciálnymi skúškami trecích plôch (v súlade s normou EN 1090-2), alebo podľa Tab. 5.7.

- (2) Pre skrutky pevnostnej triedy 8.8 a 10.9, ktoré sú v súlade s normami skupiny 4 v STN EN 1993-1-8 a s kontrolovaným utiahnutím (v súlade s normou EN 1090-2) sa uvažuje predpínacia sila $F_{p,C}$ vo vzťahu (5.5) ako:

$$F_{p,C} = 0,7 \cdot f_{ub} \cdot A_s \quad (5.6)$$

Tab. 5.6 Hodnoty k_s

Opis	k_s
Skrutky v štandardných dierach	1,0
Skrutky buď v nadmerných dierach alebo v krátkych oválnych dierach s osou oválnej diery kolmou na smer pôsobenia sily	0,85
Skrutky v dlhých oválnych dierach s osou oválnej diery kolmou na smer pôsobenia sily	0,7
Skrutky v krátkych oválnych dierach s osou oválnej diery rovnobežnou so smerom pôsobenia sily	0,76
Skrutky v dlhých oválnych dierach s osou oválnej diery rovnobežnou so smerom pôsobenia sily	0,63

Tab. 5.7 Súčiniteľ trenia μ , pre predpäté skrutky

Trieda povrchu trecej plochy (pozri normu EN 1090-2)	Súčiniteľ trenia μ
A	0,5
B	0,4
C	0,3
D	0,2

POZNÁMKA 1: Požiadavky na skúšanie a prehliadky sú uvedené v norme EN 1090-2.

POZNÁMKA 2: Klasifikácia iných úprav povrchov trecích plôch sa má zakladať na skúšobných vzorkách, ktoré reprezentujú povrchy použité v konštrukcii, pomocou postupu uvedeného v norme EN 1090-2.

POZNÁMKA 3: Definície tried povrchov trecích plôch sú uvedené v norme EN 1090-2.

POZNÁMKA 4: Pri úprave povrchu trecej plochy náterom môže časom nastať strata predpätia.

5.6.2 Kombinácia ťahu a šmyku

- (1) Ak je trecí spoj odolný proti preklzu namáhaný ťahovou silou, $F_{t,Ed}$ alebo $F_{t,Ed,ser}$, pri súčasnom pôsobení šmykovej sily, $F_{v,Ed}$ alebo $F_{v,Ed,ser}$, ktorá má tendenciu vyvolať preklz, je návrhová odolnosť jednej skrutky proti preklzu rovná:

pre spoj kategórie B:
$$F_{s,Rd,ser} = \frac{k_s \cdot n \cdot \mu \cdot (F_{p,C} - 0,8 \cdot F_{t,Ed,ser})}{\gamma_{M3,ser}} \quad (5.7a)$$

pre spoj kategórie C:
$$F_{s,Rd} = \frac{k_s \cdot n \cdot \mu \cdot (F_{p,C} - 0,8 \cdot F_{t,Ed})}{\gamma_{M3}} \quad (5.7b)$$

- (2) Ak je v spoji, ktorý prenáša ohybový moment, kontaktná sila v tlačenej časti v rovnováhe s pôsobiacou ťahovou silou, nie je potrebná žiadna redukcia odolnosti proti preklzu.

5.6.3 Hybridné spoje

- (1) Keď sa na prenos šmykovej sily použijú spojovacie prostriedky s rozličnými tuhosťami, majú sa spojovacie prostriedky s najväčšou tuhosťou navrhnuť na prenos tejto šmykovej sily. Ako výnimka sa môže predpokladať, že predpäté skrutky pevnostnej triedy 8.8 a 10.9 v spojoch navrhnutých ako odolné proti preklzu v medznom stave únosnosti (kategória C v kap. 5.1) prenášajú zaťaženie spolu so zvarmi, ak sa ich konečné utiahnutie vykoná až po dokončení zvarov.

5.7 Oslabenie dierami pre spojovacie prostriedky

Pri navrhovaní prútov sa má oslabenie dierami zohľadniť podľa EN 1993-1-1.

5.7.1 Navrhovanie proti vytrhnutiu bloku skrutkového spoja

- (1) Vytrhnutie bloku skrutkového spoja je zapríčinené šmykovým porušením plechu pozdĺž radu skrutiek v reze namáhanom šmykom a súčasným ťahovým porušením plechu pozdĺž radu skrutiek v reze namáhanom ťahom. Obr. 5.6 znázorňuje vytrhnutie bloku skrutkového spoja.

- (2) Pre symetrickú skupinu skrutiek namáhanú centrickým zaťažením sa návrhová odolnosť proti vytrhnutiu bloku skrutkového spoja $V_{\text{eff},1,\text{Rd}}$, rovná:

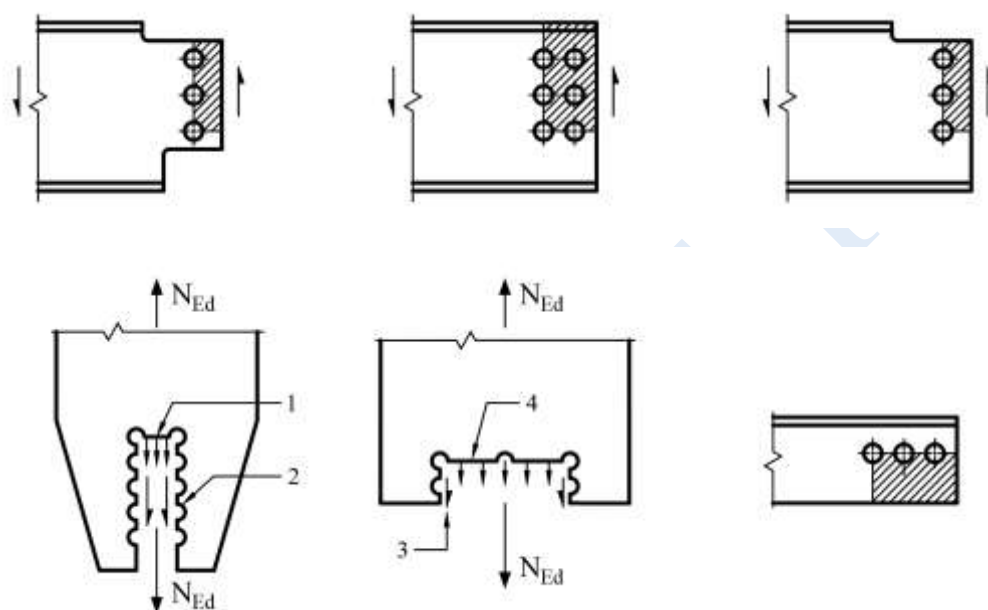
$$V_{\text{eff},1,\text{Rd}} = f_u \cdot \frac{A_{\text{nt}}}{\gamma_{\text{M2}}} + (1/\sqrt{3}) \cdot f_y \cdot \frac{A_{\text{nv}}}{\gamma_{\text{M0}}} \quad (5.8)$$

kde: A_{nt} je oslabená plocha namáhaná ťahom,

A_{nv} oslabená plocha namáhaná šmykom.

- (3) Pre skupinu skrutiek namáhanú excentrickým zaťažením sa návrhová odolnosť proti vytrhnutiu bloku skrutkového spoja $V_{\text{eff},2,\text{Rd}}$ rovná:

$$V_{\text{eff},2,\text{Rd}} = 0,5 \cdot f_u \cdot \frac{A_{\text{nt}}}{\gamma_{\text{M2}}} + (1/\sqrt{3}) \cdot f_y \cdot \frac{A_{\text{nv}}}{\gamma_{\text{M0}}} \quad (5.9)$$



Legenda:

- 1 malá ťahová sila
- 2 veľká šmyková sila
- 3 malá šmyková sila
- 4 veľká ťahová sila

Obr. 5.6 Vytrhnutie bloku skrutkového spoja

5.7.2 Uholníky pripojené jedným ramenom a iné nesymetricky pripojené ťahané prúty

- (1) Excentricity v uzloch (bližšie špecifikuje kap. 2.7(1) normy STN EN 1993-1-8) a vplyv rozstupov a vzdialeností skrutiek od okraja sa majú vziať do úvahy pri určovaní návrhovej odolnosti:
- nesymetrických prútov;
 - symetrických prútov, ktoré sú pripojené nesymetricky, ako sú napr. uholníky pripojené jedným ramenom.
- (2) Jeden ťahaný uholník pripojený jedným radom skrutiek jedným ramenom (Obr. 5.7) sa môže považovať za centricky zaťažený na účinnej oslabenej ploche a jeho návrhová odolnosť sa určí takto:

$$\text{s 1 skrutkou:} \quad N_{u,Rd} = \frac{2,0 \cdot (e_2 - 0,5 \cdot d_0) \cdot t \cdot f_u}{\gamma_{M2}} \quad (5.10)$$

$$\text{s 2 skrutkami:} \quad N_{u,Rd} = \frac{\beta_2 \cdot A_{net} \cdot f_u}{\gamma_{M2}} \quad (5.11)$$

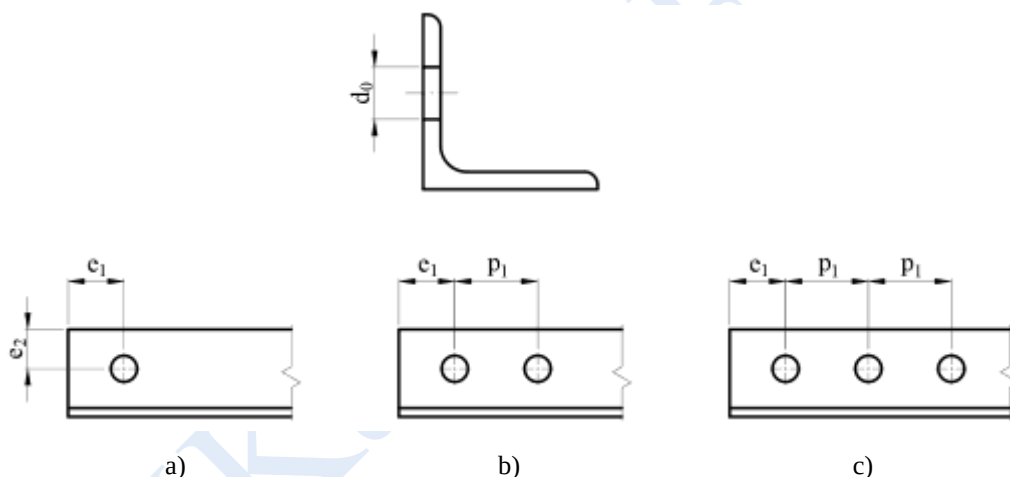
$$\text{s 3 alebo viacerými skrutkami:} \quad N_{u,Rd} = \frac{\beta_3 \cdot A_{net} \cdot f_u}{\gamma_{M2}} \quad (5.12)$$

kde: β_2 a β_3 sú redukčné faktory, ktoré závisia od rozstupu p_1 podľa Tab. 5.8. Pre medziľahlé hodnoty p_1 sa môže hodnota β určiť lineárnou interpoláciou;

A_{net} je oslabená plocha uholníka. Pri nerovnoramennom uholníku pripojenom jeho kratším ramenom sa A_{net} uvažuje ako oslabená plocha prierezu náhradného rovnoramenného uholníka s ramenami veľkosti kratšieho ramena.

Tab. 5.8 Redukčné faktory β_2 a β_3

Rozstup	p_1	$\leq 2,5 \cdot d_0$	$\geq 5,0 \cdot d_0$
2 skrutky	β_2	0,4	0,7
3 skrutky alebo viac	β_3	0,5	0,7



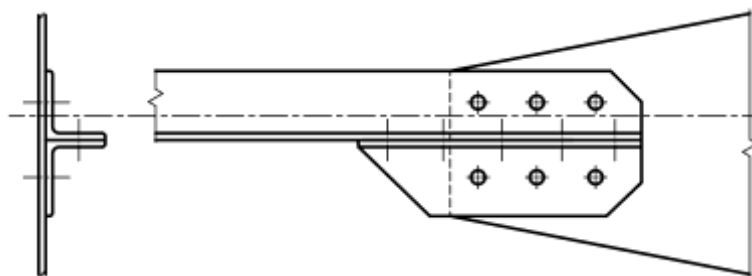
Obr. 5.7 Uholníky pripojené jedným ramenom

a) 1 skrutka, b) 2 skrutky, c) 3 skrutky

5.7.3 Prípojný uholník

- (1) Prípojný uholník zobrazený na Obr. 5.8 pripája prúty z uholníkov a ich spojovacie prostriedky k styčnickovému plechu alebo k inej podpornej časti a má sa navrhnuť na 1,2-násobok sily v odstavajúcom ramene pripojeného uholníka.
- (2) Spojovacie prostriedky pripájajúce prípojný uholník k odstavajúcej ramenu uholníka sa majú navrhnuť na 1,4-násobok sily v odstavajúcom ramene pripojeného uholníka.
- (3) Prípojný uholník pripájajúce U-profil alebo podobný prút sa majú navrhnuť na 1,1-násobok sily v pásniciach U-profilu, ku ktorým sú pripojené.

- (4) Spojovacie prostriedky pripájajúce U-profil alebo podobný prút sa majú navrhnuť na 1,2-násobok sily v pásnici U-profilu, ktorú pripájajú.
- (5) V žiadnom prípade sa na pripojenie prípojného uholníka k styčnickovému plechu alebo k inej podpornej časti nesmie použiť menej ako dve skrutky alebo dva nity.
- (6) Pripojenie prípojného uholníka k styčnickovému plechu alebo k inej podpornej časti má byť ukončené na úrovni konca pripojeného prúta. Spoj prípojného uholníka k prútu má prebiehať od konca tohto prúta až za priame spojenie prúta so styčnickovým plechom alebo inou podpornou časťou.



Obr. 5.8 Pripojné uholníky

5.8 Sily spôsobené páčením

Tam kde sú spojovacie prostriedky namáhané ťahovou silou, majú sa pri navrhovaní zohľadniť prídavné sily spôsobené páčením, ak takéto sily môžu vzniknúť.

5.9 Rozdelenie síl medzi spojovacie prostriedky v medznom stave únosnosti

- (1) Ak na uzol pôsobí moment, rozdelenie vnútorných síl môže byť buď lineárne (t. j. priamo úmerné vzdialenosti od stredu pootočenia), alebo plastické (t.j. prípustné je ľubovoľné rozdelenie, ktoré spĺňa podmienky rovnováhy za predpokladu, že nie sú prekročené odolnosti komponentov a že je húževnatosť komponentov dostačujúca).
- (2) Pružné lineárne rozdelenie vnútorných síl sa má použiť v nasledujúcich prípadoch:
 - ak skrutky tvoria spoj odolný proti preklzu kategórie C,
 - v spojoch namáhaných šmykom, ak je návrhová odolnosť spojovacieho prostriedku proti strihu $F_{v,Rd}$ menšia ako odolnosť proti otláčaniu $F_{b,Rd}$,
 - ak sú spoje vystavené nárazom, vibráciám alebo protismerne pôsobiacemu zaťaženiu (okrem zaťaženia vetrom).
- (3) Ak je uzol zaťažený iba centrickým šmykom a za predpokladu, že je veľkosť a pevnostná trieda spojovacích prostriedkov rovnaká, môže sa predpokladať, že sa zaťaženie rozdelí rovnomerne medzi spojovacie prostriedky.

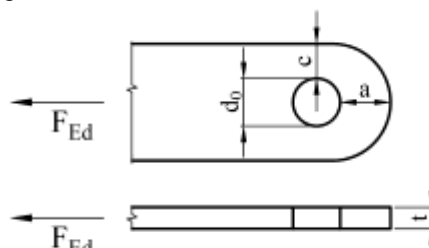
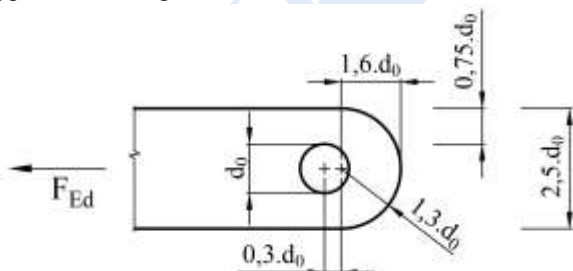
Príloha č.6. Návrh čapových spojov podľa normy Eurokód

V tejto prílohe je podobne ako v prílohe 5 uvedený výber z normy STN EN 1993-1-8 Eurokód 3 – Navrhovanie oceľových konštrukcií, časť 1-8: Navrhovanie uzlov “ pre postup návrhu čapových spojov.

6.1 Všeobecne

- (1) Ak existuje nebezpečenstvo, že sa čapy uvoľnia, majú sa zabezpečiť proti uvoľneniu.
- (2) Čapové spoje, pri ktorých sa nepožaduje voľné pootáčanie, sa môžu navrhnuť ako spoje s jednou skrutkou za predpokladu, že dĺžka čapu je menšia ako trojnásobok priemeru čapu (pozri kap. 5.3). Vo všetkých ostatných prípadoch sa má použiť metóda uvedená v kapitole 6.9.2.
- (3) Pri prútoch s čapovými spojmi má geometria nevystuženého prvku s dierou pre čap spĺňať rozmerové požiadavky uvedené v Tab. 6.1.

Tab. 6.1 Geometrické požiadavky na prúty zakončené čapom

Typ A: Daná hrúbka t	Typ B: Daná geometria
 $a \geq \frac{F_{Ed} \cdot \gamma_{M0}}{2 \cdot t \cdot f_y} + \frac{2 \cdot d_0}{3} \quad ; \quad c \geq \frac{F_{Ed} \cdot \gamma_{M0}}{2 \cdot t \cdot f_y} + \frac{d_0}{3}$	 $t \geq 0,7 \cdot \sqrt{\frac{F_{Ed} \cdot \gamma_{M0}}{f_y}} \quad ; \quad d_0 \leq 2,5 \cdot t$

- (4) Prúty s čapovými spojmi sa majú konštruovať tak, aby sa vylúčila excentricita a majú mať dostatočnú veľkosť, aby sa zaťaženie roznieslo z plochy prúta s dierou pre čap do prierezu prúta mimo čapu.

6.2 Navrhovanie čapov

- (1) Návrhové požiadavky na plné kruhové čapy sú uvedené v Tab. 6.2.
- (2) Ohybové momenty v čape sa majú počítať za predpokladu, že pripojené časti vytvárajú klbové uloženie. Tiež sa predpokladá, že reakcie medzi čapom a pripojenými časťami sa rovnomerne rozdeľujú na kontaktnej dĺžke, ako je znázornené na Obr. 6.20.
- (3) Ak má byť čap vymeniteľný, kontaktné napätie má okrem ustanovení uvedených v 6.9.1 až 6.9.2 vyhovovať vzťahu:

$$\sigma_{h,Ed} \leq f_{h,Rd} \quad (6.64)$$

$$\text{kde:} \quad \sigma_{h,Ed} = 0,591 \cdot \sqrt{\frac{E \cdot F_{Ed,ser} \cdot (d_0 - d)}{d^2 \cdot t}} \quad (6.65)$$

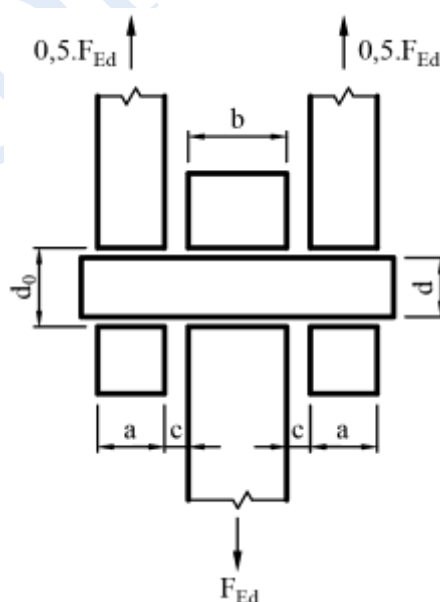
$$f_{h,Ed} = 2,5 \cdot f_y / \gamma_{M6,ser} \quad (6.66)$$

pričom:

d je priemer čapu; d_0 priemer diery pre čap; $F_{Ed,ser}$ návrhová hodnota pôsobiacej sily od charakteristickej kombinácie zaťaženi v medznom stave používateľnosti.

Tab. 6.2 Návrhové kritériá pre čapové spoje

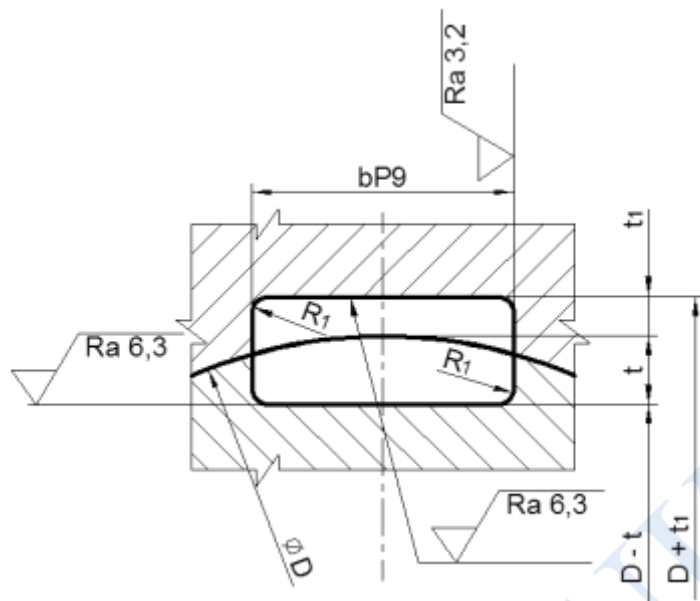
Spôsob porušenia	Návrhové podmienky
Odolnosť čapu proti strihu	$F_{v,Rd} = 0,6 \cdot A \cdot \frac{f_{up}}{\gamma_{M2}} \geq F_{v,Ed}$
Odolnosť dosky a čapu proti otláčaniu	$F_{b,Rd} = 1,5 \cdot t \cdot d \cdot \frac{f_y}{\gamma_{M0}} \geq F_{b,Ed}$
Ak má byť čap vymeniteľný, má sa splniť aj táto podmienka.	$F_{b,Rd,ser} = 0,6 \cdot t \cdot d \cdot \frac{f_y}{\gamma_{M6,ser}} \geq F_{b,Ed,ser}$
Ohybová odolnosť čapu	$M_{Rd} = 1,5 \cdot W_{et} \cdot \frac{f_{yp}}{\gamma_{M0}} \geq M_{Ed}$
Ak má byť čap vymeniteľný, má sa splniť aj táto podmienka.	$M_{Rd,ser} = 0,8 \cdot W_{et} \cdot \frac{f_{yp}}{\gamma_{M6,ser}} \geq M_{Ed,ser}$
Odolnosť čapu pri kombinácii strihu a ohybu	$\left[\frac{M_{Ed}}{M_{Rd}} \right]^2 + \left[\frac{F_{v,Ed}}{F_{v,Rd}} \right]^2 \leq 1$
d je priemer čapu; f_y menšia z hodnôt medze klzu čapu a pripojenej časti; f_{up} pevnosť čapu v ťahu; f_{yp} medza klzu čapu; t hrúbka pripojenej časti; A plocha prierezu čapu.	



$$M_{Ed} = \frac{F_{Ed}}{8} \cdot (b + 4 \cdot c + 2 \cdot a)$$

Obr. 6.1 Ohybový moment v čape

Príloha č. 7. Pero tesné, výmenné, kotúčové



Tab. 7.1. Žliabky pre tesné pero v hriadieli a náboji Rozmery [mm]

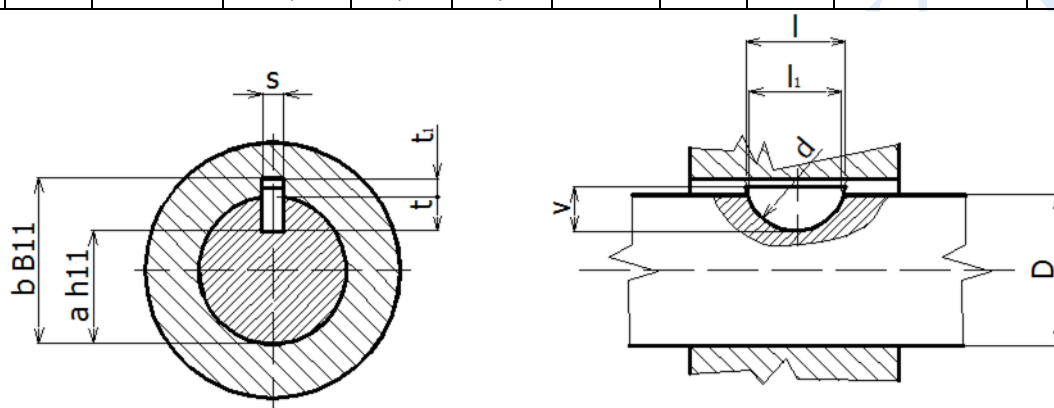
D		Žliabok								
cez	do	t		t ₁		R ₁	b	P ₉	l _{min}	l _{max}
6	8	1,1	+ 0,1 0,0	0,9	+ 0,2 + 0,1	0,2	2	- 0,009	9	20
8	10	1,7		1,3			3	- 0,034	9	36
10	12	2,4		1,6			4	- 0,012	10	45
12	17	2,9		2,1		0,4	5	- 0,042	12	56
17	22	3,5	2,5	6	- 0,015		16	70		
22	30	4,1	+ 0,2 0,0	2,9	+ 0,4 + 0,2	0,6	8	- 0,051	20	90
30	38	4,7		3,3			10	- 0,018	25	110
38	44	4,9		3,1			12	- 0,061	32	140
44	50	5,5		3,5			14	- 0,018	40	180
50	58	6,2		3,8	16	- 0,061	45	200		
58	65	6,8		4,2	18	- 0,074	50	220		
65	75	7,4		4,6	20	- 0,022	56	250		
75	85	8,5		5,3	22	- 0,074	63	280		
85	95	8,7		5,5	25	- 0,026	70	315		
95	110	9,9		6,1	28	- 0,088	80	355		
110	130	11,1		6,9	32	- 0,026	90	355		
130	150	12,3		7,7	36	- 0,088	100	355		
150	170	13,5	8,5	40	- 0,022	110	400			
170	200	15,3	9,7	45	- 0,074	120	400			
200	230	17,0	11,0	50	- 0,022	130	400			
230	260	19,3	12,4	56	- 0,074	140	400			
260	290	19,6	12,7			140	400			

Dĺžky pier (žliabkov pre pero): 9, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70...(po10)...110, 125, 140, ...(po20)...220, 250, 280, 315, 355, 400mm.

Tab. 7.2. Žliabky pre výmenné pero v hriadeli a náboji

Rozmery [mm]

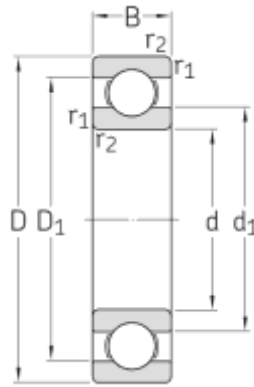
b	h	r	D ₁	d ₁	k ₁	d	t ₂	l ₁	Rozsah dĺžok l pier	
									ČSN 02 2575	ČSN 02 2570
8	7	0,4 +0,2 0,0	5,9	3,2	2,2	M3	7	8	20-36	-
10	8	0,6 +0,2 0,0					7,4	4,3	3	M4
12			9	9,4	5,3	3,7				
14	9						40-56	70-160		
16	10		10,4	6,4	4,2	M6	10	12	45-63	80-180
18	11								50-70	90-200
20	12		56-80	100-220						
22	14		13,5	8,4	5,3	M8	11	15	63-90	125-250
25							12		70-90	140-280



Tab. 7.3. Kotúčové pero

Priemer hriadeľa d		Rozmery diery pera				Hĺbka žliabku v	
od	do	šírka s	výška v	priemer D	dĺžka l	hriadelí t	náboji t ₁
10	12	3	3,7	10	9,7	2,7	1,1
			5	13	12,6	4	
			6,5	16	15,7	5,5	
12	17	4	5	13	12,6	3,5	1,7
			6,5	16	15,7	5	
			7,5	19	18,6	6	
17	22	5	6,5	16	15,7	4,5	2,2
			7,5	19	18,6	5,5	
			9	22	21,6	7	
22	30	6	9	22	21,6	6,5	2,7
			10	25	24,5	7,5	
			11	28	27,3	8,5	
			13	32	31,4	10,5	
30	38	8	11	28	27,3	8	3,2
			13	32	31,4	10	
			15	38	37,1	12	
			16	45	43,1	13	
38	44	10	16	45	43,1	13	
			19	65	59,1	16	
			24	80	73,3	21	
44	50	12	19	65	59,1	16	
			24	80	73,3	21	

Príloha č. 8. Ložiská



Výrobca SKF

typ ložiska	vnútorný priemer d [mm]	vonkajší priemer D[mm]	Šírka B[mm]	Dynamická únosnosť C[kN]	Statická únosnosť C ₀ [kN]	Hmotnosť [kg]
SKF 6000	10	26	8	4,75	1,96	0,019
SKF 6001	12	28	8	5,40	2,36	0,021
SKF 6002	15	32	9	5,85	2,85	0,030
SKF 6003	17	35	10	6,37	3,25	0,039
SKF 6004	20	42	12	9,00	4,50	0,069
SKF 6005	25	47	12	9,80	5,20	0,082
SKF 6006	30	55	13	12,70	6,60	0,119
SKF 6007	35	62	14	15,30	8,50	0,158
SKF 6008	40	68	15	17,60	10,20	0,195
SKF 6009	45	75	16	21,60	12,70	0,256
SKF 6010	50	80	16	24,00	14,30	0,289
SKF 6201	12	32	10	7,28	3,10	0,037
SKF 6202	15	35	11	8,06	3,75	0,045
SKF 6203	17	40	12	9,95	4,75	0,065
SKF 6204	20	47	14	13,50	6,55	0,106
SKF 6205	25	52	15	14,80	7,80	0,128
SKF 6206	30	62	16	20,30	11,20	0,202

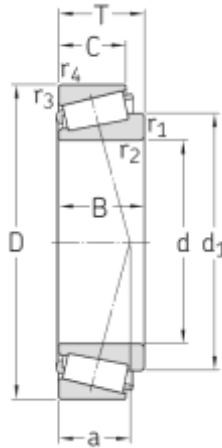
SKF 6207	35	72	17	27,00	15,30	0,288
SKF 6208	40	80	18	32,50	19,00	0,366
SKF 6209	45	85	19	35,10	21,60	0,419
SKF 6210	50	90	20	37,10	23,20	0,463
SKF 6403	17	62	17	22,9	10,8	0,270
SKF 6404	20	72	19	30,7	15,0	0,400
SKF 6405	25	80	21	35,8	19,3	0,530
SKF 6406	30	90	23	43,6	23,6	0,750
SKF 6407	35	100	25	55,3	31,0	0,950
SKF 6408	40	110	27	63,7	36,5	1,250
SKF 6409	45	120	29	76,1	45,0	1,550
SKF 6410	50	130	31	87,1	52,0	1,900

Výrobca FAG

typ ložiska	vnútorný priemer d [mm]	vonkajší priemer D[mm]	Šírka B[mm]	Dynamická únosnosť C[kN]	Statická únosnosť C ₀ [kN]	Hmotnosť [kg]
FAG 6000	10	26	8	4,90	1,96	0,019
FAG 6001	12	28	8	5,50	2,36	0,022
FAG 6002	15	32	9	6,10	2,85	0,030
FAG 6003	17	35	10	6,40	3,25	0,039
FAG 6004	20	42	12	10,00	5,00	0,069
FAG 6005	25	47	12	11,20	5,85	0,080
FAG 6006	30	55	13	14,30	8,15	0,116
FAG 6007	35	62	14	17,30	10,20	0,155
FAG 6008	40	68	15	18,30	11,40	0,193
FAG 6009	45	75	16	23,20	15,30	0,245
FAG 6010	50	80	16	24,00	16,60	0,261
FAG 6201	12	32	10	7,65	3,10	0,037
FAG 6202	15	35	11	8,50	3,75	0,045
FAG 6203	17	40	12	10,40	4,75	0,065

FAG 6204	20	47	14	14,00	6,55	0,106
FAG 6205	25	52	15	15,30	7,80	0,128
FAG 6206	30	62	16	21,20	11,20	0,199
FAG 6207	35	72	17	28,50	15,30	0,288
FAG 6208	40	80	18	34,50	19,00	0,366
FAG 6209	45	85	19	37,50	21,60	0,407
FAG 6210	50	90	20	39,00	23,20	0,463
FAG 6403	17	62	17	25,0	12,0	0,270
FAG 6404	20	72	19	34,5	17,3	0,400
FAG 6405	25	80	21	39,0	21,6	0,530
FAG 6406	30	90	23	47,5	27,0	0,750
FAG 6407	35	100	25	61,0	36,0	0,950
FAG 6408	40	110	27	71,5	41,5	1,250
FAG 6409	45	120	29	83,0	50,0	1,550
FAG 6410	50	130	31	95,0	58,5	1,960

Kuzelíkové ložiská



Výrobca SKF

typ ložiska	vnútorný priemer d [mm]	vonkajší priemer D [mm]	Šírka T [mm]	Dynamická únosnosť C [kN]	Statická únosnosť C ₀ [kN]	Hmotnosť [kg]
SKF 30202	15	35	11,75	14,3	13,4	0,056
SKF 30203	17	40	13,25	19,0	18,3	0,081
SKF 30204	20	47	15,25	28,1	26,5	0,130
SKF 30205	25	52	16,25	32,5	32,5	0,150
SKF 30206	30	62	17,25	45,7	46,5	0,230
SKF 30207	35	72	18,25	56,1	58,5	0,330
SKF 30208	40	80	19,75	69,3	73,5	0,420

SKF 30209	45	85	20,75	76,5	83,0	0,480
SKF 30210	50	90	21,75	82,5	93,0	0,530
SKF 32202	15	35	15,25	18,3	18,0	0,072
SKF 32203	17	40	17,25	25,1	26,0	0,110
SKF 32204	20	47	19,25	38,0	39,0	0,170
SKF 32205	25	52	19,25	41,8	45,5	0,190
SKF 32206	30	62	21,25	58,3	65,5	0,310
SKF 32207	35	72	24,25	78,1	88,0	0,480
SKF 32208	40	80	24,75	89,1	104,0	0,590
SKF 32209	45	85	24,75	93,5	114,0	0,640
SKF 32210	50	90	24,75	101,0	127,0	0,690

Výrobca FAG

typ ložiska	vnútorný priemer d [mm]	vonkajší priemer D[mm]	Šírka T[mm]	Dynamická únosnosť C[kN]	Statická únosnosť C ₀ [kN]	Hmotnosť [kg]
FAG 30202	15	35	11,75	14,0	13,0	0,053
FAG 30203	17	40	13,25	19,3	18,3	0,078
FAG 30204	20	47	15,25	28,5	26,5	0,123
FAG 30205	25	52	16,25	31,5	32,5	0,146
FAG 30206	30	62	17,25	45,0	46,5	0,223
FAG 30207	35	72	18,25	56,0	58,5	0,317
FAG 30208	40	80	19,75	68,0	73,5	0,412
FAG 30209	45	85	20,75	75,0	83,0	0,470
FAG 30210	50	90	21,75	81,5	93,0	0,530
FAG 32202	15	35	15,25	17,9	17,4	0,070
FAG 32203	17	40	17,25	25,0	26,0	0,105
FAG 32204	20	47	19,25	37,0	39,0	0,163
FAG 32205	25	52	19,25	40,5	45,5	0,186
FAG 32206	30	62	21,25	57,0	64,0	0,305
FAG 32207	35	72	24,25	77,0	88,0	0,473
FAG 32208	40	80	24,75	89,0	104,0	0,577
FAG 32209	45	85	24,75	93,0	114,0	0,622
FAG 32210	50	90	24,75	100,0	127,0	0,670

Príloha č. 9. Vybrané parametre ku kontrole na únavu

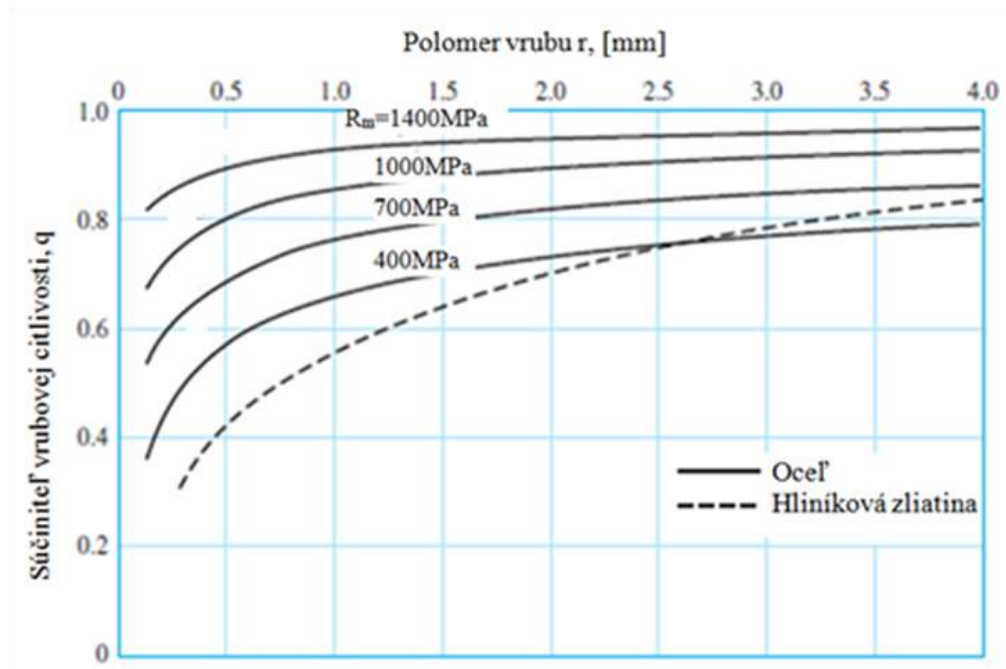
Vrubový súčiniteľ β sa vypočíta:

$$\beta = 1 + q \cdot (\alpha - 1)$$

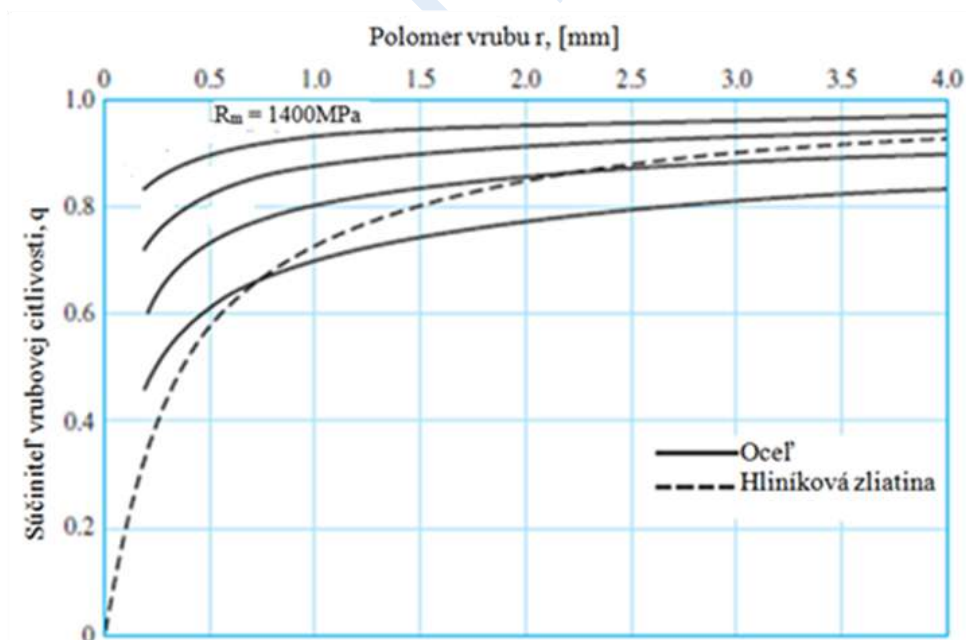
α – súčiniteľ koncentrácie napätia

q – súčiniteľ vrubovej citlivosti, pre materiály citlivé na vrub $q = 1 \rightarrow \beta = \alpha$, pre materiály necitlivé na vrub $q = 0 \rightarrow \beta = 1$

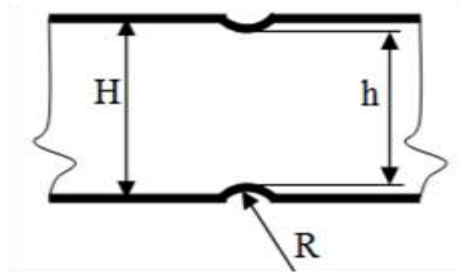
Súčiniteľ vrubovej citlivosti pre striedavý ohyb a striedavý osový ťah



Súčiniteľ vrubovej citlivosti pre striedavý krut

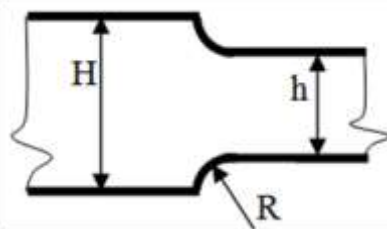


Súčiniteľ koncentrácie napätia pre tyč plochú s vrubom



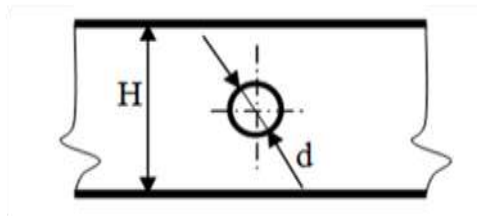
	$\frac{H/h}{R/h}$	1,02	1,05	1,1	1,2	1,5	3	∞
Ťah α Ohyb α_σ	0,025	2,2	3,0 2,6	3,0		3,2		
Ťah α Ohyb α_σ	0,05	1,85	2,2 2,15	2,7 2,4	3	2,75		2,9
Ťah α Ohyb α_σ	0,1	1,6	1,9 1,8	2,1 1,9	2,4	2,6 2,15	2,8	2,2
Ťah α Ohyb α_σ	0,15	1,45	1,7 1,6	1,9 1,7	2,1	2,25 1,8	2,4	1,9
Ťah α Ohyb α_σ	0,2	1,4	1,6 1,55	1,7 1,6	1,9	2,0 1,6	2,1	1,7
Ťah α Ohyb α_σ	0,25	1,35	1,55 1,4	1,65 1,4	1,75	1,9 1,5	2,0	1,6
Ťah α Ohyb α_σ	0,3	1,35	1,5 1,35	1,55 1,32	1,65	1,75 1,45	1,85	1,55

Súčiniteľ koncentrácie napätia pre tyč plochú s prechodom na rozmer



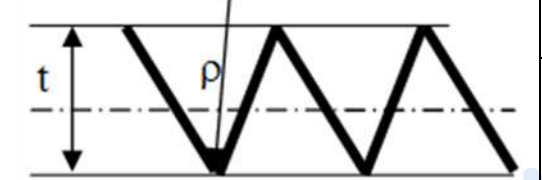
	$\frac{H/h}{R/h}$	1,02	1,05	1,1	1,3	1,5	3
Ťah α Ohyb α_σ	0,025	1,8 1,9	2,1 2,1	2,5 2,3	2,6		3,0
Ťah α Ohyb α_σ	0,05	1,55 1,65	1,75 1,8	2,0 1,9	2,2	2,7	2,4
Ťah α Ohyb α_σ	0,1	1,35 1,4	1,5 1,55	1,65 1,6	1,75	2,1	1,9
Ťah α Ohyb α_σ	0,15	1,3 1,35	1,4 1,45	1,5 1,5	1,55	1,9	1,65
Ťah α Ohyb α_σ	0,2	1,25 1,3	1,35 1,4	1,45 1,4	1,5	1,7	1,55
Ťah α Ohyb α_σ	0,25	1,2 1,3	1,3 1,35	1,4 1,35	1,4	1,65	1,45
Ťah α Ohyb α_σ	0,3	1,2 1,25	1,25 1,3	1,35 1,35	1,35	1,55	1,4

Súčiniteľ koncentrácie napätia pre tyč plochú s hrúbkou t a dierou d

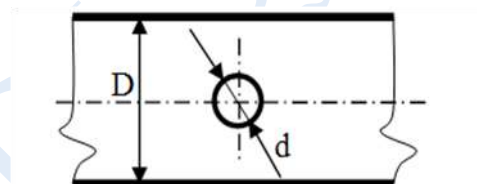


	d/H	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
Ťah α	d/t	2,7	2,5	2,35	2,25	2,2	2,15	2,1	2,05
Ohyb α_σ	0,25	2,5	2,25	2,15					
Ohyb α_σ	0,5	2,25	2,1	2,0					
Ohyb α_σ	1,0	2,0	1,9	1,75					
Ohyb α_σ	2,0	1,85	1,7	1,6					
Ohyb α_σ	∞	1,65	1,5	1,45	1,35	1,25	1,2	1,15	

Súčiniteľ koncentrácie napätia pre závit

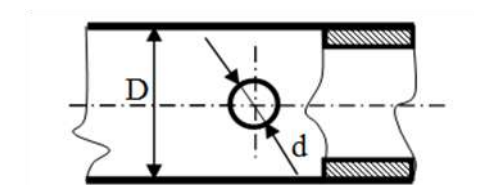
	ρ/t	0,1	0,14	0,18	0,22
Ťah α		4,0	3,4	3,0	2,8

Súčiniteľ koncentrácie napätia pre hriadeľ s dierou



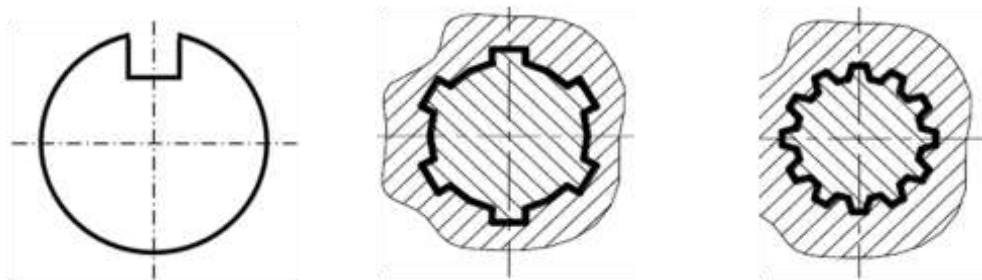
d/D	0,025	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
Krut α_τ	3,4	3,15	3,0	2,8	2,75	2,7	2,65

Súčiniteľ koncentrácie napätia pre dutý hriadeľ s dierou



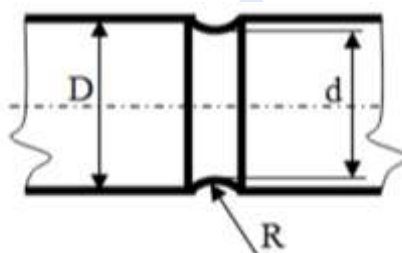
d/D	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4
0,9	1,78	1,76	1,77	1,96	2,0	2,18	2,41	2,67
0,8		1,74	1,75	1,79	1,86	1,97	2,09	2,25
0,6		1,72	1,69	1,7	1,72	1,76	1,81	1,89
0,4		1,7	1,65	1,63	1,63	1,63	1,63	1,63

Súčiniteľ koncentrácie napätia pre žliabok pre pero v hriadeli a žliabkovaný hriadeľ



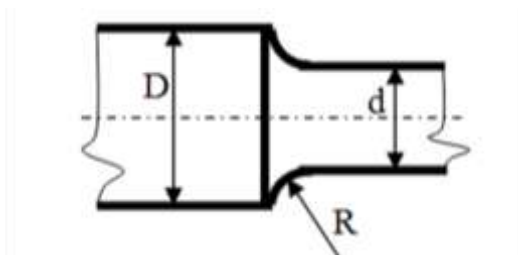
Spôsob výroby		Medza pevnosti R_m [MPa]					
		500	600	700	800	900	1000
Žliabok pre pero vyrobený čelnou frézou	α_σ	1,64	1,76	1,89	2,01	2,14	2,26
	α_τ	1,37	1,54	1,71	1,88	2,05	2,22
Žliabok pre pero vyrobený kotúčovou frézou	α_σ	1,38	1,46	1,54	1,62	1,69	1,77
	α_τ	2,25	2,36	2,45	2,55	2,65	2,7
Žliabkovanie rovnoboké a evolventné	α_σ	1,45	1,55	1,6	1,65	1,7	1,72
	α_τ	1,43	1,46	1,49	1,52	1,55	1,58

Súčiniteľ koncentrácie napätia pre hriadeľ s vrubom



	D/d \ R/d	1,02	1,05	1,15	1,3	1,5
Ťah α Ohyb α_σ Krut α_τ	0,025	2,2 2,1 1,55	2,7 2,6 1,8		2,2	3,0
Ťah α Ohyb α_σ Krut α_τ	0,05	1,8 1,8 1,4	2,2 2,1 1,55	2,6	1,8	3,0 2,5
Ťah α Ohyb α_σ Krut α_τ	0,1	1,6 1,35 1,25	1,8 1,7 1,35	2,1	1,5	2,3 2,0
Ťah α Ohyb α_σ Krut α_τ	0,15	1,45 1,4 1,2	1,65 1,55 1,3	1,9	1,35	2,0 1,7
Ťah α Ohyb α_σ Krut α_τ	0,2	1,4 1,35 1,2	1,55 1,3 1,25	1,7	1,3	1,8 1,6
Ťah α Ohyb α_σ Krut α_τ	0,25	1,4 1,35 1,2	1,5 1,4 1,25	1,65	1,25	1,7 1,5
Ťah α Ohyb α_σ Krut α_τ	0,3	1,35 1,3 1,2	1,45 1,35 1,2	1,55	1,2	1,6 1,45

Súčiniteľ koncentrácie napätia pre hriadeľ s prechodom na priemer



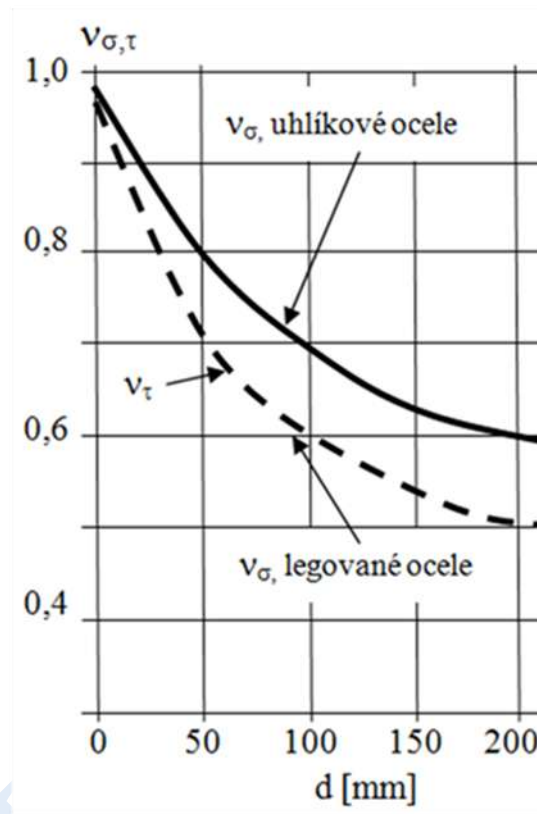
	D/d R/d	1,02	1,05	1,09	1,1	1,2	1,33	1,5	2	3
Ťah α	0,025	1,8	2,0		2,2					
Ohyb α_σ				1,5	2,3	1,95	2,0		2,2	
Krut α_τ		1,9	2,15					2,6		2,8
Ťah α	0,05	1,55	1,5		1,9					
Ohyb α_σ				1,3	1,9	1,60	1,7		1,75	
Krut α_τ		1,65	1,8					2,05		2,3
Ťah α	0,1	1,35	1,5		1,55					
Ohyb α_σ				1,15	1,6	1,35	1,45		1,5	
Krut α_τ		1,45	1,55					1,7		1,8
Ťah α	0,15	1,25	1,35		1,45					
Ohyb α_σ				1,15	1,5	1,25	1,3		1,35	
Krut α_τ		1,35	1,4					1,5		1,6
Ťah α	0,2	1,2	1,3		1,35					
Ohyb α_σ				1,1	1,35	1,15	1,25		1,3	
Krut α_τ		1,3	1,3					1,4		1,45
Ťah α	0,25	1,2	1,3		1,35					
Ohyb α_σ				1,1	1,3	1,1	1,2		1,2	
Krut α_τ		1,25	1,25					1,35		1,35
Ťah α	0,3	1,2			1,3					
Ohyb α_σ				1,1	1,25	1,1	1,2		1,2	
Krut α_τ		1,2						1,35		1,3

Súčiniteľ vrubového účinku nalisovaných spojov

Spôsob uloženia			Medza pevnosti R_m [MPa]					
			500	600	700	800	900	1000
30/H7	r6	β_σ	2,5	2,75	3,0	3,0	3,5	3,75
		β_τ	1,9	2,05	2,2	2,35	2,5	2,65
	k6	β_σ	1,88	2,06	2,25	2,44	2,62	2,82
		β_τ	1,53	1,64	1,75	1,86	1,98	2,09
	h6	β_σ	1,63	1,79	1,95	2,11	2,28	2,44
		β_τ	1,38	1,47	1,57	1,67	1,77	1,88
500/H7	r6	β_σ	3,05	3,36	3,66	3,98	4,28	4,6
		β_τ	2,23	2,52	2,6	2,78	3,07	3,26
	k6	β_σ	2,28	2,52	2,75	2,97	3,2	3,45
		β_τ	1,87	2,03	2,15	2,28	2,42	2,57
	h6	β_σ	1,98	2,18	2,38	2,57	2,78	3,0
		β_τ	1,6	1,71	1,83	1,95	2,07	2,2

$\geq 100/H7$	r6	β_σ	3,28	3,6	3,94	4,25	4,6	4,9
		β_τ	2,37	2,56	2,76	2,95	3,16	3,34
	k6	β_σ	2,46	2,7	2,96	3,2	3,46	3,98
		β_τ	1,88	2,04	2,18	2,32	2,48	2,8
	h6	β_σ	2,13	2,34	2,56	2,76	3,0	3,18
		β_τ	1,68	1,83	1,94	2,06	2,2	2,31

Súčiniteľ vplyvu veľkosti v



Súčiniteľ akosti povrchu ε_p $\varepsilon_p = a \cdot R_m^b$

Spôsob opracovania povrchu	Koeficient a	Exponent b
Brúsenie	1,58	-0,085
Obrábanie na jemno, ťahanie za studena	4,51	-0,265
Valcovanie za tepla, hrubovanie	57,7	-0,718
Kovanie, neobrobený povrch	272	-0,995

Príloha č. 10. Nerozoberateľné spojeTab. 10.1 Korekčné súčinitele zvarov α

Druh zvaru	Spôsob namáhania	Korekčný súčiniteľ			
Tupé zvary	Ťah	$\alpha_{\perp}$	1,0		
	Tlak		0,85	0,90 ²⁾	1,0 ³⁾
	Šmyk	α_{τ}		0,7	
Kútové zvary	Čelný	$\alpha_{\tau\perp}$	0,75 ⁴⁾	0,90 ⁵⁾	1,0 ⁶⁾
	Bočný	$\alpha_{\tau\parallel}$	0,65 ⁴⁾	0,80 ⁵⁾	0,90 ⁶⁾

²⁾ Platí len pre odporové zváranie.

³⁾ Len pre riadne prevarený koreň zvaru, kontrolovaný prežiarením, alebo rovnocennou defektoskopickou metódou.

⁴⁾ Len pre ručné zváranie elektrickým oblúkom, elektródou rovnakej pevnosti ako základný materiál.

⁵⁾ Ručné zváranie elektrickým oblúkom, zváranie pod tavivom, zváranie v ochrannnej atmosfére pre zvary $z > 12\text{mm}$.

⁶⁾ Pre automatické zváranie pod tavivom pre jednovrstvové zvary o veľkosti $z \leq 12\text{mm}$.

Tab. 10.2 Pevnostné vlastnosti vybraných druhov lepidiel [10]

Druh lepidla	Pevnosť v šmyku pri izbovej teplote [MPa]	Pevnosť v odlupovaní na jednotku šírky [kN/m]
Pressure- sensitive	0,01-0,07	0,18-0,88
Starch-based	0,07-0,7	0,18-0,88
Cellosics	0,35-3,5	0,18-1,8
Rubber-based	0,35-3,5	1,8-7
Formulated hot melt	0,35-4,8	0,88-3,5
Synthetically designed hot melt	0,7-6,9	0,88-3,5
PVAc emulsion (white glue)	1,4-6,9	0,88-1,8
Cyanoacrylate	6,9-13,8	0,18-1,8
Protein - based	6,9-13,8	0,18-1,8
Anaerobic acryl	6,9-13,8	0,18-1,8
Urethane	6,9-17,2	1,8-8,8
Rubber-modified acrylic	13,8-24,1	1,8-8,8
Modified phenolic	13,8-27,6	3,6-7
Unmodified epoxy	10,3-27,6	0,35-1,8
Bis-maleimide	13,8-27,6	0,18-3,5
Polyamide	13,8-27,6	0,18-0,88
Rubber- modified epoxy	20,7-41,4	4,4-14

Tab. 10.3 Základné rozdelenie a vlastností mäkkých spájok

Názov spájky	Technologická teplota [°C]	Pevnosť v ťahu / strihu [MPa]	Oblasť použitia
Olovené 96Pb4Ag	305	30÷35/20÷25	Teplotne namáhané spoje
Cínovo – olovnaté 63Sn37Pb	183 188	45÷50/30÷40	Spájky s obsahom olova sa však kvôli jeho toxicite od roku 2011 nemôžu

60Sn40Pb 50Sn50Pb 40Sn60Pb	199 207		používať v elektrických a elektronických zariadeniach. Použitie olova je obmedzené na výnimky, kedy ho nie je možné nahradiť inými prvkami, napr. v medicíne alebo vojenskej technike, na vytvorenie elektrických spojov s kryogénnymi snímačmi zdravotníckych pomôcok, apod.
Cínové bezolovnaté 96Sn4Ag 91Sn9Zn 95,5Sn3,9Ag0,6Cu 95Sn5Sb	221 199 217 238	60÷75/30÷60	Pri zvýšenej alebo kryogenickej teplote, pre potravinársky a chladiarenský priemysel, pre spájkovanie skla, na tepelné poistky, chladiče automobilov.
Poznámka: ✓ <i>striebro Ag</i> zvyšuje mechanickú pevnosť a únavovú odolnosť pri zmenách teploty (bez prítomnosti olova), ✓ <i>meď Cu</i> znižuje teplotu tavenia, zvyšuje únavovú odolnosť pri cyklických zmenách teploty, zvyšuje viazanie roztavenej spájky, ✓ <i>zinok Zn</i> znižuje teplotu tavenia, ale je náchylný na koróziu a oxidáciu na vzduchu, ✓ <i>bismut Bi</i> znižuje teplotu tavenia, zvyšuje zmršťovateľnosť, ✓ <i>indium In</i> znižuje teplotu tavenia, zvyšuje ťažnosť.			

Tab. 10.4 Základné rozdelenie a vlastnosti tvrdých spájk

Názov spájky	Technologická teplota [°C]	Pevnosť v ťahu / strihu [MPa]	Oblasť použitia
Hliníkové spájky 90Al10Si	600	360/150	Všeobecné strojárstvo, elektrotechnika, vzduchotechnika a klimatizácie, energetika.
Medené spájky 99,9Cu 95Cu5P 60Cu40Zn	1120 850 925	430/250	Všeobecné strojárstvo, elektrotechnika, vzduchotechnika a klimatizácie, energetika, vojenská výroba.
Iné spájky 80Au20Ag Ag,Cu,Zn,Cd Ni,Cr	950 730 1120	240/140	Všeobecné strojárstvo, elektrotechnika, vzduchotechnika a klimatizácie, energetika, zdravotníctvo, potravinárstvo.

Použitá literatúra

- [1] HOMIŠIN J., a kol. : Základy konštruovania v strojárstve, Strojnícka fakulta TU v Košiciach, 2014
- [2] MÁLIK L., a kol.: Konštruovanie II, EDIS - vydavateľstvo Žilinskej univerzity v Žiline, 2013
- [3] BOHÁČEK, F. a kol.: Části a mechanismy strojů I. - zásady konstruování, spoje, ES VUT Brno 1980.
- [4] BOHÁČEK, F. a kol.: Části a mechanismy strojů II. – hřídele, tribologie, ložiska, ES VUT Brno, 1982.
- [5] BOLEK, A. a kol.: Části strojů 1, SNTL , Praha , 1989.
- [6] KRÁL, Š. a kol.: Časti a mechanismy strojov I., STU Bratislava, 2000.
- [7] MÁLIK, L. – MEDVECKÝ, Š.: Časti a mechanismy strojov, ŽU Žilina, 2002.
- [8] GREGA, R., MANTIC, M.: Konštruovanie strojových súčiastok, Technická univerzita v Košiciach, Košice 2022
- [9] MORAVEC V.: Konstrukce strojů a zařízení II, Montanex Ostrava 2001
- [10] RICHARD G. BUDYNAS, J. KEITH NISBETT.: Shigley's Mechanical Engineering Design, Tenth Edition, Published by McGraw-Hill Education, 2 Penn Plaza, New York, NY 10121., 2015
- [11] R. VASUDEVAN: Engineering Drawing Practice for Schools and Colleges, New Delhi 110002, 2003.
- [12] J. E. SHIGLEY, CH. R. MISCHKE, T. H. BROWN.: Standard Handbook of Machine Design, 3rd edition, 2004.
- [13] JOHN M. AMISS, FRANKLIN D. JONES, AND HENRY H. RYFFEL.: Machinery's Handbook 27th Edition, 2004, Industrial Press, Inc., New York
- [14] KRÁL, Š. a kol.: Časti a mechanismy strojov II STU Bratislava, 2002
- [15] <http://www.npfasteners.com/rivetnuts/crs.htm>
- [16] DEJL Z.: Konstrukce strojů a zařízení, Montanex a.s., 2000, ISBN 80-7225-018-3
- [17] EUROKÓD 3, Návrh skrutkových spojov podľa STN EN 1993-1-8 Eurokód 3 – Navrhovanie oceľových konštrukcií, časť 1-8: Navrhovanie uzlov
- [18] BOCKO J., a kol.: Elasticity and Strength I., TU of Košice, 2021.
- [19] GREGA, R., KUEKA, J., MALÁKOVÁ, S., ŽULOVÁ, L: Konštruovanie nerozoberateľných spojov, Technická univerzita v Košiciach, Košice 2024
- [20] HOMIŠIN, J., MEDVECKÁ – BEŇOVÁ, S., VOJTKOVÁ, J.: Praktické riešenie úloh v predmetoch konštruovania, Košice, 2013.
- [21] MEDVECKÝ, Š. a kol.: Konštruovanie I, EDIS – ŽU, 2007.
- [22] ČILLÍK, L. a kol.: Konštruovanie I, návody na cvičenia, ŽU v Žiline, 2009.
- [23] https://www.engineersedge.com/solder_joint_design/solder_joint_butt_calc.htm
- [24] VÁVRA, P. a kol.: Strojnícke tabuľky pre SPŠ strojnícke, Alfa-press, Bratislava, 2009.
- [25] LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: Strojnícke tabuľky, Albra 2005.
- [26] https://trsaero.com/monogramaerospace/wpcontent/uploads/sites/3/2018/03/MBF2003_CL_II_Installation.pdf
- [27] BOLEK A., KREJČÍ V. : Hřídelové spojky, SNTL, Praha, 1967.
- [28] <https://engineeringlibrary.org/reference/rivets-and-lockbolts-nasa-fastener-design-manual>
- [29] Ringfeder, Locking element RfN 8006, EN 01.2023, www.ringfeder.com
- [30] Rexnord Tollok Locking Assemblies Catalog, Catalog PT2-001_MA4, 04/21, Rexnord Corporation, www.rexnord.com
- [31] Design Guide for Bonding Plastics, Henkel Corporation Engineering Adhesives, Volume 6, 2011.

Autori: prof. Ing. Robert GREGA, PhD.
Ing. Daniela KEPEŇ HARACHOVÁ, PhD.
Ing. Lucia ŽUĽOVÁ, PhD.
Ing. Matej URBANSKÝ, PhD.

Recenzenti: prof. Ing. Peter Demeč, CSc.
doc. Ing. Milan Vaško, PhD.

Názov: Praktiká pre konštruovanie strojov a strojových súčiastok

Vydanie: prvé

Vydavateľ: Technická univerzita v Košiciach, Strojnícka fakulta

Rok: 2025

Rozsah: 263 strán

Edícia: Edícia študijnej literatúry

Tlač: Strojnícka fakulta TU v Košiciach
Letná 9, Košice 042 00

Náklad: 50 ks

ISBN 978-80-553-4935-0