



**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE**

---

**Fakulta Strojní  
Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky  
Odbor pružnosti a pevnosti**

**Únavové vlastnosti převodového hřídele – návrh úprav**

**Fatigue properties of transmission shaft - proposed modifications**

Bakalářská práce

Studijní program: Teoretický základ strojního inženýrství

Vedoucí práce: doc. Ing. Jan Řezníček CSc.

**Tereza Grebenarová**

---

**Praha 2016**

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Grebenarová** Jméno: **Tereza** Osobní číslo: **425141**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky**  
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**  
Studijní obor: **bez oboru**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Únavové vlastnosti převodového hřídele - návrh úprav**

Název bakalářské práce anglicky:

**Fatigue properties of transmission shaft - proposed modifications**

Pokyny pro vypracování:

- Rešerše stavu únavových výpočtů používaných v technické praxi.
- Výběr vhodného hřídele z převodovky navržené v rámci KS.
- Popis existujících vrubů na hřídeli.
- Návrh možných úprav, které zvýší únavovou životnost řešeného hřídele.

Předpokládaný rozsah práce: 25 stran + případné grafické přílohy.

Seznam doporučené literatury:

- [1] Michalec, J. a kol. (2004) Pružnost a pevnost II. ČVUT v Praze, skripta.
- [2] www.pruznost.unas.cz - podklady pro únavové výpočty
- [3] www.efatigue.com - stránka únavových výpočtů

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:


**doc. Ing. Jan Řezníček, CSc.**


Jméno a pracoviště konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **12.04.2016**

Termín odevzdání bakalářské práce: **12.08.2016**

Platnost zadání bakalářské práce: \_\_\_\_\_

  
Podpis vedoucí(ho) práce

  
Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

  
Podpis děkana(ky)

*Neodevzdá-li student bakalářskou nebo diplomovou práci v určeném termínu, tuto skutečnost předem písemně zdůvodní a omluva byla děkanem uznána, stanoví děkan studentovi náhradní termín odevzdání bakalářské nebo diplomové práce. Pokud se však student řádně neomluví nebo omluva nebyla děkanem uznána, může si student zapsat bakalářskou nebo diplomovou práci podruhé*

*Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.*

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

25.4.2016

Datum převzetí zadání

Grebenarová

Podpis studenta(ky)

### **Prohlášení o autorství:**

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci zpracovanou na závěr bakalářského studia Fakulty strojní ČVUT v Praze.

Prohlašuji, že bakalářskou práci jsem vypracovala samostatně a použila pouze podklady uvedené v příloženém seznamu.

Praha dne: 29. 6. 2016

.....

Podpis studentky

### **Prohlášení o udělení souhlasu s užitím:**

Podle § 60 zákona č.121/2000 Sb., O právu autorském a právu souvisejícím s právem autorským, O studiu na vysokých školách a zákona o závěrečných zkouškách, je bakalářská práce duševním spoluvlastnictvím autora, vedoucího bakalářské práce a Fakulty strojní ČVUT. Citace povoluje fakulta. Podmínkou externího použití je smlouva s řešiteli.

**Poděkování:**

Mnohokrát děkuji mému vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Janu Řezníčkovi CSc. za cenné rady a intenzivní pomoc při zpracování bakalářské práce.

**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE**  
**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program:	<b>Teoretický základ strojího inženýrství</b>		
Název bakalářské práce:	<b>Únavové vlastnosti převodového hřídele – návrh úprav</b>		
Název anglicky:	<b>Fatigue properties of transmission shaft - proposed modifications</b>		
Autor bakalářské práce:	<b>Tereza Grebenarová</b>		
Vedoucí bakalářské práce:	<b>doc. Ing. Jan Řezníček CSc.</b>		
Rozsah bakalářské práce:	<b>Počet stran:</b>	<b>75</b>	
	<b>Počet obrázků:</b>	<b>39</b>	
	<b>Počet příloh:</b>	<b>1 CD</b>	

**Anotace:** Tato bakalářská práce se zabývá únavovými vlastnostmi hřídelů převodovky navržené v rámci předmětu „Konstrukční cvičení“. K analýze koncentrace napětí ve vrubech, vyskytujících se na hřídeli jsou zvoleny čtyři různé přístupy řešení. Na závěr jsou navrženy možné konstrukční úpravy, které mohou zvýšit únavovou životnost řešených součástí.

**Abstract:** This thesis deals with the fatigue properties of the transmission shaft of the gear that have been proposed in the construction project. To analyze the stress concentration at the dents of the shaft there are four different approaches chosen for solution. For conclusion there are suggested possible structural modifications, which can increase the fatigue life of the components.

**Klíčová slova:** Únavové vlastnosti, hřídel, koncentrátoři napětí, zvýšení bezpečnosti součástí;

**Keywords:** Fatigue properties, shaft, stress concentrators, increasing safety of transmission components;

# Obsah

<b>1</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A OZNAČENÍ .....</b>	<b>8</b>
<b>2</b>	<b>ÚVOD A CÍLE PRÁCE .....</b>	<b>11</b>
2.1	Cíle práce .....	11
<b>3</b>	<b>TEORETICKÁ ČÁST .....</b>	<b>12</b>
3.1	Cyklické zatěžování.....	12
3.1.1	Typy cyklického zatížení .....	13
3.2	Wöhlerova křivka.....	15
3.3	Snížení meze únavy.....	21
<b>4</b>	<b>VÝPOČTOVÁ ČÁST .....</b>	<b>28</b>
4.1	Návrh dvoustupňové převodovky.....	28
4.1.1	Vstupní parametry.....	28
4.1.2	Základní výpočty .....	29
4.2	Výsledná sestava navržené převodovky .....	31
4.3	Zatížení hřídelí .....	34
4.3.1	Síly působící na ozubení.....	34
4.3.2	Síla přenášená řetězem .....	36
<b>5</b>	<b>ANALÝZA PŘEVODOVÝCH HŘÍDELÍ.....</b>	<b>37</b>
5.1	Pastorek .....	37
5.1.1	Osazení.....	39
5.1.2	Oblý vrub.....	45
5.1.3	Drážka pro pero .....	46
5.1.4	Zápich .....	48
5.2	Výstupní hřídel.....	49
5.2.1	Oblý vrub.....	50
5.2.2	Drážka pro pero .....	51
5.2.3	Zápich .....	52

5.2.4	Drážka pro pero .....	54
5.2.5	Zápich .....	55
5.2.6	Osazení.....	56
<b>6</b>	<b>VÝPOČET BEZPEČNOSTI.....</b>	<b>58</b>
6.1	Výpočet bezpečnosti výstupního hřídele .....	58
6.2	Výpočet bezpečnosti pastorku.....	59
6.3	Výpočet bezpečnosti dutého pastorku.....	62
<b>7</b>	<b>NÁVRH MOŽNÝCH KONSTRUKČNÍCH ÚPRAV .....</b>	<b>66</b>
7.1	Návrh úprav pastorku .....	66
7.2	Návrh úprav výstupního hřídele.....	66
<b>8</b>	<b>SROVNÁNÍ PLNÉHO A DUTÉHO PASTORKU.....</b>	<b>68</b>
8.1	Hmotnost.....	68
8.2	Torzní moment setrvačnosti a vlastní frekvence.....	68
<b>9</b>	<b>ZÁVĚR .....</b>	<b>69</b>
<b>10</b>	<b>SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY .....</b>	<b>71</b>
<b>11</b>	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ .....</b>	<b>73</b>
<b>12</b>	<b>SEZNAM PŘÍLOH .....</b>	<b>74</b>

# 1 SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A OZNAČENÍ

Symbol	Jednotka	Název veličiny
$\sigma_c$	$[N \cdot mm^{-2}]$	Mez únavy
$\sigma_{pt}$	$[N \cdot mm^{-2}]$	Mez pevnosti v tahu
$\sigma_{pd}$	$[N \cdot mm^{-2}]$	Mez pevnosti v tlaku
$\sigma_K$	$[N \cdot mm^{-2}]$	Mez kluzu
$\alpha$	[-]	Tvarový součinitel
$\beta$	[-]	Součinitel vrubu
$P_b$	[W]	Výkon na hřídeli bubnu
$v_b$	$[m \cdot s^{-1}]$	Obvodová rychlost bubnu
$D_b$	[m]	Průměr bubnu
$i_{\dot{r}}$	[-]	Převodový poměr řetězového převodu
$\eta_{výst}$	$[min^{-1}]$	Otáčky
$P_{elem}$	[W]	Výkon elektromotoru
$i_{12}$	[-]	Převodový poměr soukolí 1-2
$i_{34}$	[-]	Převodový poměr soukolí 3-4
$z_1$	[-]	Počet zubů na pastorku 1
$z_2$	[-]	Počet zubů kola 2
$z_3$	[-]	Počet zubů pastorku 3
$z_4$	[-]	Počet zubů kola 4
$M_{K1}$	$[N \cdot mm]$	Krouticí moment na hřídeli 1
$M_{K2}$	$[N \cdot mm]$	Krouticí moment na hřídeli 2
$M_{K3}$	$[N \cdot mm]$	Krouticí moment na hřídeli 3
$\tau_{D1}$	$[N \cdot mm^{-2}]$	Smykové napětí pro hřídel 1
$\tau_{D2}$	$[N \cdot mm^{-2}]$	Smykové napětí pro hřídel 2
$\tau_{D3}$	$[N \cdot mm^{-2}]$	Smykové napětí pro hřídel 3
$d_1$	[m]	Normalizovaný průměr hřídele 1
$d_2$	[m]	Normalizovaný průměr hřídele 2
$d_3$	[m]	Normalizovaný průměr hřídele 3
$m_{12}$	[m]	Modul ozubení 12
$m_{34}$	[m]	Modul ozubení 34
$b_{w1}$	[m]	Šířka ozubeného kola 1
$b_{w2}$	[m]	Šířka ozubeného kola 2
$b_{w3}$	[m]	Šířka ozubeného kola 3



$b_{w4}$	[m]	Šířka ozubeného kola 4
$F_t$	[N]	Tečná síla
$F_a$	[N]	Axiální síla
$F_r$	[N]	Radiální síla
$F_{Trx}$	[N]	Síla působící od řetězového převodu v rovině x
$F_{Try}$	[N]	Síla působící od řetězového převodu v rovině y
$M_o$	[N · mm]	Ohybový moment
$\rho$	[m]	Poloměr vrubu
$\alpha_o$	[–]	Součinitel tvaru pro ohyb
$\alpha_t$	[–]	Součinitel tvaru pro krut
$K_{t,b}$	[–]	Součinitel tvaru pro ohyb (německá norma)
$K_{t,t}$	[–]	Součinitel tvaru pro krut (německá norma)
$\beta_o$	[–]	Součinitel vrubu pro ohyb
$\beta_t$	[–]	Součinitel vrubu pro krut
$q$	[–]	Součinitel citlivosti vrubu
$F$	[N]	Obecná síla
$m$	[kg]	Hmotnost
$W_o$	[mm <sup>3</sup> ]	Modul průřezu v ohybu
$W_K$	[mm <sup>3</sup> ]	Modul průřezu v krutu
$\psi$	[°]	Poměrná šířka ozubení
$\sigma_{red}$	[N · mm <sup>-2</sup> ]	Redukované napětí
$\tau$	[N · mm <sup>-2</sup> ]	Smykové napětí
$\alpha$	[°]	Úhel záběru
$\eta_p$	[–]	Součinitel povrchu
$\varepsilon_{vo}$	[–]	Součinitel velikosti
$\varepsilon_{vt}$	[–]	Součinitel velikosti
$\sigma_{co}^*$	[N · mm <sup>-2</sup> ]	Mez únavy (ohyb)
$\tau_{ct}^*$	[N · mm <sup>-2</sup> ]	Mez únavy (krut)
$k$	[–]	Bezpečnost
$\sigma_m$	[N · mm <sup>-2</sup> ]	Mezní hodnota napětí
$\sigma_a$	[N · mm <sup>-2</sup> ]	Amplituda
$\sigma_h$	[N · mm <sup>-2</sup> ]	Horní napětí
$\sigma_d$	[N · mm <sup>-2</sup> ]	Dolní napětí
$R$	[–]	Napěťový součinitel asymetrie cyklu

P

[-]

Amplitudový součinitel asymetrie cyklu

## **2 ÚVOD A CÍLE PRÁCE**

Životnost strojních součástí je velmi důležitým aspektem v technické praxi. U dynamicky namáhaných strojních součástí dochází po dosažení určitého počtu zátěžných cyklů k únavě, resp. únavovému lomu. V některých případech může mít destrukce součásti fatální následky, ať už jde o „pouhé“ zničení stroje, nebo v horším případě podíl na ztrátě lidských životů.

### **2.1 Cíle práce**

Cílem bakalářské práce je posouzení možných úprav hřídelů převodovky, která byla navržena v rámci předmětu Konstrukční cvičení. Součástí práce bude rešerše dané problematiky a únavových výpočtů používaných v technické praxi.

V rámci výpočtové části se zaměřím na pastorek a výstupní hřídel navržené převodovky, kde provedu analýzu existujících koncentrátorů napětí. Pro vlastní výpočty zvolím celkem čtyři postupy řešení. Z výsledných hodnot poté vypočítám bezpečnosti daných součástí.

Na závěr navrhnou možné konstrukční úpravy, které zvýší únavovou životnost navržených hřídelů.

## 3 TEORETICKÁ ČÁST

### 3.1 Cyklické zatěžování

Únava materiálu je proces vzniku a šíření trhlin strojních součástí při časově proměnlivém zatěžování, i když maximální napětí je menší než mez kluzu materiálu. Vznik a rozvoj poruchy v důsledku tohoto zatížení je nevratný proces a je vždy podmíněn cyklickou plastickou deformací. Základní jednotkou zatěžování je zátěžný cyklus. [1]

U částí strojů se zatížení proměnné v čase vyskytuje běžněji než zatížení statické. Vzniká periodickou změnou vnějších sil a napětí, které se mění od minimální hodnoty (dolní napětí) po hodnotu maximální (horní napětí). Ve většině případů nahrazujeme obecný průběh zatěžovacího cyklu pomocí sinusového průběhu napětí, který lze jednoduše analyticky vyjádřit.

Hlavní charakteristiky zátěžného cyklu jsou:

$\sigma_{\max}$  – maximum

$\sigma_h = \sigma_m + \sigma_a$  - horní napětí, algebraicky nejvyšší hodnota cyklického napětí

$\sigma_{\min}$  – minimum

$\sigma_d = \sigma_m - \sigma_a$  - dolní napětí, algebraicky nejnižší hodnota cyklického napětí

$\Delta\sigma$  - rozkmit

$\sigma_a$  - amplituda (výkmit):

$$\sigma_a = \frac{\sigma_h - \sigma_d}{2} = \frac{\sigma_h \cdot (1-R)}{2}$$

$\sigma_m$  - střední hodnota:

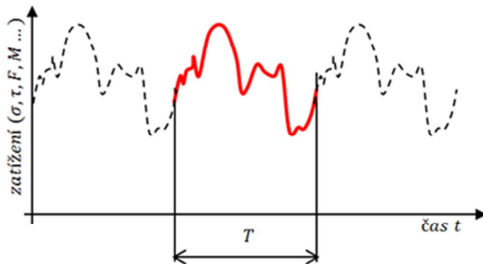
$$\sigma_m = \frac{\sigma_h + \sigma_d}{2} = \frac{\sigma_h \cdot (1+R)}{2}$$

$R$ - napěťový součinitel asymetrie cyklu:

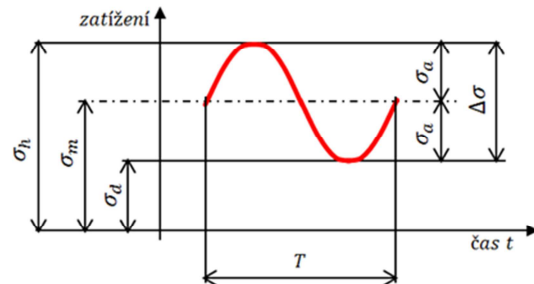
$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_m - \sigma_a}{\sigma_m + \sigma_a}$$

$P$  - amplitudový součinitel asymetrie cyklu:

$$P = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_a}$$



Obrázek 1: Nahrazení sinusovým průběhem



Obrázek 2: Obecný průběh zatěžovacího cyklu

Frekvence zatížení nemá podstatný vliv na konečné pevnostní hodnoty, tudíž je možné zkracovat dobu zkoušek k docílení mezního počtu cyklů. Avšak při vysokých teplotách nebo v korozním prostředí se vliv frekvence ztelně projeví a je nutné tyto podmínky ve výsledku zohlednit.

### 3.1.1 Typy cyklického zatížení

Cyklické zatížení může být buď stochastické (náhodné), nebo deterministické (periodické, neperiodické). Podle poměru středního napětí a napětí amplitudového uvažujeme několik základních skupin zatížení:

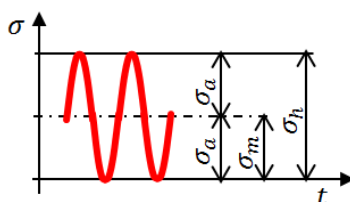
#### A. Napětí pulzující (tepavé):

Pro  $|\sigma_m| > \sigma_a$ , kdy absolutní hodnota středního napětí je větší než amplitudové napětí. Horní a dolní napětí jsou stejného znaménka, tj. – pro tlak, + v případě tahu, které je nejnepriznivější. Pro součinitel nesouměrnosti cyklu  $R$  platí:  $0 < R < 1$ .

#### B. Napětí mívivé:

Pro  $|\sigma_m| = \sigma_a$ , kdy absolutní hodnota středního napětí je rovna amplitudovému napětí. Horní napětí  $\sigma_h$  pulzuje od nuly do hodnoty  $\sigma_h = 2\sigma_a$ , dolní napětí  $\sigma_d$  zůstává nulové. Napětí může být buď tahové, nebo tlakové. Pro součinitel

nesouměrnosti cyklu R zde platí:  $R=0$ .



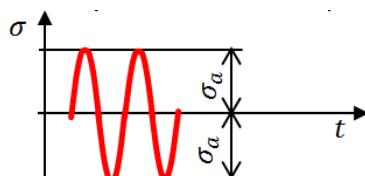
Obrázek 3: Průběh mívivého napětí

C. Napětí nesymetricky střídavé:

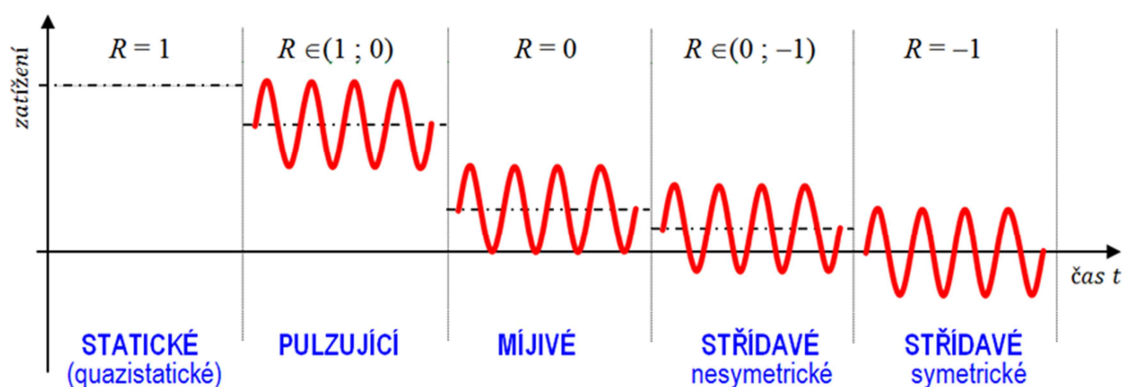
Pro  $|\sigma_m| < \sigma_a$ , kdy absolutní hodnota středního napětí je menší než amplitudové napětí. Napětí horní a dolní mají opačná znaménka, v důsledku toho se ve vláknech součásti během cyklu střídá tah a tlak. Pro součinitel nesouměrnosti cyklu R platí:  $R < 0$ .

D. Napětí symetricky střídavé:

Pro  $|\sigma_m| = 0$ ,  $\sigma_h = \sigma_a$ ,  $\sigma_d = -\sigma_a$ . Vlákna součásti jsou střídavě namáhána tahovým a tlakovým napětím. Z hlediska pevnosti je toto nejnejpříznivější zatížení. Součinitel nesouměrnosti cyklu  $R=-1$ . [2]



Obrázek 4: Průběh symetricky střídavého napětí



Obrázek 5: Znázornění typů cyklického zatížení

### 3.2 Wöhlerova křivka

Historicky jednou z prvních studií o cyklickém zatěžování je práce W. A. J. Alberta z roku 1828, ve které se zabývá časově proměnným zatěžováním řetězů těžebních věží v dolech.



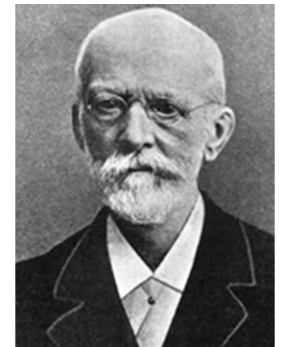
Obrázek 6: W.A.J. Albert

Termín „únavy“ poprvé použil Jean Victor Poncelet v roce 1839 při popisu porušení materiálu ve vojenské akademii v Mertz. [3]



Obrázek 7: J.V. Poncelet

První výzkum únavy prováděl od roku 1852 August Wöhler zabývající se lomy náprav železničních vozidel. Objevil souvislost mezi porušením a počtem otáček nápravy (počtem zátěžných cyklů). Wöhlerova křivka je základní únavovou charakteristikou materiálu, označuje se také S-N křivka (z anglického stress – napětí). [1]



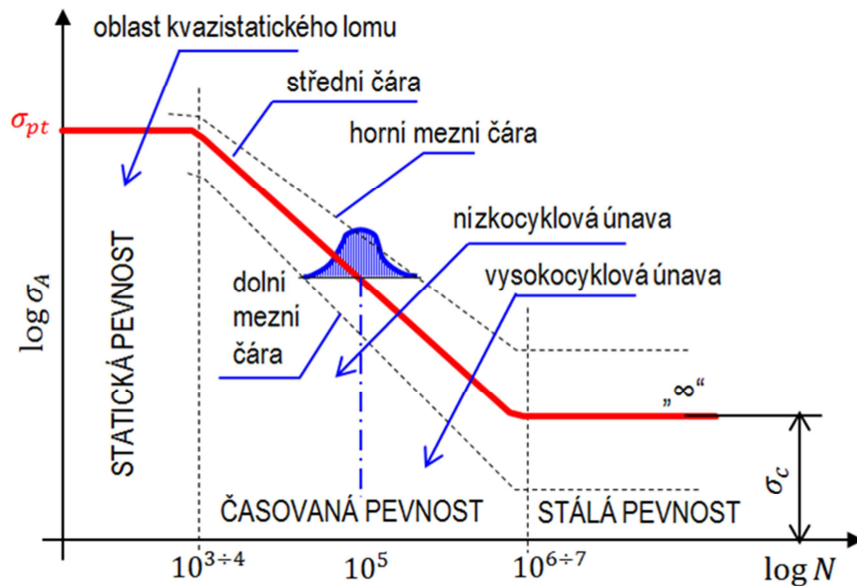
Obrázek 8: August Wöhler

Pro popis cyklického namáhání se používají diagramy, které jsou rozděleny zpravidla podle typu namáhání.

#### Napětí střídavé:

Nejznámější je znázornění pomocí Wöhlerovy křivky, kde závislost  $\sigma_A = f(N)$  amplitudového napětí na počtu cyklů vynášíme do diagramu.

Výhodné znázornění Wöhlerovy křivky je v semilogaritmických, případně log-log souřadnicích, kdy klesající část křivky je možno částečně nahradit přímkou. Tímto je křivka rozdělena na tři charakteristické rozsahy spojené přechodovými křivkami.



Obrázek 9: Wöhlerova křivka

První oblast je oblast tzv. statické pevnosti. Rozsah je přibližně do  $N = 10^{3÷4}$  cyklů, kdy zůstává napětí téměř konstantní a je srovnatelné s mezí pevnosti materiálu. Další, střední část, je nazývána oblastí časované pevnosti. Zde napětí klesá s počtem cyklů.

Wöhlerovu křivku je možno rozdělit také na základě počtu kmitů:

Oblast kvazistatického lomu, kdy k porušení součásti dochází při prvním výkmitu nebo maximálně po několika desítkách cyklů. Zde se z důvodu rychlosti nejedná o únavový proces.

Oblastí nízkocyklové únavy označíme životnost v rozsahu  $10^{4÷5}$  cyklů. Dochází ke vzniku cyklické plastické deformace v důsledku velkých napětí v tělese. Třetí oblastí je oblast vysokocyklové únavy, pro životnost vyšší jak  $5 \cdot 10^4$  cyklů. Struktura lomu je hladká, bez známky plastické deformace.

Charakteristické napětí  $\sigma_c$ , které lze popsat situací, kdy je vzorek při zkoušce zatížen nejdříve velkou amplitudou napětí, přičemž lom nastává již při malém počtu cyklů a se snižující se amplitudou napětí, roste počet mezních cyklů stále rychleji, až dosáhne napětí, při kterém nenastane lom ani při neomezeném počtu cyklů, nazýváme „mezí únavy“ materiálu. Tato hraniční hodnota, ke které se Wöhlerova



křivka asymptoticky blíží, odpovídá přibližně  $N \approx 10^{6\pm 7}$  cyklů (což závisí na materiálu, technologickém zpracování nebo okolních podmínkách). [4]

Díky velkému rozptylu výsledků zkoušek je Wöhlerova křivka ohraničena horní a dolní mezní čarou. Hodnoty horní a střední meze nejsou vhodné pro dimenzování součástí (je zde 50% výskyt poruch). Dolní mez je pro změnu váhově nevýhodná. Pro dostatečné určení Wöhlerovy křivky je nutné použít výsledky zkoušky pro 4-5 amplitud, pro každou cca po 5 vzorcích. [2]

### Pulzující napětí:

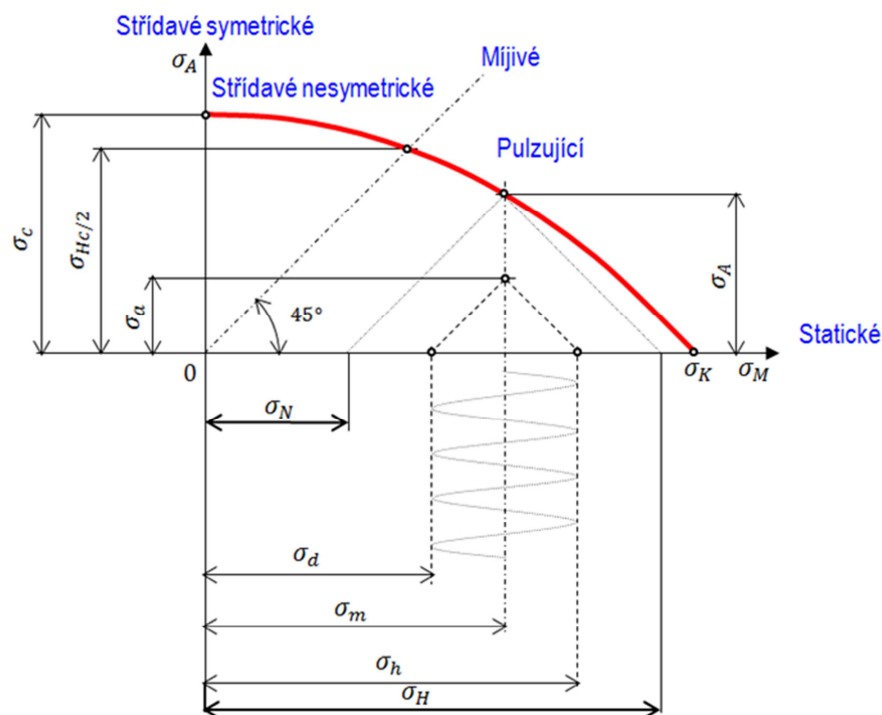
U běžně používaných strojních součástí se vyskytuje zatížení pulzující, kde se složka střídavého napětí  $\sigma_a$  superponuje na základní stálé napětí  $\sigma_m$ , které je dáno předpětím daného elementu. Výsledné napětí pak kmitá mezi hodnotami:

$$\sigma_h = \sigma_a + \sigma_m,$$

$$\sigma_d = \sigma_m - \sigma_a$$

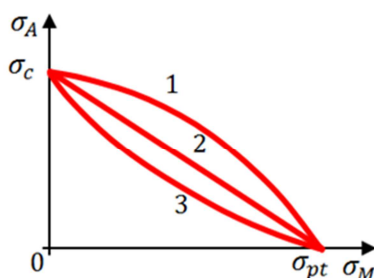
Z Wöhlerových křivek hladkých vzorků pro různé součinitele nesouměrnosti cyklu R, lze posoudit závislost mezní amplitudy  $\sigma_a$  při poruše vzorku na středním napětí  $\sigma_m$ .

Z experimentů vyplývá, že v oblasti růstu tahových napětí  $\sigma_m$  amplituda  $\sigma_a$  klesá, kdežto pro tlakové napětí  $\sigma_m$  se projevuje nárůst  $\sigma_a$  v oblasti časované pevnosti. Nejjednodušším zobrazením funkce  $\sigma_a = f(\sigma_m)$  je Highův diagram. Souřadný systém je tvořen horizontální osou  $\sigma_m$  a vertikální  $\sigma_a$ , parametrem je zde počet cyklů do poruchy N.



Obrázek 10: Highův diagram

Obvykle je znázorněna pouze tahová část diagramu  $+\sigma_m$ . Vlastní průběh mezní křivky je závislý na tažnosti materiálu. Houževnaté materiály představuje na základě experimentů tvar křivky 1, materiály křehké zobrazuje lineární závislost křivky 2, případně 3 pro litinu.



Obrázek 11: Závislost průběhu mezní křivky na tažnosti materiálu

Závislost  $\sigma_a$  a  $\sigma_m$  lze aproximovat mocninou funkcí:

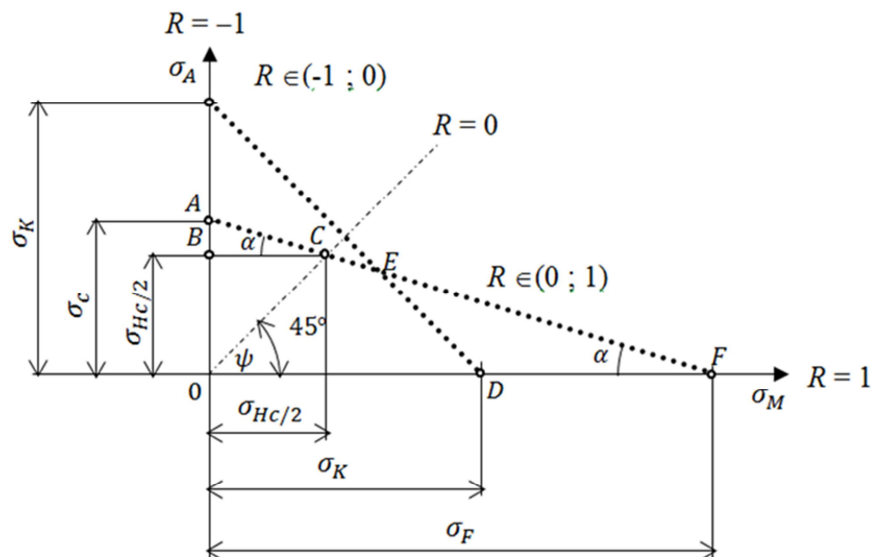
$$\sigma_a = \sigma_c \cdot \left[ 1 - \left[ \frac{\sigma_m}{\sigma_{pt}} \right]^k \right],$$

kde  $\sigma_{pt}$  je napětí v tahu a exponent  $k$  se volí podle typu materiálu:

$k = 2$  parabola s osou  $\sigma_a$  (houževnaté materiály)

$k = 1, k < 1$  přímka (materiály křehké)

V praxi je používán zjednodušený Highův diagram. Znázorněna je opět pouze tahová část  $+\sigma_m$ . Maximální napětí nesmí překročit mez kluzu, aby nedocházelo k trvalým deformacím. V diagramu takto vzniknou dvě mezní čáry (AE a ED). Fiktivní napětí  $\sigma_F$  lze určit z tabulek v závislosti na druhu namáhání, nebo přesněji z hodnot meze únavy při symetricky střídavém cyklu  $\sigma_c$  a mívivém cyklu  $\sigma_{cm}$ .



Obrázek 12: Zjednodušený Highův diagram

Z podobnosti trojúhelníků  $\Delta ABC$  a  $\Delta AFO$  pak plyne:

$$\frac{\sigma_c - \sigma_{cm}}{\sigma_{cm}} = \frac{\sigma_c}{\sigma_F}$$

a odtud:

$$\sigma_F = \sigma_c \cdot \frac{\sigma_{cm}}{\sigma_c - \sigma_{cm}}$$

Při zavedení součinitele citlivosti:

$$\psi = \frac{\sigma_c - \sigma_{cm}}{\sigma_{cm}}$$

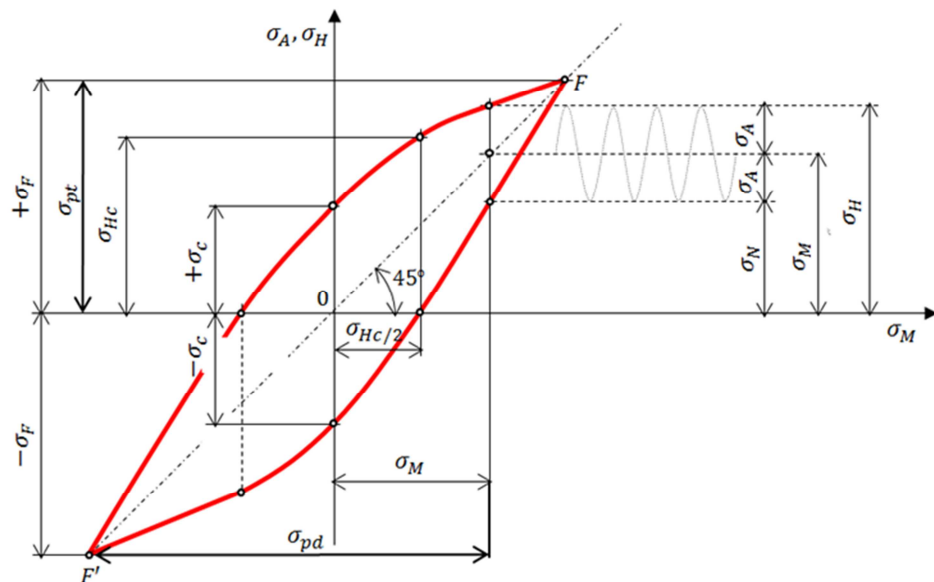
pro fiktivní napětí dostaneme:

$$\sigma_F = \frac{\sigma_c}{\psi}.$$

Součinitel citlivosti udává sklon mezní čáry  $\overline{AF}$ ,

$$\psi = \operatorname{tg} \alpha.$$

Dalším diagramem, který se v praxi používá je Smithův diagram.  
Znázorňuje opět závislost  $\sigma_A = f(\sigma_M)$ .  
Základními body diagramu jsou mez pevnosti materiálu  $\sigma_{pt}$ ,  $\sigma_{pd}$  a mez únavy při střídaném napětí  $\sigma_c$ .



Obrázek 13: Smithův diagram

Fiktivní napětí z tohoto diagramu určíme pomocí tzv. sbíhavosti Smithova diagramu  $\varphi$ .

$$\varphi = \frac{\sigma_{Hc}}{2\sigma_c} = \frac{\sigma_{CM}}{\sigma_c},$$

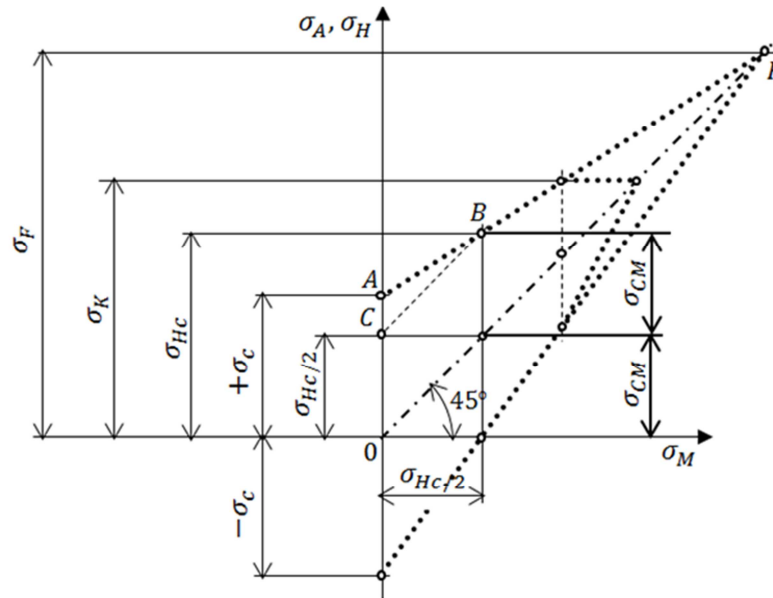
$$\sigma_{Hc} = 2\sigma_{CM}$$

Z podobnosti trojúhelníků ABC a AFO plyne: [5] [2]

$$\frac{\sigma_c - \frac{\sigma_{Hc}}{2}}{\frac{\sigma_{Hc}}{2}} = \frac{\sigma_c}{\sigma_F},$$

a po úpravě dostaneme:

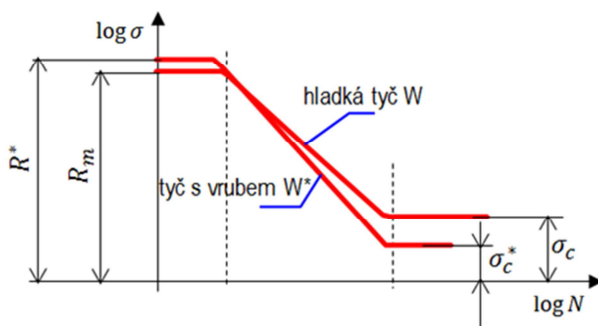
$$\sigma_F = \frac{\sigma_c}{\psi}$$



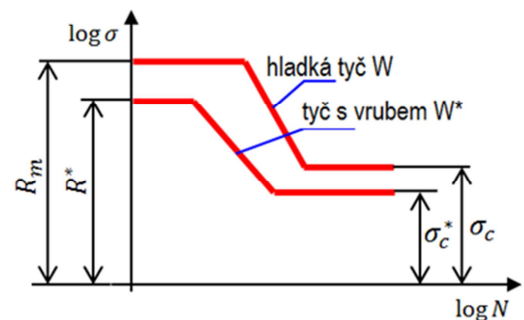
Obrázek 14: Určení fiktivního napětí ze Smithova diagramu

### 3.3 Snížení meze únavy

Pro stanovení meze únavy vycházíme obvykle z hladkého vzorku, která je zde závislá převážně na pevnosti materiálu  $R_m$ . Pro reálné součásti, na kterých se vyskytuje určité množství vrubů, platí, že lokální zvýšení napětí v těchto vrubech vede ke snížení meze únavy vůči hladké tyči a ke změně Wöhlerovy křivky.



Obrázek 15: Wöhlerova křivka pro křehký materiál



Obrázek 16: Wöhlerova křivka pro houževnatý materiál

Charakteristiky Wöhlerových křivek reálných součástí jsou označeny  $\sigma_c^*$ ,  $W^*$ ,  $R^*$ . U součástí z křehkých materiálů dochází vlivem vrubu ke snížení meze únavy  $\sigma_c^*$ , meze prvnosti  $R^*$  a zvýšení exponentu křivky  $W^*$  (sklon). U houževnatých materiálů dochází vlivem zpevnění ve vrubu ke zvýšení meze pevnosti  $R^*$ , naproti tomu mez únavy  $\sigma_c^*$  se značně snižuje.

Snížení meze únavy u vrubovaných reálných součástí je závislé především na:

- tvaru součásti a koncentraci napětí ve vrubech
- velikosti součásti
- technologickém a mechanickém zpracování

Vzhledem k těmto závislostem je mez únavy reálné součásti pak definována jako:

$$\sigma_c^* = \frac{\sigma_c \cdot \varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta}$$

pro tah/tlak,

$$\sigma_{oc}^* = \frac{\sigma_{oc} \cdot \varepsilon_{vo} \cdot \eta_{po}}{\beta_o}$$

pro ohyb a

$$\tau_c^* = \frac{\tau_c \cdot \varepsilon_{vk} \cdot \eta_{pk}}{\beta_k},$$

pro krut, kde:

$\beta$  – součinitel vrubu

$\varepsilon_v$  – součinitel velikosti

$\eta_p$  – součinitel jakosti povrchu [6]

Pokles meze únavy vlivem absolutní velikosti tělesa způsobuje několik faktorů:

- technologický – použití rozdílných polotovarů nebo materiálů jiné tavby pro výrobu zkušebních tyčí. Při opracování rozměrných vzorků je obtížnější dodržet stejnou kvalitu opracování na celém povrchu, než u vzorků malých.
- statistický – uplatňuje se při homogenní napjatosti. Z experimentů bylo zjištěno, že mez únavy  $\sigma_c$  není pro malá a rozměrná tělesa konstantní, ale klesá s rostoucí velikostí vzorku. Podle Weibullové teorie je ve velkém objemu větší pravděpodobnost výskytu slabých míst (poruch struktury).

- faktor rozdělení napětí – povrchová vrstva je v důsledku různých gradientů namáhána odlišně.

#### Vliv technologického a mechanického zpracování na mez únavy:

Místo s největším gradientem napětí je obvykle na povrchu součásti, proto lze pomocí technologických úprav ovlivnit její únavovou životnost. Mez únavy je možno zvýšit zpevněním vnější části průřezu. Vlivem zbytkových napětí, která jsou důsledkem zpevnění, vzniká na povrchu součásti mechanismus, jehož princip spočívá ve svírání trhlin a brání tak jejich dalšímu růstu.

#### Základní mechanické úpravy povrchu:

- kuličkování proudem ocelových kuliček (hydrokuličkování – za statického předpínání součásti)
- balotínování – otryskávání proudem skleněných kuliček
- válečkování – povrch součásti je zpevňován přitlačovanou kladkou za rotace součásti (použití hlavně pro zpevnění vrubů)
- statické předtížení – součást je před únavovým procesem jednorázově staticky zatížena k mezi kluzu a pak odlehčena (pro vrubované součásti – tvoří zbytková napětí právě v místech vrubů a ve skrytých vadách)

#### Technologické úpravy:

- povrchové kalení
- cementování – nasycení uhlíkem
- nitridování – absorpce dusíku při žíhání součásti ve čpavkové atmosféře
- galvanické pokovování [2]

#### Snížení meze únavy vlivem náhlé změny průřezu součásti:

U strojních součástí se běžně vyskytují náhlé změny průřezů součásti, které mají funkční význam. Jedná se např. o drážky, otvory, zápichy, nalisování, závity nebo osazení. V těchto místech tak vzniká lokální zvýšení nominálních napětí. Náhlé změny průřezu a tvaru jsou obecně označovány jako „vruby“.

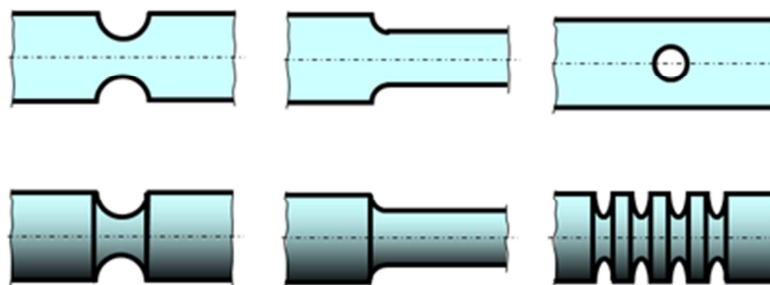
Ty jsou rozděleny do skupin:

- vruby konstrukční – různé formy spojů a geometrické vruby
- vruby technologické – přechody mezi strukturami materiálu, stopy po manipulaci s výrobkem, změny povrchu po chemicko-tepelném či mechanickém zpracování apod.
- vruby metalurgické – důsledek nehomogenity materiálu při zpracování na požadovaný tvar (poruchy vnitřní struktury, vměstky)

Vzhledem k nežádoucím vlastnostem vrubů jako je např. tvorba špiček kmitavých napětí, lokální plastizace a redistribuce napětí, ovlivnění sklonu Wöhlerovy křivky a snížení meze únavy, se snažíme o jejich eliminaci. Účinek vrubu na změnu napjatosti lze přesněji posoudit pouze u konstrukčních vrubů, které mají dané geometrické parametry. Mezi základní parametry patří: poloměr zakřivení  $\rho$ , hloubka vrubu  $t$ , rozměry základního a oslabeného průřezu  $D, d, B, b$ .

Základní dělení vrubů:

- vnější
- vnitřní
- jednoduché
- násobné



Obrázek 17: Základní dělení vrubů



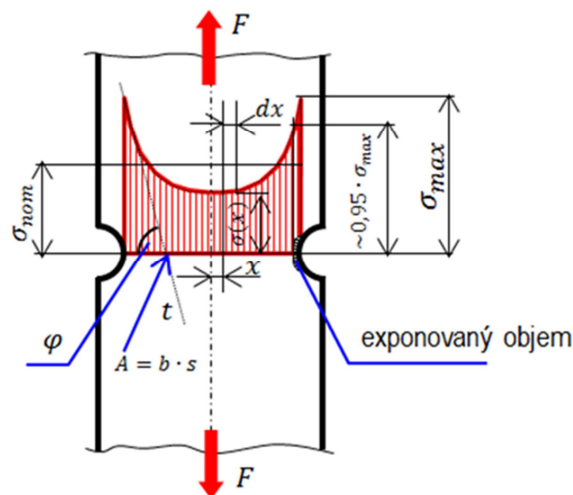
Kvantitativní účinek zvýšení lokální špičky napětí v geometrickém vrubu popisuje součinitel tvaru, neboli teoretický součinitel koncentrace napětí:

$$\alpha = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\text{nom}}} < 1$$

(závisí pouze na tvaru vrubu, tvaru průřezu součásti a druhu namáhání, není závislý na materiálu a velikosti napětí).

Je definován poměrem špičkového napětí  $\sigma_{\max}$ , vznikající prudkým vzrůstem napětí u kořene vrubu a nominálního napětí  $\sigma_{\text{nom}}$ , které závisí pouze na tvaru a rozměrech součásti

$$\sigma_{\text{nom}} = \frac{F}{b \cdot s}$$



Obrázek 18: Znárodnění koncentrace napětí ve vrubu

Pro spád napětí v kořeni vrubu platí gradient napětí G:

$$G = \tan \varphi = \frac{d\sigma}{dx}, \quad x = \frac{b}{2},$$

kde  $\varphi$  je úhel, který svírá tečna ke křivce průběhu napětí v kořeni vrubu s rovinou vrubu. Závisí na příčných rozměrech součásti, druhu zatížení a poloměru zakřivení kořene vrubu.

Vznik únavové trhliny je nejpravděpodobnější v kořeni vrubu. Objem materiálu v oblasti, kde je napětí větší jak  $0,95 \cdot \sigma_{\max}$ , se nazývá exponovaný objem, který lze vymezit pomocí poměrného gradientu:

$$\gamma = \frac{G}{\sigma_{\max}}$$

Pro zatížení ohybem platí:

$$\sigma_{\text{nom}} = \frac{M_o}{W_o}$$
$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_o \cdot \sigma_{\text{nom}}$$

Analogicky pro namáhání krutem:

$$\tau_{\text{nom}} = \frac{M_k}{W_k},$$
$$\tau_{\text{max}} = \sigma_t \cdot \tau_{\text{nom}},$$

kde  $\sigma_t$  je součinitel tvaru při namáhání krutem.

### Součinitel vrubu $\beta$ :

V důsledku změny tvaru součásti se v kořeni vrubu vytvoří stav napjatosti. Součinitel vrubu

$$\beta = \frac{\sigma_c}{\sigma_c^*},$$

je definován jako poměr meze únavy hladké tyče  $\sigma_c$  k mezi únavy tyče s vrubem  $\sigma_c^*$ .  $\beta$  neodpovídá součiniteli  $\alpha$  a platí  $\beta \leq \alpha$ , závisí na materiálu, velikosti a povrchu součásti, na technologii, provozní teplotě a tvaru vrubu.

Jako první se o výpočet součinitele  $\beta$  pokusil Thum, který zavedl pojem vrubové citlivosti materiálu:

$$q = \frac{\beta - 1}{\alpha - 1},$$

kde  $0 \leq q \leq 1$ .

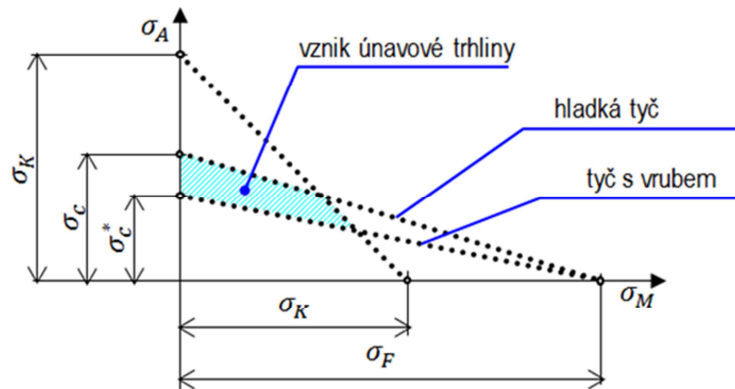
Původně byl součinitel vrubové citlivosti považován za materiálovou konstantu, později bylo zjištěno, že veličina není konstantní, ale závisí na gradientu napětí ve vrubu. V běžných výpočtech se používá vztah:

$$\beta = 1 + q(\alpha - 1),$$

kde součinitel vrubové citlivosti stanovíme z diagramu.

Pomocí součinitele vrubu lze také při známé hodnotě meze únavy hladké tyče stanovit mez únavy tyče s vrubem:

$$\sigma_c^* = \frac{\sigma_c}{\beta}$$

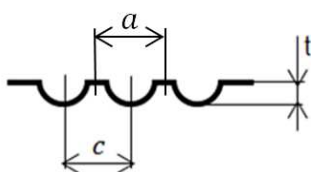


Obrázek 19: Diagram meze únavy tyče s vrubem/ bez vrubu

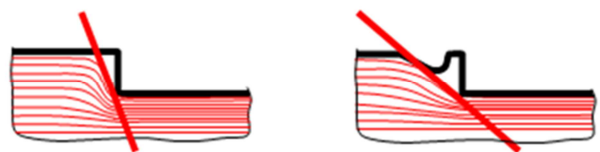
Z diagramu je patrné, že hodnota fiktivního napětí  $\sigma_F$  je pro součást s vrubem i bez vrubu stejná.

#### Vzájemné ovlivnění vrubů:

Vlivem vrubu dochází v součásti k místnímu zvýšení napětí a to má za následek pokles napětí v sousední oblasti. Umístěním dalšího vrubu do této oblasti dojde k superpozici napětí, kterou je možno vhodným umístěním přidaného vrubu ovlivnit špičková napětí. Důležitým parametrem je zde vzájemná vzdálenost vrubů – poměr rozteče vrubu  $c$  k šířce vrubu  $a$  nesmí překročit hodnotu  $\frac{c}{a} \leq 2,0$ . V případě velké rozteče vrubu pak klesá vzájemné ovlivnění a je nutné uvažovat špičky napětí jednotlivých vrubů jako samostatné. Příznivé ovlivnění sousedních vrubů se hodně využívá v konstrukci k návrhu tzv. odlehčujících vrubů. [5]



Obrázek 20: Vzájemné ovlivnění vrubu – schéma

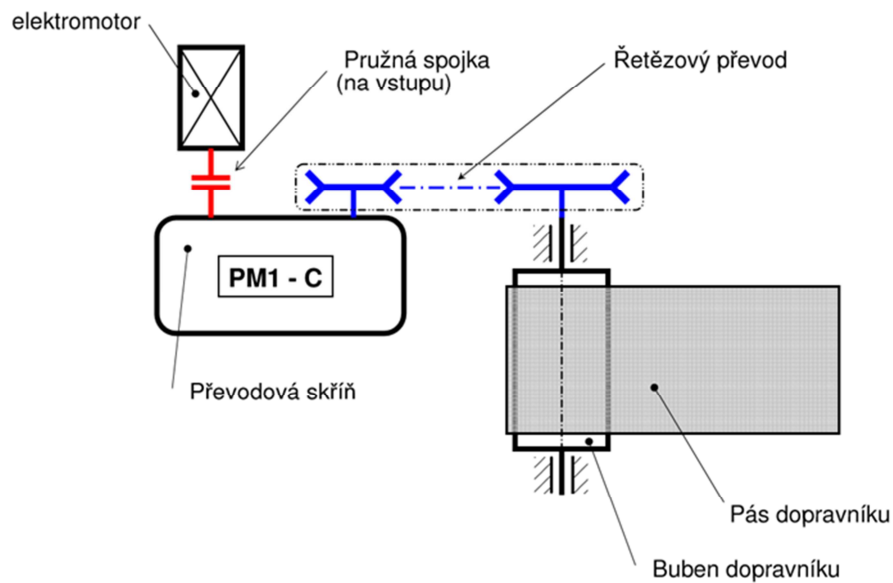


Obrázek 21: Odlehčující vrub

## 4 VÝPOČTOVÁ ČÁST

### 4.1 Návrh dvoustupňové převodovky

V rámci souboru úloh „POHONY“ v předmětu „Konstrukční cvičení“ jsem navrhla čelní dvoustupňovou převodovku typu C, kde na vstupním hřídeli je pružná spojka, na hřídeli výstupním je přídatný řetězový převod.



Obrázek 22: Schéma návrhu převodovky typu C [ zdroj: Ing. Roman Uhlíř, Ph.D. - výuková prezenatce ]

#### 4.1.1 Vstupní parametry

K návrhu převodovky byly zadány následující vstupní parametry:

- Výkon na hřídeli bubnu  $P_b = 1,5 \text{ kW}$ ,
- Obvodová rychlost bubnu  $v_b = 1,11 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ,
- Průměr bubnu  $D_b = 200 \text{ mm}$ ,
- Převodový poměr řetězového převodu  $i_{\text{ř}} = 2,2$

#### 4.1.2 Základní výpočty

Ze zadaných hodnot jsem výpočtem stanovila otáčky a výkon elektromotoru:

$$n_{\text{výst}} = \frac{60 \cdot v_b}{\pi D_b} = \frac{60 \cdot 1,11}{0,2\pi} = 105,997 \text{ min}^{-1}$$

$$P_{\text{elm}} = \frac{P_{\text{výst}}}{\eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_b \cdot \eta_{\text{ř}}} = \frac{1,5}{0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,94 \cdot 0,95} = 1748 \text{ W},$$

již odpovídá katalogový elektromotor značky SIEMENS, typ 1LA7096-2AA, o výkonu 2.2kW a 2880 otáčkách.

Dále jsem pomocí převodových poměrů určila počty zubů ozubených kol.

Nejdříve celkový převodový poměr pro pohon:

$$i_p = 13,373,$$

a z něj poté převodové poměry jednotlivých soukolí:

$$i_{34} = 0,9 \cdot \sqrt{i_p} = 0,9 \cdot \sqrt{13,373} = 3,55$$

$$i_{12} = \frac{i_p}{i_{34}} = \frac{13,373}{3,55} = 3,75$$

Nutnou podmínkou pro převodové poměry je nerovnost  $i_{12} > i_{34}$ , v tomto případě je podmínka splněna.

Volba počtu zubů na jednotlivých pastorcích a kolech:

- pastorek 1  $z_1 = 20$  zubů
- kolo 2  $z_2 = z_1 \cdot i_{12} = 20 \cdot 3,75 = 75$  zubů
- pastorek 3  $z_3 = 20$  zubů
- kolo 4  $z_4 = z_3 \cdot i_{34} = 20 \cdot 3,55 = 71$  zubů

Podmínka pro počet zubů, kde  $z_1 \geq z_3$ , je zde splněna.

Podmínka nesoudělnosti počtu zubů je rovněž splněna.

Kontrolní výpočet převodu:

$$i_{ps} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{75}{20} \cdot \frac{71}{20} = 13,312.$$

Hodnota je v 4% toleranci vůči jmenovité hodnotě, a proto tento výpočet vyhovuje.

Dále jsem stanovila krouticí momenty na hřídelích:

- krouticí moment na prvním hřídeli vstupujícím do převodové skříně

$$Mk_1 = \frac{P_{elm}}{2 * \pi * n_{elm}/60} \cdot 1000 = \frac{2,2}{2 * \pi * 2880/60} \cdot 1000 = 7410,4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

- krouticí moment na hřídeli 2

$$Mk_2 = Mk_1 \cdot i_{12} \cdot n_{12} = 7410,4 \cdot 3,75 \cdot 0,98 = 27233,22 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

- krouticí moment na hřídeli 3

$$Mk_3 = Mk_2 \cdot i_{34} \cdot n_{34} = 27233,22 \cdot 3,55 \cdot 0,98 = 94744,27 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Pro výpočet průměrů hřídelů jsem určila smyková napětí:

$$\tau_{D1} = 25 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\tau_{D2} = 35 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\tau_{D3} = 45 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Výsledné normalizované průměry hřídelů včetně přídaveků na osazení:

- $d'_1 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot Mk_1}{\pi \cdot \tau_{D1}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 7410,4}{\pi \cdot 25}} = 11,47 \text{ mm} \rightarrow d_1 = d'_1 + 5 = 16,47 \rightarrow 20 \text{ mm}$

- $d'_2 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot Mk_2}{\pi \cdot \tau_{D2}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 27233,22}{\pi \cdot 35}} = 15,82 \text{ mm} \rightarrow d_2 = d'_2 + 5 = 20,82 \rightarrow 25 \text{ mm}$

- $d'_3 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot Mk_3}{\pi \cdot \tau_{D3}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 94744,27}{\pi \cdot 45}} = 22,051 \text{ mm} \rightarrow d_3 = d'_3 + 5 = 27,051 \rightarrow 30 \text{ mm}$

### Návrh ozubení:

Zvolila jsem normalizovaný modul  $m_{12} = 1,0$  mm. Druhý modul volen z přednostní řady  $m_{34} = 1,5$  mm.

### Vypočtené šířky ozubeých kol:

- $b_{w1} = b_{w2} + m_{12} = 12,0 + 1,0 = 13,0$  mm
- $b_{w2} = \psi \cdot m_{12} = 12 \cdot 1,0 = 12,0$  mm
- $b_{w3} = b_{w4} + m_{34} = 18 + 1,5 = 19,5$  mm
- $b_{w4} = \psi \cdot m_{34} = 12 \cdot 1,5 = 18$  mm

### Vypočtené průměry roztečných kružnic ozubených kol:

- Pro kolo1:

$$d_1 = \frac{m_{12} \cdot z_1}{\cos B_{12}} = \frac{1 \cdot 20}{\cos 15^\circ} = 20,70 \text{ mm}$$

- Pro kolo2:

$$d_2 = \frac{m_{12} \cdot z_2}{\cos B_{12}} = \frac{1 \cdot 75}{\cos 15^\circ} = 77,64 \text{ mm}$$

- Pro kolo3:

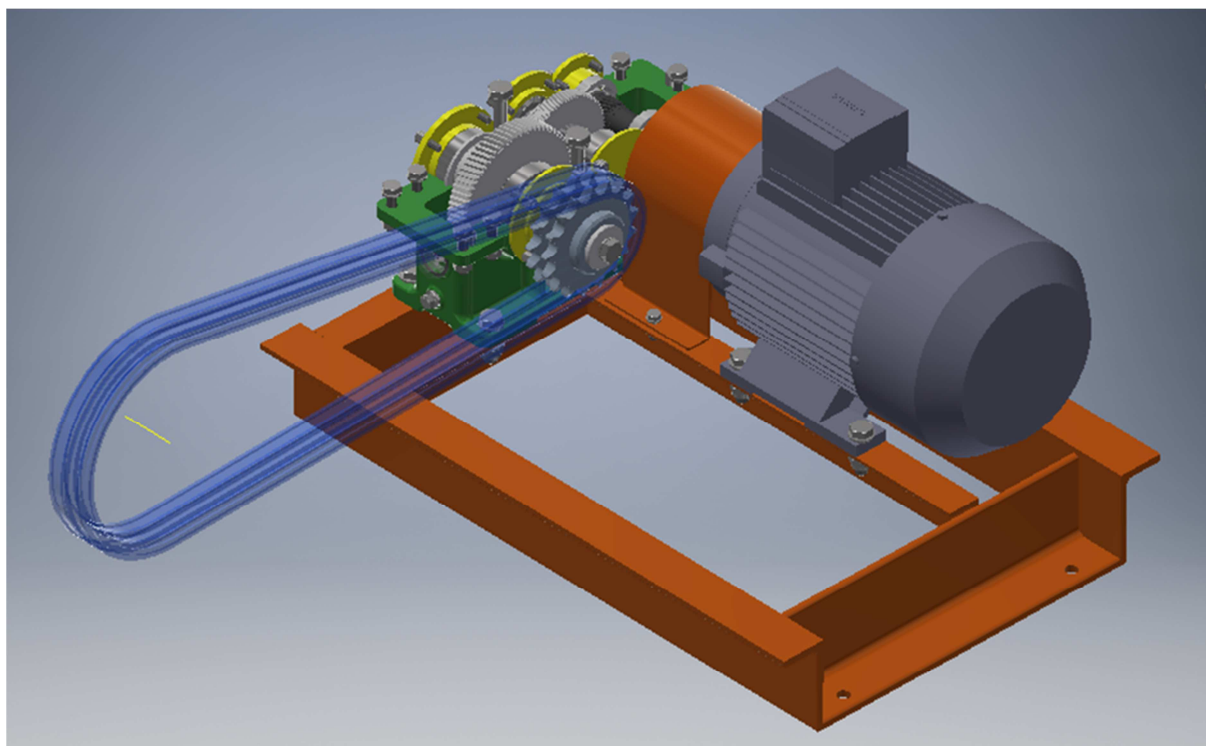
$$d_3 = \frac{m_{34} \cdot z_3}{\cos B_{34}} = \frac{1,5 \cdot 20}{\cos 10^\circ} = 30,46 \text{ mm}$$

- Pro kolo4:

$$d_4 = \frac{m_{34} \cdot z_4}{\cos B_{34}} = \frac{1,5 \cdot 71}{\cos 10^\circ} = 108,14 \text{ mm}$$

## **4.2 Výsledná sestava navržené převodovky**

Z veškerých vypočtených hodnot jsem zkonstruovala sestavu převodovky s vhodně zvoleným elektromotorem a přídatným řetězovým převodem na výstupu.

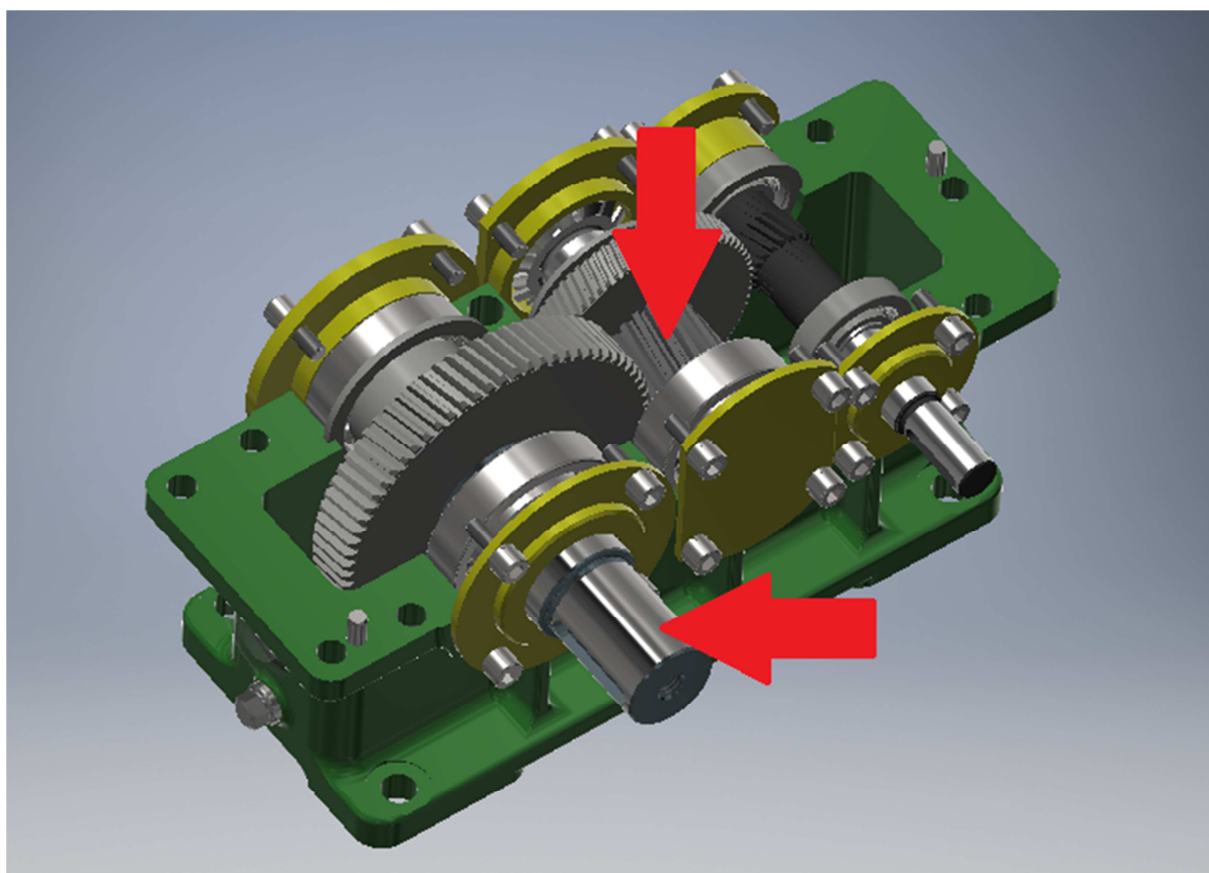


Obrázek 23: Výsledná sestava navržené převodovky typu C (vytvořeno v programu Autodesk Inventor 2017)

Jak již bylo zmíněno v úvodu a teoretické části práce, k únavě, resp. trvalé deformaci strojních součástí dochází při působení cyklického zatěžování. Převodovka je ideální ukázkou, kde jsou cyklicky zatěžovány její komponenty, a při špatném návrhu může docházet k destrukci. Části převodového mechanismu, na které působí největší zatížení, jsou převodové hřídele. Analýzu únavových vlastností provedu na pastorku, kde je nasazeno ozubené kolo a na hřídeli výstupní.

Vzhledem k mému zájmu o letadlovou techniku, s tím související tenkostěnné konstrukce a snižování hmotnosti součástí, jsem ve své převodovce navrhla dutý pastorek, jehož vnitřní průměr je 16 mm. Na závěr srovnám výsledky výpočtů dutého pastorku, s pastorkem plným. [7] [8]



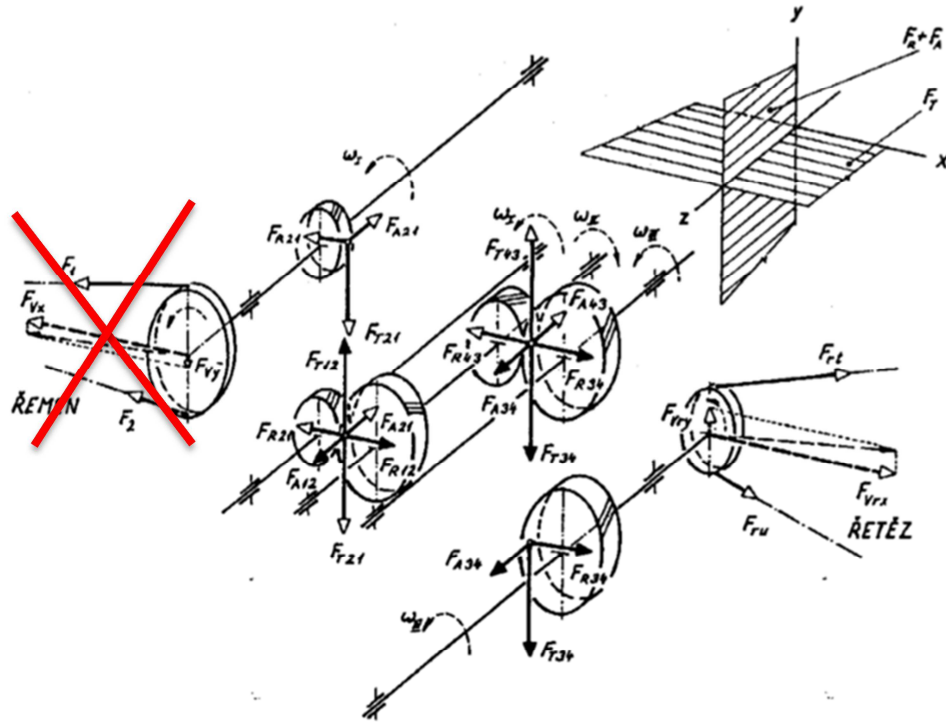


Obrázek 24: Řešené hřídele (vytvoreno v programu Autodesk Inventor 2017)

## 4.3 Zatížení hřídelí

### 4.3.1 Síly působící na ozubení

Výpočet sil vychází z následujícího schématu silových poměrů<sup>1</sup>.



Obrázek 25: Schéma silových poměrů [7]

- Síly působící na pastorek 1

Tečná síla:

$$F_{t1} = \frac{M_{k1}}{r_1} = \frac{7410,4}{\frac{20,70}{2}} = 715,98 \text{ N}$$

Axiální síla:

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \text{tg}(\beta_{1,2}) = 715,98 \cdot \text{tg}15^\circ = 191,84 \text{ N}$$

<sup>1</sup> Uvažovala jsem pouze variantu přidavného řetězového převodu na výstupním hřídeli

Radiální síla:

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \frac{\operatorname{tg}(\alpha)}{\cos(\beta_{1,2})} = 715,98 \cdot \frac{\operatorname{tg}20^\circ}{\cos15^\circ} = 269,78 \text{ N}$$

- Síly působící na kolo 2

Tečná síla:

$$F_{t2} = \frac{M_{k2}}{r_2} = \frac{27233,22}{\frac{77,64}{2}} = 701,52 \text{ N}$$

Axiální síla:

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}(\beta_{1,2}) = 701,52 \cdot \operatorname{tg}15^\circ = 187,97 \text{ N}$$

Radiální síla:

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \frac{\operatorname{tg}(\alpha)}{\cos(\beta_{1,2})} = 701,52 \cdot \frac{\operatorname{tg}20^\circ}{\cos15^\circ} = 264,33 \text{ N}$$

- Síly působící na pastorek 3

Tečná síla:

$$F_{t3} = \frac{M_{k2}}{r_3} = \frac{27233,22}{\frac{30,46}{2}} = 1788,13 \text{ N}$$

Axiální síla:

$$F_{a3} = F_{t3} \cdot \operatorname{tg}(\beta_{3,4}) = 1788,13 \cdot \operatorname{tg}10^\circ = 315,29 \text{ N}$$

Radiální síla:

$$F_{r3} = F_{t3} \cdot \frac{\operatorname{tg}(\alpha)}{\cos(\beta_{3,4})} = 1788,13 \cdot \frac{\operatorname{tg}20^\circ}{\cos10^\circ} = 660,86 \text{ N}$$

- Síly působící na kolo 4

Tečná síla:

$$F_{t4} = \frac{M_{k3}}{r_4} = \frac{94744,27}{\frac{108,14}{2}} = 1752,25 \text{ N}$$

Axiální síla:

$$F_{a4} = F_{t4} \cdot \operatorname{tg}(\beta_{3,4}) = 1752,25 \cdot \operatorname{tg}10^\circ = 308,96 \text{ N}$$

Radiální síla:

$$F_{r4} = F_{t4} \cdot \frac{\operatorname{tg}(\alpha)}{\cos(\beta_{3,4})} = 1752,25 \cdot \frac{\operatorname{tg}20^\circ}{\cos10^\circ} = 647,59 \text{ N}$$

#### 4.3.2 Síla přenášená řetězem

Sílu, kterou působí řetězový převod na výstupní hřídel, jsem zjednodušeně určila ze vztahu:

$$F_{Tr} = \frac{2 \cdot M_{kIII}}{d_{r1}} = \frac{2 \cdot 94744,27}{96,186} = 1970,02 \text{ N},$$

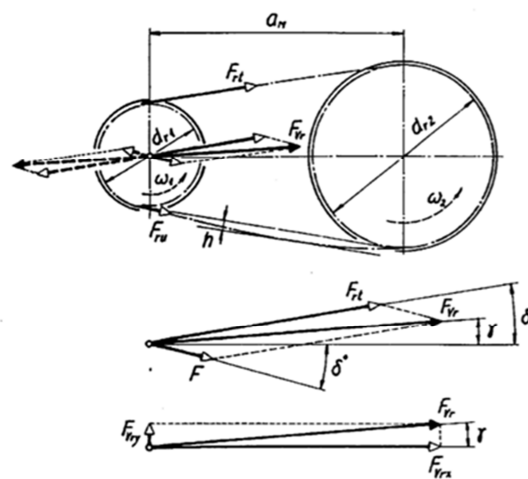
kde  $d_{r1}$  je poloměr řetězky řetězového převodu. Pro síly v jednotlivých rovinách platí:

$$\sin \gamma = \frac{d_{r2} - d_{r1}}{2 \cdot a_M}$$

$$\gamma = \sin^{-1} \frac{182,121 - 96,186}{2 \cdot 430,44} = 5,7^\circ$$

$$F_{Trx} = 1970,02 \cdot \cos \gamma = 1960,27 \text{ N},$$

$$F_{Try} = 1970,02 \cdot \sin \gamma = 195,66 \text{ N}.$$



Obrázek 26: Schéma silových poměrů řetězového převodu [7]

## 5 ANALÝZA PŘEVODOVÝCH HŘÍDELÍ

Následující část práce budu věnovat popisu existujících koncentrátorů napětí na jednotlivých hřídelích. Především půjde o výpočty součinitelů tvaru  $\alpha$ , resp. součinitelů vrubu  $\beta$ , pro které zvolím čtyři následující přístupy řešení:

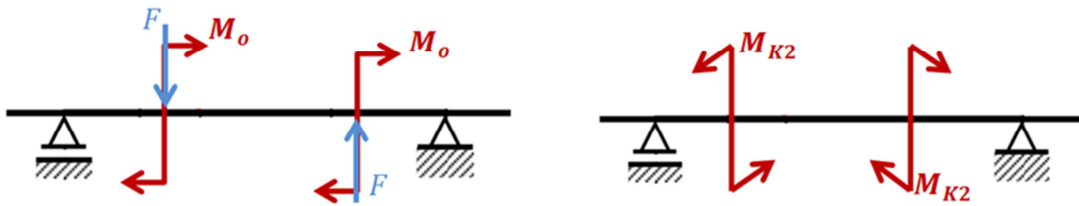
- A. eFatigue.com – web pro online výpočty únavových vlastností součástí na základě zadání základních parametrů vrubů
- B. Postup výpočtů únavové pevnosti známý z předmětu Pružnost a pevnost I. – součinitele jsou zde určeny odečtením z grafů v závislosti na geometrii koncentrátoru napětí
- C. Přibližné výpočty využívané v Konstrukčním cvičení při návrhu převodovky – Excelovský soubor pro výpočet normalizovaných prvků na hřídeli (zdroj: SEPS – „Systém elektronické podpory studia“)
- D. „Rechnerischer festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile“ - norma pro pevnostní analýzu strojních součástí. Součinitele jsou určeny pomocí vzorců dle typu vrubu a zatížení součásti.

### 5.1 Pastorek



Obrázek 27: Model navrženého pastorku (vytvořeno v programu Autodesk Inventor 2017)

Zjednodušené schéma zatížení pastorku:

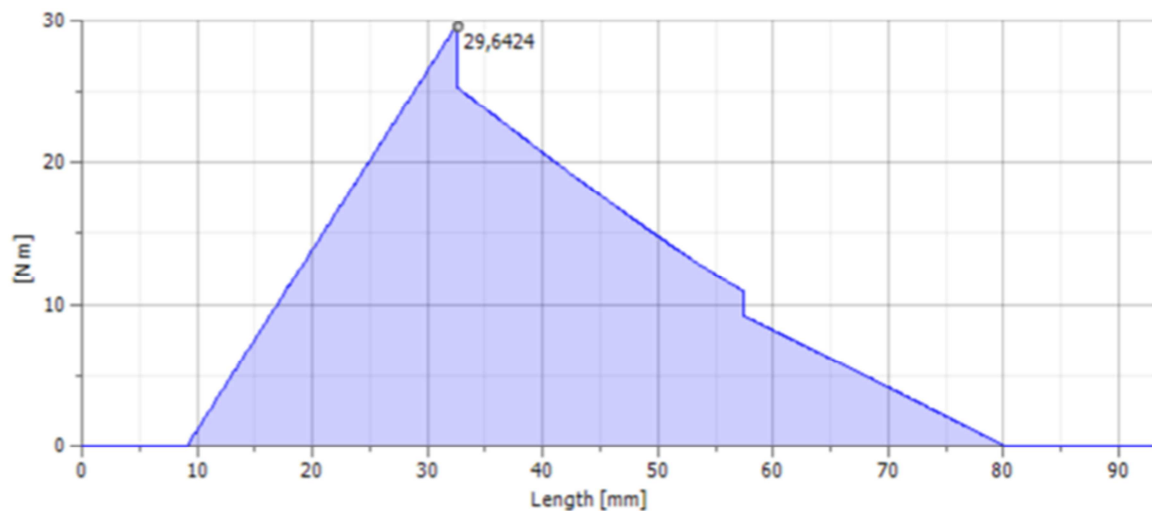


Obrázek 28: Zjednodušené schéma zatížení pastorku

Graf průběhu ohybového momentu:

- výpočet jsem provedla pomocí programu Autodesk Inventor 2017

▣ Bending Moment



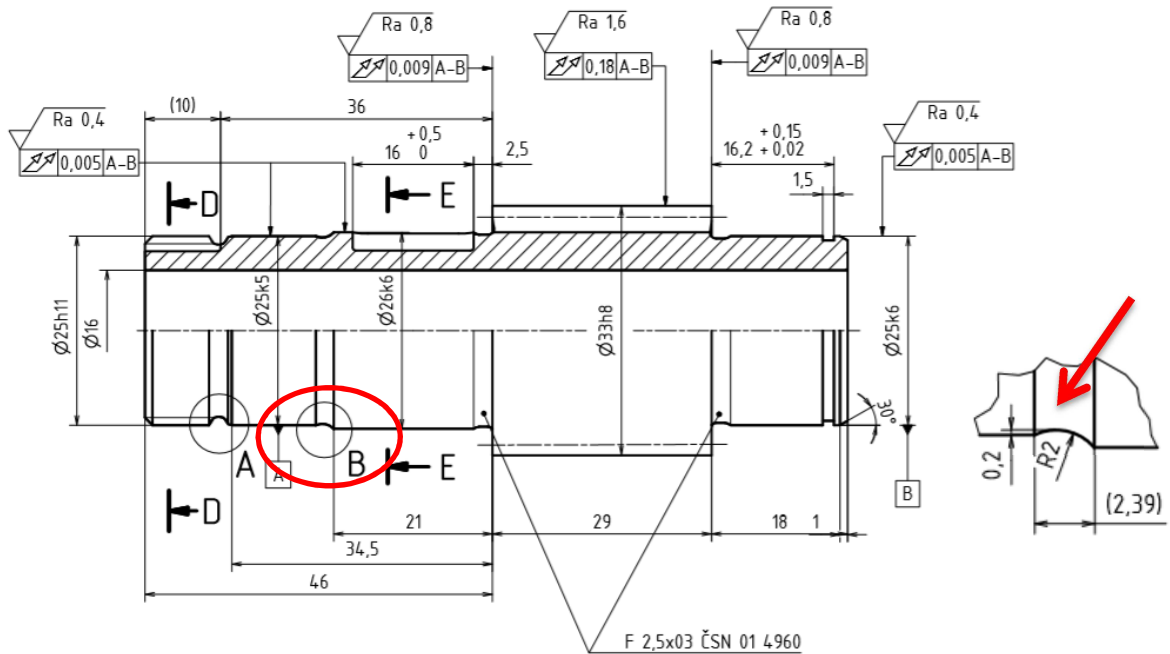
Obrázek 29: Graf průběhu ohybového momentu (výpočet proveden pomocí programu Autodesk Inventor 2017)

Řešení jednotlivých koncentrátorů napětí:

Nyní provedu ukázkový výpočet vybraného vrubu pastorku. U zbylých vrubů poté uvedu pouze výsledné hodnoty tvarových součinitelů.

### 5.1.1 Osazení

Na pastorku se vyskytuje osazení, jehož poloměr je  $R = 2$  mm, větší průměr pastorku  $D = 26$  mm a průměr menší  $d = 25$  mm.



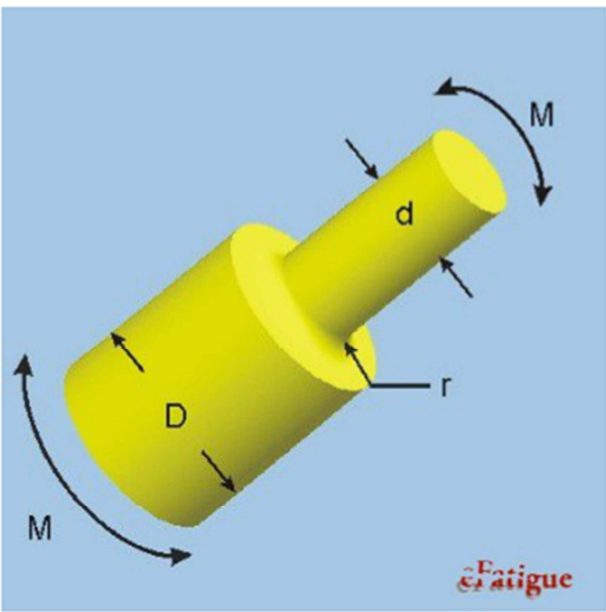
A. První variantou je výpočet pomocí eFatigue.com. V nabídce vyberu „Stress concentration“ a dále „Rounds and Shafts“, kde volím osazení jako „Round Shaft with a Single Fillet“.

Po zadání parametrů systém vypočítá součinitel tvaru  $\alpha_0$  (Kt), resp.  $\alpha_t$  (Kt), podle toho, zda chci tvarový součinitel pro ohyb (Bending), nebo krut (Torsion).

Pro ohyb vypadá výpočet následovně:

### Round Shaft with a Single Fillet

Tension **Bending** Torsion



**Variables**

Net Section Stress ▾

D 26 mm ▾

d 25 mm ▾

r 2 mm ▾

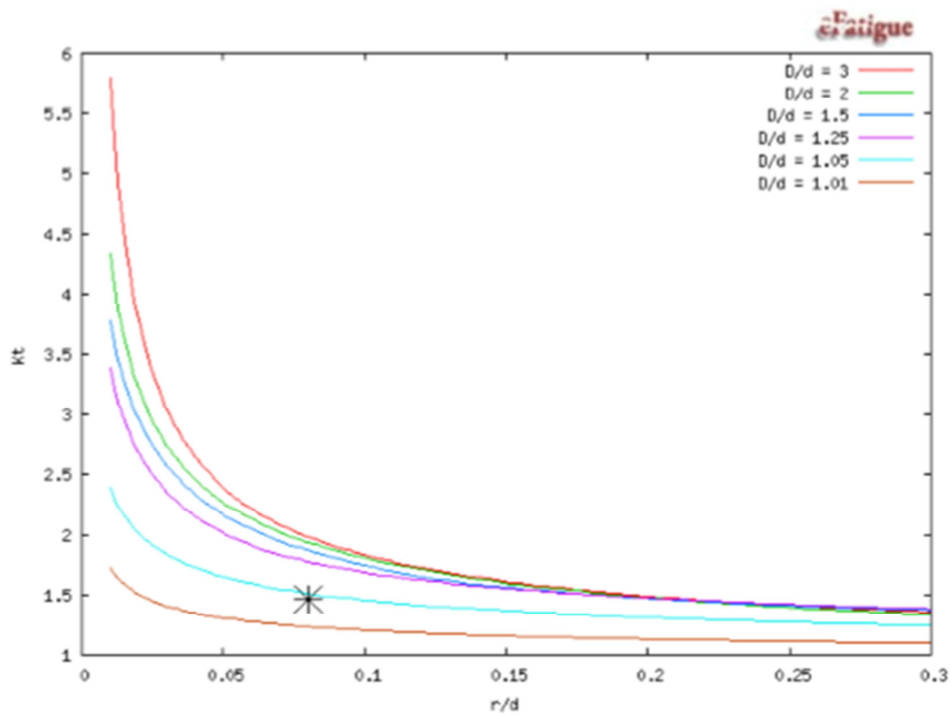
where  
 $D-d > 0.2 \cdot r$   
 $D-d < 40 \cdot r$  in tension or bending  
 $D-d < 8 \cdot r$  in torsion

Calculate Kt Select Different Geometry

**Results**

$K_t = 1.46$

Obrázek 30: Ukázka výpočtu tvarového součinitele pro ohyb ([www.efatigue.com](http://www.efatigue.com))



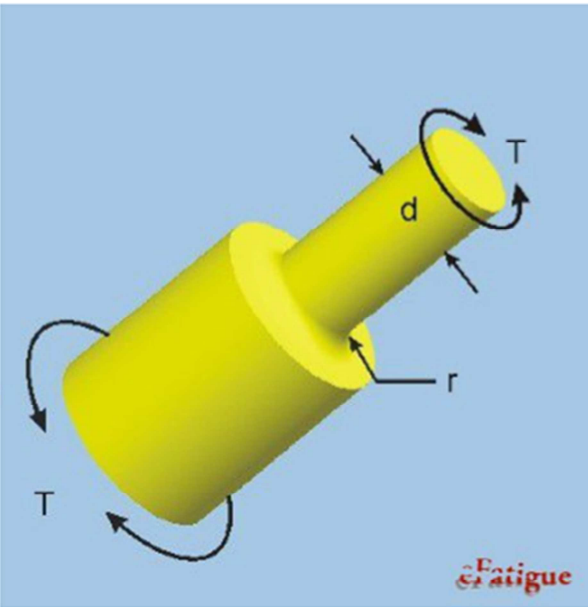
Obrázek 31: Peterseův graf - znázornění polohy bodu příslušného danému součiniteli ([www.efatigue.com](http://www.efatigue.com))



Pro krut pak:

### Round Shaft with a Single Fillet

Tension   Bending   **Torsion**



#### Variables

Net Section Stress ▾

**D** 26 mm ▾

**d** 25 mm ▾

**r** 2 mm ▾

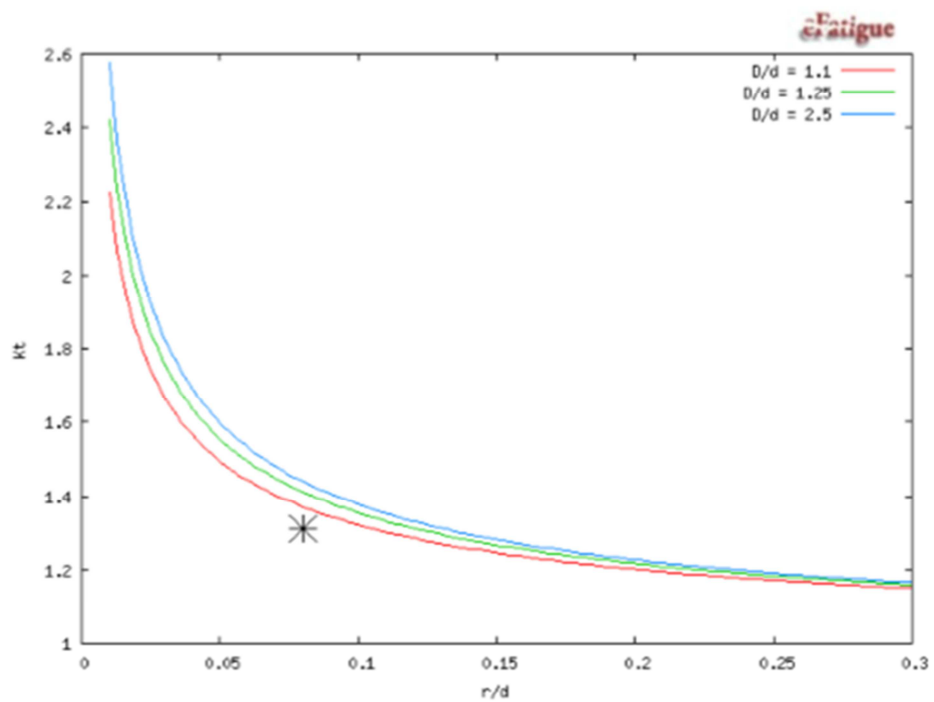
where  
 $D-d > 0.2*r$   
 $D-d < 40*r$  in tension or bending  
 $D-d < 8*r$  in torsion

Calculate Kt   Select Different Geometry

#### Results

**$K_t = 1.31$**

Obrázek 32: Ukázka výpočtu tvarového součinitele pro krut (www.efatigue.com)



Obrázek 33: Petersův graf - znázornění polohy bodu příslušného danému součiniteli (www.efatigue.com)

Výsledná hodnota součinitele tvaru  $\alpha$  získaná z eFatigue.com je tedy:  $K_t = 1,46$  (ohyb),  $K_t = 1,31$  (krut).

B. Druhou variantou výpočtu je přístup, který je součástí předmětu PPI. K dispozici mám diagramy, ze kterých lze odečíst tvarový součinitel v závislosti na poměrech poloměru vrubu a průměrů pastorku. Zvolím tedy diagram pro určení součinitele tvaru  $\alpha$  pro namáhání krutem a ohybem. Vstupními hodnotami jsou zde poměry:

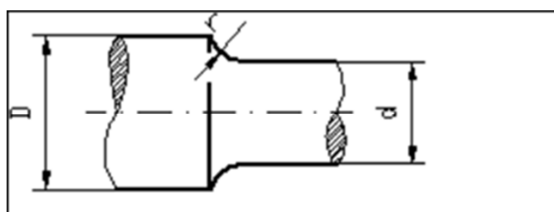
$$\frac{\rho}{D-d} = \frac{2}{26-25} = 2$$

$$\frac{\rho}{d} = \frac{2}{25} = 0,08$$

Tyto hodnoty vynesu do diagramu (viz příloha 33) a zjistím tak tvarový součinitel  $\alpha$  opět pro krut a ohyb.

Výsledné součinitele jsou:  $\alpha_o = 1,62$  (ohyb),  $\alpha_t = 1,31$  (krut)

C. Třetím přístupem výpočtu jsem se zabývala v rámci předmětu Konstrukční cvičení. Pevnostní výpočty a řešení napjatosti ve vrubech jsem řešila pomocí Excelu, který je dostupný na „SEPS - Systém elektronické podpory studia“. Po zadání parametrů daného vrubu do připraveného souboru dostanu hodnotu součinitele, který je u všech vrubů zpravidla o několik desetin větší, než při použití zbylých metod výpočtu. Zde vychází  $\alpha_o = 1,71062277$ . Součinitel pro namáhání krutem není možné řešit.



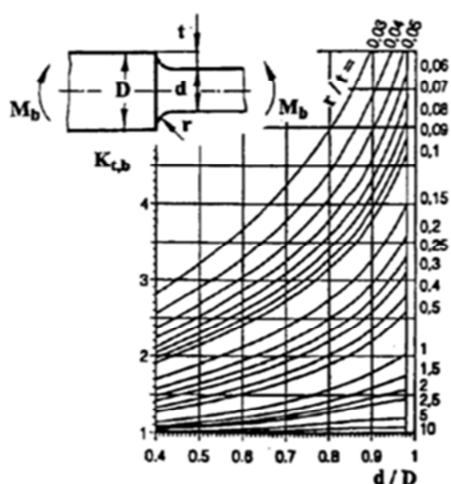
Rozměry:	D =	26	mm
	d =	25	mm
	r =	2	mm

Výpočet:									
	Součinitel tvaru pro osazené hřídele namáhané ohybem $\alpha_o$ 1,71062277								

Obrázek 34: Ukázka výpočtu pomocí Excelu používaného při návrhu převodovky v rámci předmětu Konstrukční cvičení

D. Hodnocení dle normy „Rechnerischer festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile“:

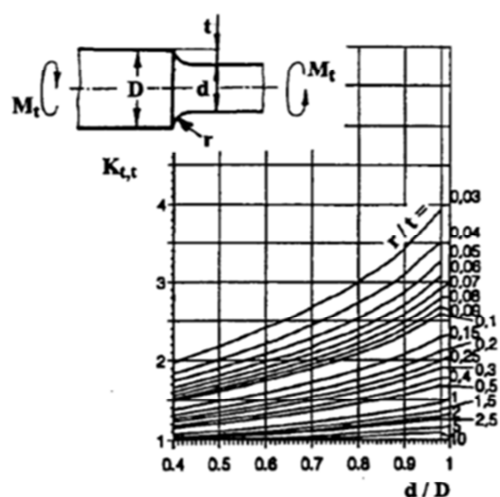
V normě vyhledám osazení pro kruhový průřez vzorku a do příslušného vzorce dosadím parametry vrubu, které jsou:  $D = 26 \text{ mm}$ ,  $d = 25 \text{ mm}$ ,  $r = 2 \text{ mm}$ ,  $t = 0,5 \text{ mm}$ .



**Bild 5.2.5** Formzahlen für den Rundstab mit Absatz bei Biegung,  $r > 0$ ,  $d/D < 1$ . (5.2.7)

$$K_{t,b} = 1 +$$

$$\frac{1}{\sqrt{0,62 \cdot \frac{r}{t} + 11,6 \cdot \frac{r}{d} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{r}{d}\right)^2 + 0,2 \cdot \left(\frac{r}{t}\right)^3 \cdot \frac{d}{D}}}$$



**Bild 5.2.6** Formzahlen für den Rundstab mit Absatz bei Torsion,  $r > 0$ ,  $d/D < 1$ . (5.2.8)

$$K_{t,t} = 1 + \frac{1}{\sqrt{3,4 \cdot \frac{r}{t} + 38 \cdot \frac{r}{d} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{r}{d}\right)^2 + 1,0 \cdot \left(\frac{r}{t}\right)^2 \cdot \frac{d}{D}}}$$

Obrázek 35: Ukázka výpočtu pomocí normy [8]

Pro zatížení ohybem platí:

$$K_{t,b} = 1 + \frac{1}{\sqrt{0,62 \cdot \frac{r}{t} + 11,6 \cdot \frac{r}{d} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{r}{d}\right)^2 + 0,2 \cdot \left(\frac{r}{t}\right)^3 \cdot \frac{d}{D}}}$$

$$= 1 + \frac{1}{\sqrt{0,62 \cdot \frac{2}{0,5} + 11,6 \cdot \frac{2}{25} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{2}{25}\right)^2 + 0,2 \cdot \left(\frac{2}{0,5}\right)^3 \cdot \frac{25}{26}}} = 1,24$$

Pro zatížení krutem:

$$K_{t,t} = 1 + \frac{1}{\sqrt{3,4 \cdot \frac{r}{t} + 38 \cdot \frac{r}{d} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{r}{d}\right)^2 + 1,0 \cdot \left(\frac{r}{t}\right)^2 \cdot \frac{d}{D}}}$$
$$= 1 + \frac{1}{\sqrt{3,4 \cdot \frac{2}{0,5} + 38 \cdot \frac{2}{25} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{2}{25}\right)^2 + 1,0 \cdot \left(\frac{2}{0,5}\right)^2 \cdot \frac{25}{26}}} = 1,17$$

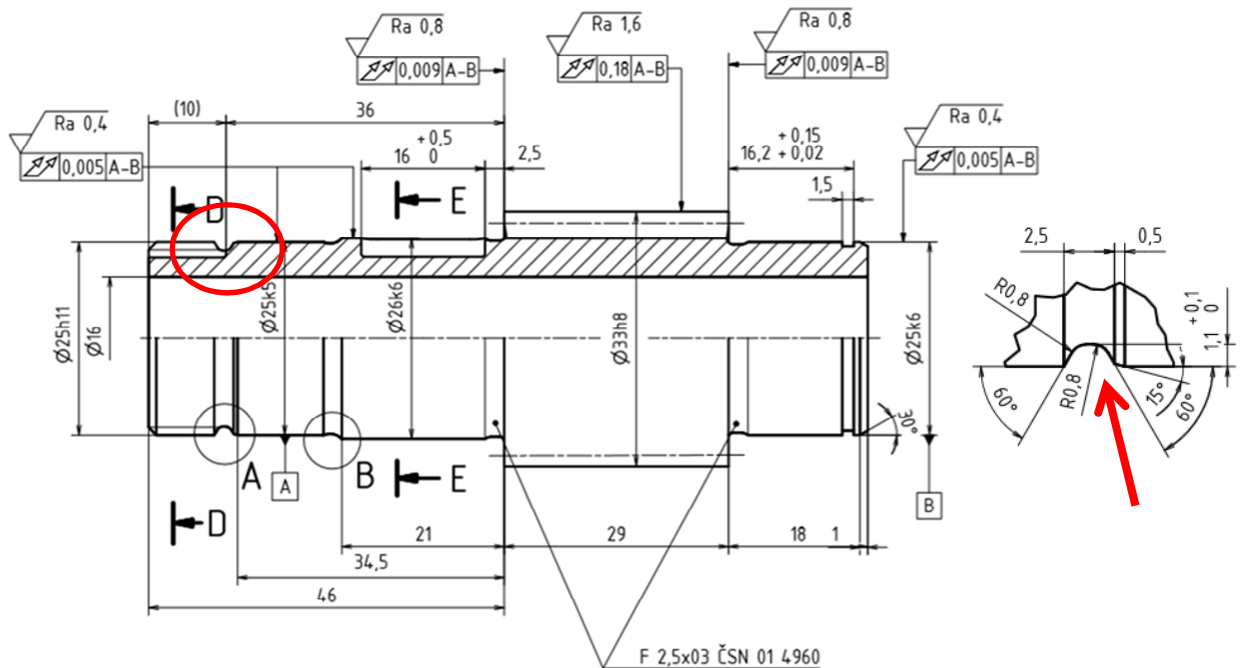
Abych mohla se zjištěnými hodnotami dále pracovat, je potřeba určit průměrnou hodnotu součinitele daného vrubu při zatížení ohybem a krutem. [7]

Průměrná hodnota:

$$\bar{\alpha}_0 = \frac{\sum \alpha_{0n}}{n} = \frac{1,46 + 1,71 + 1,24 + 1,62}{4} = 1,50$$

$$\bar{\alpha}_t = \frac{\sum \alpha_{tn}}{n} = \frac{1,31 + 1,31 + 1,17}{3} = 1,26$$

## 5.1.2 Oblý vrub



A.  $K_t = 2,6$  (ohyb),  $K_t = 1,79$  (krut)

B.  $\alpha_0 = 2,57$  (ohyb),  $\alpha_t = 1,78$  (krut)

C.  $\alpha_0 = 2,6648408$

- pomocí Excelu z KC není možné řešit oblý vrub, proto jsem zvolila výpočet pro zápich, který je vlastnostmi přibližně stejný jako oblý vrub

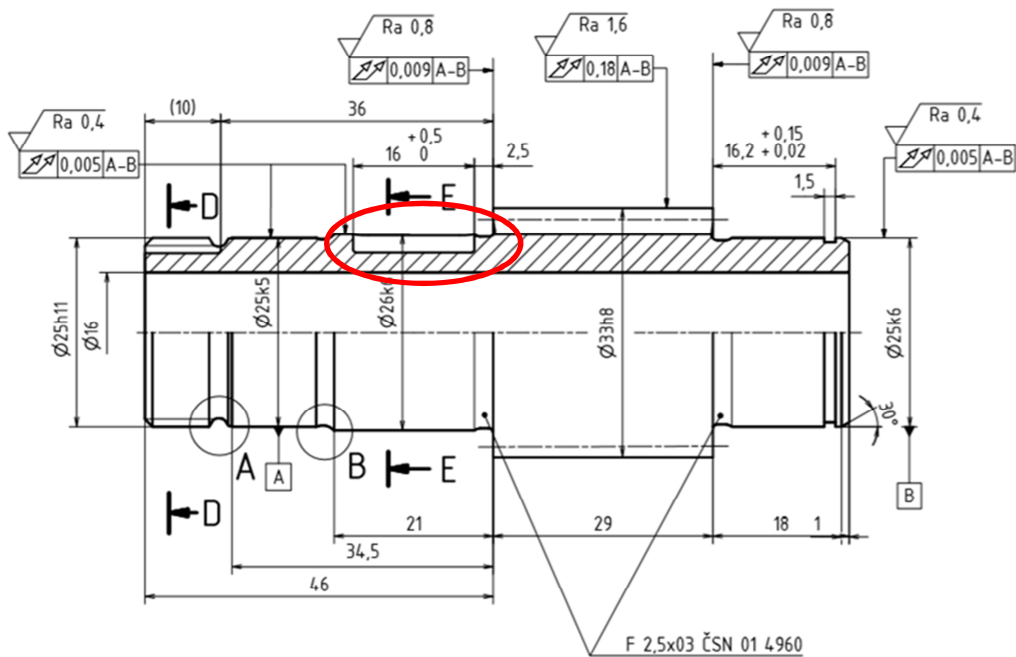
D.  $K_{t,b} = 2,65$  (ohyb),  $K_{t,t} = 1,86$  (krut)

Průměrná hodnota:

$$\bar{\alpha}_0 = \frac{\sum \alpha_{0n}}{n} = \frac{2,60 + 2,57 + 2,66 + 2,65}{4} = 2,62$$

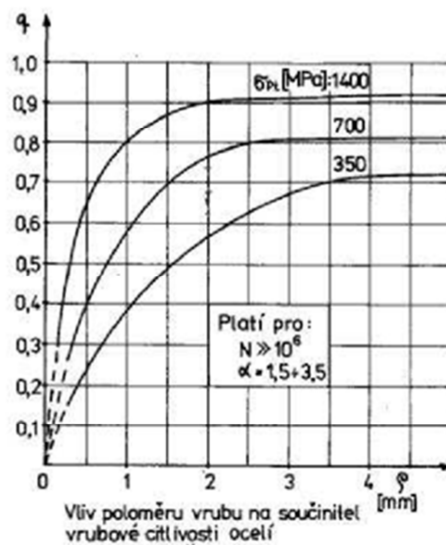
$$\bar{\alpha}_t = \frac{\sum \alpha_{tn}}{n} = \frac{1,79 + 1,78 + 1,86}{3} = 1,81$$

### 5.1.3 Drážka pro pero



A.  $K_t = 2,41$  (ohyb),  $K_t = 3,4$  (krut)

- zde je nutné převést součinitele tvaru  $\alpha_0$ ,  $\alpha_t$  na součinitele vrubu  $\beta_0$ ,  $\beta_t$ . Z diagramu závislosti vlivu poloměru vrubu na součiniteli vrubové citlivosti ocelí  $q$  odečtu příslušnou hodnotu  $q$  pro  $\sigma_{pt} = 750$  MPa,  $\rho = 0,4$  mm a poté pomocí vzorce dopočítám  $\beta_0$ ,  $\beta_t$ .



Obrázek 36: Diagram pro odečtení součinitele vrubové citlivosti [9]

- výsledný součinitel vrubu:

$$\beta_0 = 1 + q \cdot (\alpha_0 - 1) = 1 + 0,4 \cdot (2,41 - 1) = 1,56$$

$$\beta_t = 1 + q \cdot (\alpha_t - 1) = 1 + 0,4 \cdot (3,4 - 1) = 1,96$$

B. V rámci předmětu Pružnost a pevnost I. nebyl probírán výpočet drážky pro pero

C.  $\beta_0 = 2,013277$

D.  $K_{t,b} = 2,65$  (ohyb),  $K_{t,t} = 1,86$  (krut)

- převedený součinitel

$$\beta_0 = 1 + q \cdot (\alpha_0 - 1) = 1 + 0,4 \cdot (2,65 - 1) = 1,66$$

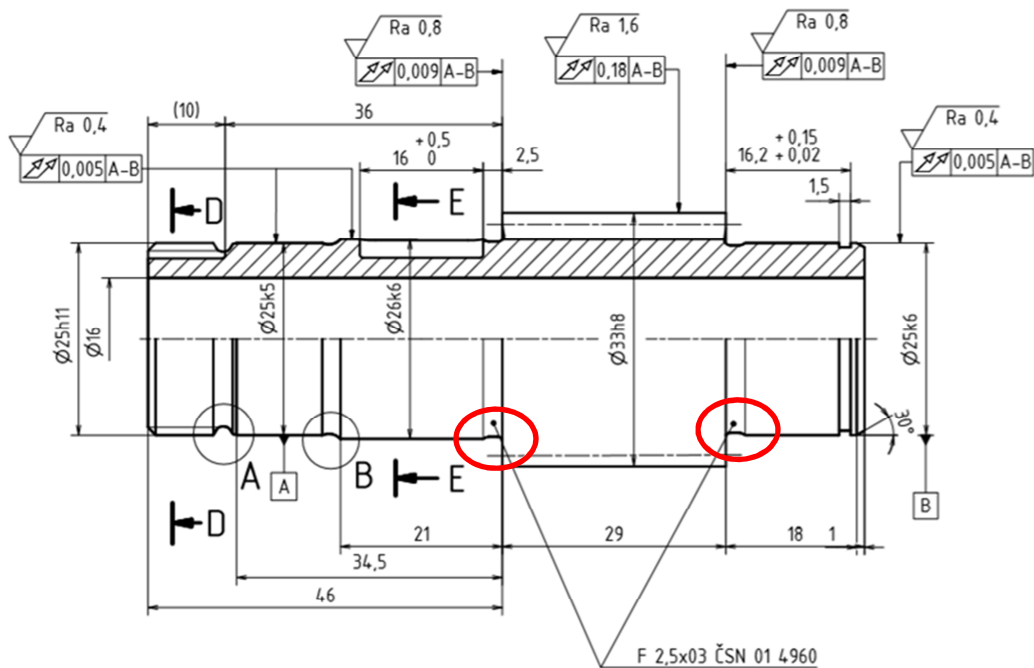
$$\beta_t = 1 + q \cdot (\alpha_t - 1) = 1 + 0,4 \cdot (1,86 - 1) = 1,34$$

Průměrná hodnota:

$$\bar{\beta}_0 = \frac{\sum \beta_{0n}}{n} = \frac{1,56 + 2,01 + 1,66}{3} = 1,74$$

$$\bar{\beta}_t = \frac{\sum \beta_{tn}}{n} = \frac{1,96 + 1,34}{2} = 1,65$$

### 5.1.4 Zápich



A.  $K_t = 2,39$  (ohyb),  $K_t = 1,72$  (krut)

- jelikož web eFatigue neumožňuje vypočítat zápich, řešila jsem tento vrub jako osazení, které má k zápichu svou geometrií nejbližší

B.  $\alpha_0 = 1,87$  (ohyb),  $\alpha_t = 1,43$  (krut)

- vzhledem k tomu, že pro výpočet dle skript z PPI. je k dispozici pouze diagram k odečtení součinitele tvaru  $\alpha_0$  pro osazení, řešila jsem proto opět zápich pomocí podobné geometrie osazení

C.  $\alpha_0 = 2,7329200$

D.  $K_{t,b} = 2,35$  (ohyb),  $K_{t,t} = 1,69$  (krut)

- protože norma umožňuje analyzovat zápich pouze při zatížení tahem a tlakem, řešila jsem tento vrub jako osazení zatížené krutem a ohybem

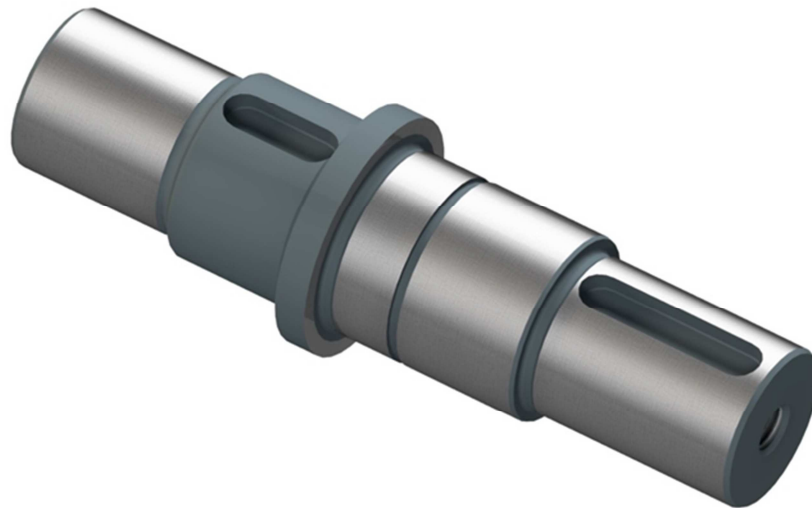


Průměrná hodnota:

$$\bar{\alpha}_0 = \frac{\sum \alpha_{0n}}{n} = \frac{2,39 + 1,87 + 2,73 + 2,35}{4} = 2,33$$

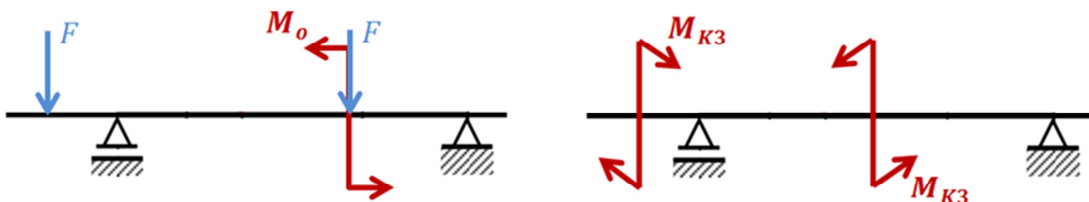
$$\bar{\alpha}_t = \frac{\sum \alpha_{tn}}{n} = \frac{1,72 + 1,43 + 1,69}{3} = 1,61$$

## 5.2 Výstupní hřídel



Obrázek 37: Model navrženého Výstupního hřídele (vytvoreno v programu Autodesk Inventor 2017)

Zjednodušené schéma zatížení výstupního hřídele:



Obrázek 38: Zjednodušené schéma zatížení výstupního hřídele



C.  $\alpha_0 = 4,0356857$

- pomocí Excelu z KC není možné řešit oblý vrub, proto jsem zvolila výpočet pro zápich, který je vlastnostmi přibližně stejný jako oblý vrub

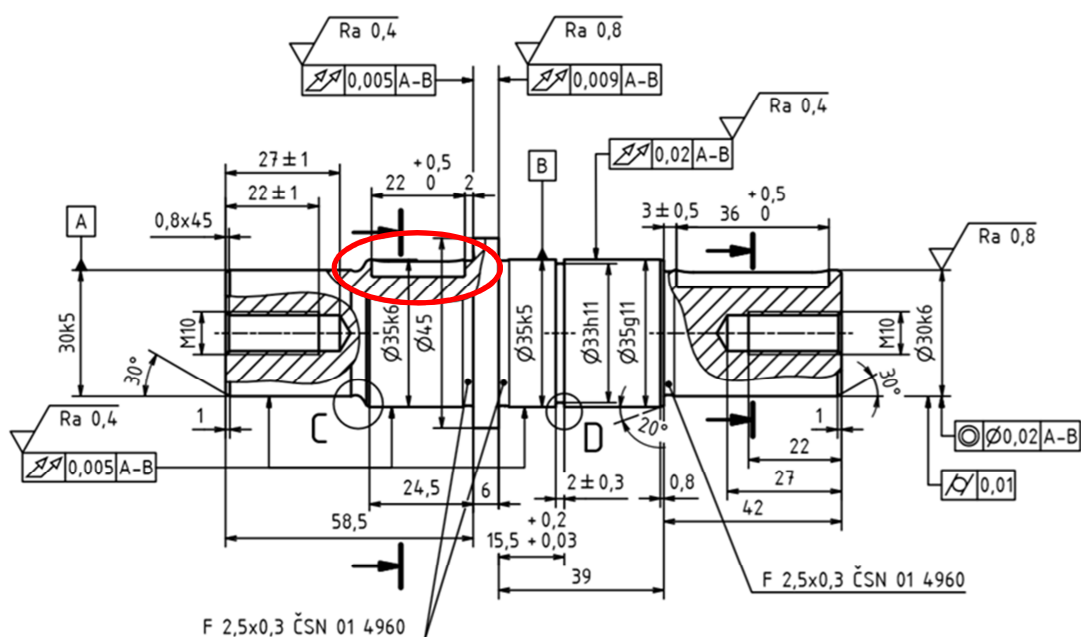
D.  $K_{t,b} = 3,58$  (ohyb),  $K_{t,t} = 2,35$  (krut)

Průměrná hodnota:

$$\bar{\alpha}_0 = \frac{\sum \alpha_{0n}}{n} = \frac{2,87 + 3,50 + 4,03 + 3,58}{4} = 3,49$$

$$\bar{\alpha}_t = \frac{\sum \alpha_{tn}}{n} = \frac{1,92 + 2,30 + 2,35}{3} = 2,19$$

### 5.2.2 Drážka pro pero



A.  $K_t = 2,32$  (ohyb),  $K_t = 3,4$  (krut)

- zde je opět nutné převést součinitele tvaru  $\alpha_0$ ,  $\alpha_t$  na součinitele vrubu  $\beta_0$   
 - výsledný součinitel vrubu:

$$\beta_0 = 1 + q \cdot (\alpha_0 - 1) = 1 + 0,4 \cdot (2,32 - 1) = 1,52$$

$$\beta_t = 1 + q \cdot (\alpha_t - 1) = 1 + 0,4 \cdot (3,4 - 1) = 1,96$$

B. V rámci předmětu Pružnost a pevnost I. nebyl probírán výpočet drážky pro pero

C.  $\beta_0 = 2,0132773$

D.  $K_{t,b} = 2,65$  (ohyb),  $K_{t,t} = 1,86$  (krut)

- převedený součinitel:

$$\beta_0 = 1 + q \cdot (\alpha_0 - 1) = 1 + 0,4 \cdot (2,65 - 1) = 1,66$$

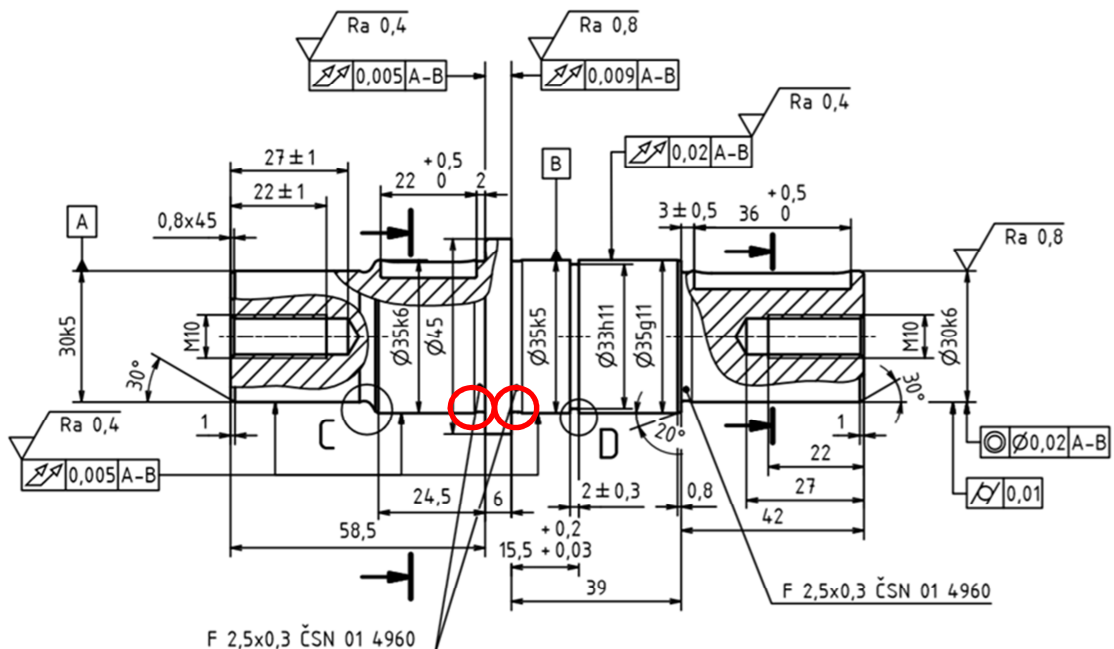
$$\beta_t = 1 + q \cdot (\alpha_t - 1) = 1 + 0,4 \cdot (1,86 - 1) = 1,34$$

Průměrná hodnota:

$$\bar{\beta}_0 = \frac{\sum \beta_{0n}}{n} = \frac{1,52 + 2,01 + 1,66}{3} = 1,73$$

$$\bar{\beta}_t = \frac{\sum \beta_{tn}}{n} = \frac{1,96 + 1,34}{2} = 1,65$$

### 5.2.3 Zápich



A.  $K_t = 1,84$  (ohyb),  $K_t = 1,45$  (krut)

- jelikož web eFatigue neumožňuje vypočítat zápich, řešila jsem tento vrub jako osazení, které má k zápichu svou geometrií nejbližší

B.  $\alpha_o = 1,92$  (ohyb),  $\alpha_t = 1,46$  (krut)

- vzhledem k tomu, že pro výpočet dle skript z PPI., je k dispozici pouze diagram k odečtení součinitele tvaru  $\alpha_o$  pro osazení, řešila jsem proto opět zápich pomocí podobné geometrie osazení

C.  $\alpha_o = 3,1152440$

D.  $K_{t,b} = 2,60$  (ohyb),  $K_{t,t} = 1,69$  (krut)

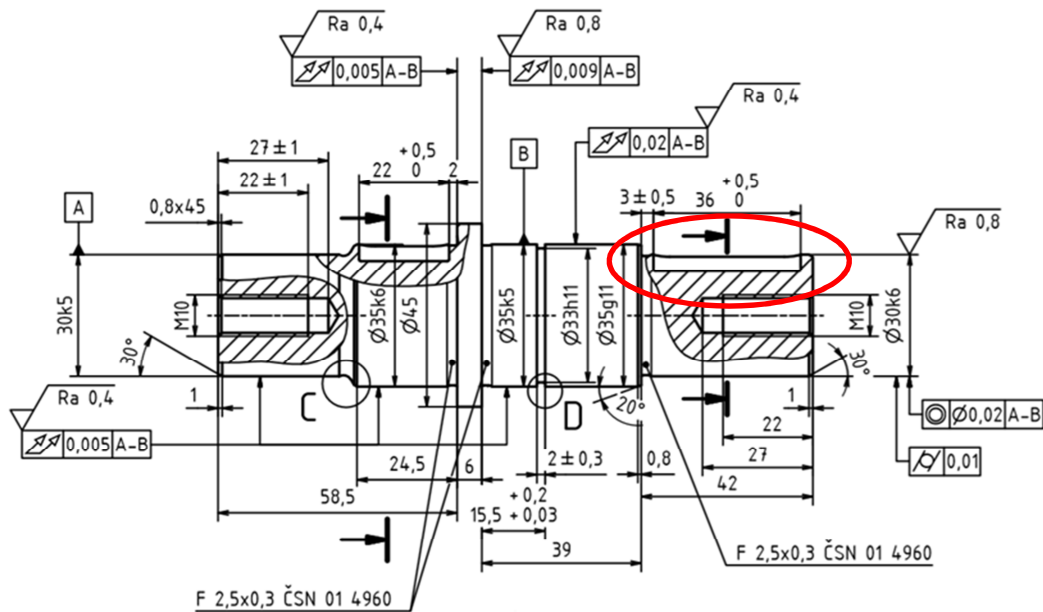
- protože norma umožňuje analyzovat zápich pouze při zatížení tahem a tlakem, řešila jsem tento vrub jako osazení zatížené krutem a ohybem

Průměrná hodnota:

$$\bar{\alpha}_o = \frac{\sum \alpha_{on}}{n} = \frac{1,84 + 1,92 + 3,11 + 2,60}{4} = 2,36$$

$$\bar{\alpha}_t = \frac{\sum \alpha_{tn}}{n} = \frac{1,45 + 1,46 + 1,69}{3} = 1,53$$

## 5.2.4 Drážka pro pero



A.  $K_t = 2,55$  (ohyb),  $K_t = 3,4$  (krut)

- zde je nutné opět převést součinitele tvaru  $\alpha_0$ ,  $\alpha_t$  na součinitele vrubu  $\beta_0$
- výsledný součinitel vrubu:

$$\beta_0 = 1 + q \cdot (\alpha_0 - 1) = 1 + 0,4 \cdot (2,55 - 1) = 1,62$$

$$\beta_t = 1 + q \cdot (\alpha_t - 1) = 1 + 0,4 \cdot (3,4 - 1) = 1,96$$

B. V rámci předmětu Pružnost a pevnost I. nebyl probírán výpočet drážky pro pero

C.  $\beta_0 = 2,0132773$

D.  $K_{t,b} = 2,65$  (ohyb),  $K_{t,t} = 1,86$  (krut)

- převedený součinitel:

$$\beta_0 = 1 + q \cdot (\alpha_0 - 1) = 1 + 0,4 \cdot (2,65 - 1) = 1,66$$

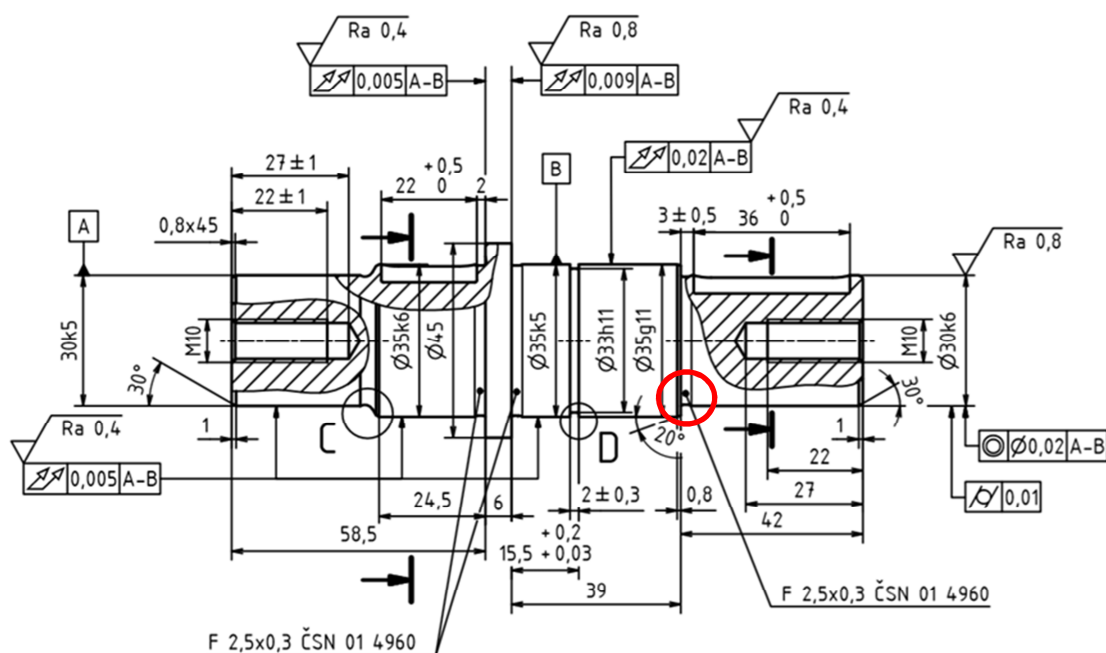
$$\beta_t = 1 + q \cdot (\alpha_t - 1) = 1 + 0,4 \cdot (1,86 - 1) = 1,34$$

Průměrná hodnota:

$$\bar{\beta}_0 = \frac{\sum \beta_{0n}}{n} = \frac{1,62 + 2,01 + 1,66}{3} = 1,76$$

$$\bar{\beta}_t = \frac{\sum \beta_{tn}}{n} = \frac{1,96 + 1,34}{2} = 1,65$$

## 5.2.5 Zápich



A.  $K_t = 1,71$  (ohyb),  $K_t = 1,39$  (krut)

- jelikož web eFatigue neumožňuje vypočítat zápich, řešila jsem tento vrub jako osazení, které má k zápichu svou geometrií nejbližže

B.  $\alpha_0 = 1,90$  (ohyb),  $\alpha_t = 1,45$  (krut)

- vzhledem k tomu, že pro výpočet dle skript z PPI., je k dispozici pouze diagram k odečtení součinitele tvaru  $\alpha_0$  pro osazení, řešila jsem proto opět zápich pomocí podobné geometrie osazení

C.  $\alpha_0 = 1,980166$

D.  $K_{t,b} = 2,35$  (ohyb),  $K_{t,t} = 1,65$  (krut)

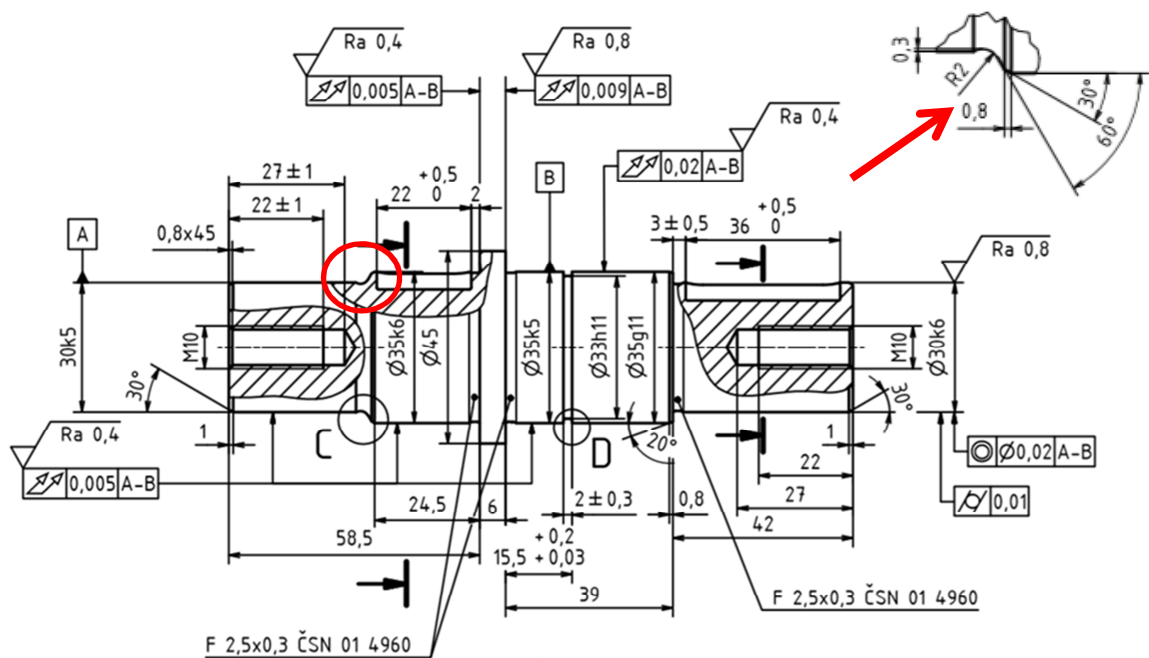
- protože norma umožňuje analyzovat zápich pouze při zatížení tahem a tlakem, řešila jsem tento vrub jako osazení zatížené krutem a ohybem

Průměrná hodnota:

$$\bar{\alpha}_0 = \frac{\sum \alpha_{0n}}{n} = \frac{1,71 + 1,90 + 1,98 + 2,35}{4} = 1,98$$

$$\bar{\alpha}_t = \frac{\sum \alpha_{tn}}{n} = \frac{1,39 + 1,45 + 1,65}{3} = 1,49$$

### 5.2.6 Osazení



- A.  $K_t = 1,8$  (ohyb),  $K_t = 1,44$  (krut)
- B.  $\alpha_0 = 1,95$  (ohyb),  $\alpha_t = 1,48$  (krut)
- C.  $\alpha_0 = 1,2720812$
- D.  $K_{t,b} = 1,79$  (ohyb),  $K_{t,t} = 1,15$  (krut)

Průměrná hodnota:

$$\bar{\alpha}_0 = \frac{\sum \alpha_{0n}}{n} = \frac{1,80 + 1,95 + 1,27 + 1,79}{4} = 1,70$$



$$\bar{\alpha}_t = \frac{\sum \alpha_{tn}}{n} = \frac{1,44 + 1,48 + 1,15}{3} = 1,35$$

## 6 VÝPOČET BEZPEČNOSTI

Výpočet bezpečnosti provedu jednak v místě maximálního zatížení součásti a také v místě, kde vychází nejvyšší tvarový součinitel.

### 6.1 Výpočet bezpečnosti výstupního hřídele

V případě výstupního hřídele je v místě maximálního ohybového momentu zároveň maximální součinitel tvaru  $\alpha$ .

Vstupnímu parametry pro výpočet jsou:

$$M_K = 94744 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{O\text{MAX}} = 98514,4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\alpha_{O\text{MAX}} = 3,49$$

$$\alpha_{t\text{MAX}} = 2,19$$

Materiálové vlastnosti hřídele:

$$\sigma_P = 720 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\sigma_P = 720 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\sigma_K = 340 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\sigma_c = 147 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\tau_K = 204 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\tau_c = 0,6 \cdot \sigma_c$$

Vlastní výpočet:

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 33^3}{32} = 3528,16 \text{ mm}^3$$

$$W_K = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 33^3}{16} = 7056,21 \text{ mm}^3$$

$$\sigma = \frac{M_{O\text{MAX}}}{W_o} = \frac{98514,4}{3528,106} = 27,92 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\tau = \frac{M_K}{W_K} = \frac{94744}{7056,21} = 13,42 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\sigma_{\text{RED}} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{27,92^2 + 3 \cdot 13,42^2} = 36,329 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Součinitel povrchu:

$$\eta_P = 0,9$$

$$\eta_{Pt} = \frac{1}{2} \cdot (1 + \eta_P) = 0,95$$

Součinitel velikosti:

$$\varepsilon_{vo} = \varepsilon_{vt} = 0,86$$

Mez únavy:

$$\sigma_c^* = \frac{\sigma_c}{\beta_o} \cdot \varepsilon_{vo} \cdot \eta_P = \frac{147}{3,49} \cdot 0,86 \cdot 0,9 = 32,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\tau_{ct}^* = \frac{\tau_c}{\beta_t} \cdot \varepsilon_{vt} \cdot \eta_{Pt} = \frac{88,2}{2,19} \cdot 0,86 \cdot 0,95 = 32,9 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Pohon elektromotorem:

$$\left(\frac{\sigma_{ao}}{\sigma_{co}^*}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{mt}}{\tau_{Kt}}\right)^2 = \frac{1}{k^2}$$

$$\frac{1}{k^2} = \left(\frac{27,92}{32,6}\right)^2 + \left(\frac{13,42}{32,9}\right)^2 = 0,86$$

$$k = \sqrt{\frac{1}{0,86}} = 1,057$$

## 6.2 Výpočet bezpečnosti pastorku

V případě pastorku provedu nejdříve výpočet bezpečnosti v místě maximálního ohybového momentu  $M_{O\text{MAX}}$ , kde se nachází drážka pro pero. Poté vypočítám bezpečnost v místě maximálního součinitele  $\alpha$ , který se nachází v místě oblého vrubu.

Vstupnímu parametry pro výpočet jsou:

$$M_K = 27233,2 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{O\text{MAX}} = 29642,4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\alpha_{oMAX} = 2,62 \text{ (oblý vrub)}$$

$$\alpha_{tMAX} = 1,81 \text{ (oblý vrub)}$$

$$\beta_o = 1,74 \text{ (drážka pro pero)}$$

$$\beta_t = 1,34 \text{ (drážka pro pero)}$$

#### Materiálové vlastnosti pastorku:

$$\sigma_P = 750 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\sigma_K = 230 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\sigma_c = 99 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\tau_K = 138 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\tau_c = 0,6 \cdot \sigma_c$$

#### Vlastní výpočet:

A. Místo maximálního ohybového momentu:

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 26^3}{32} = 1725,51 \text{ mm}^3$$

$$W_K = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 26^3}{16} = 3451,03 \text{ mm}^3$$

$$\sigma = \frac{M_{oMAX}}{W_o} = \frac{29642}{1725,51} = 17,17 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\tau = \frac{M_K}{W_K} = \frac{27233,2}{3451,03} = 7,89 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{17,17^2 + 3 \cdot 7,89^2} = 21,94 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Součinitel povrchu:

$$\eta_P = 0,9$$

$$\eta_{Pt} = \frac{1}{2} \cdot (1 + \eta_P) = 0,95$$

Součinitel velikosti:

$$\varepsilon_{vo} = \varepsilon_{vt} = 0,86$$

Mez únavy:

$$\sigma_c^* = \frac{\sigma_c}{\beta_o} \cdot \varepsilon_{vo} \cdot \eta_P = \frac{99}{1,74} \cdot 0,86 \cdot 0,9 = 44,03 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\tau_{ct}^* = \frac{\tau_c}{\beta_t} \cdot \varepsilon_{vt} \cdot \eta_{Pt} = \frac{59,4}{1,34} \cdot 0,86 \cdot 0,95 = 34,31 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Pohon elektromotorem:

$$\left(\frac{\sigma_{ao}}{\sigma_{co}^*}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{mt}}{\tau_{kt}}\right)^2 = \frac{1}{k^2}$$

$$\frac{1}{k^2} = \left(\frac{17,17}{44,03}\right)^2 + \left(\frac{7,89}{34,31}\right)^2 = 0,20$$

$$k = \sqrt{\frac{1}{0,20}} = 2,23$$

B. Místo maximálního tvarového součinitele:

Ohybový moment v daném místě:  $M_o = 5500 \text{ N} \cdot \text{mm}$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 22,8^3}{32} = 1163 \text{ mm}^3$$

$$W_K = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 22,8^3}{16} = 2327 \text{ mm}^3$$

$$\sigma = \frac{M_o}{W_o} = \frac{5500}{1163} = 4,72 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\tau = \frac{M_K}{W_K} = \frac{27233}{2327} = 11,70 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{4,72^2 + 3 \cdot 11,70^2} = 20,80 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Součinitel povrchu:

$$\eta_P = 0,9$$
$$\eta_{Pt} = \frac{1}{2} \cdot (1 + \eta_P) = 0,95$$

Součinitel velikosti:

$$\varepsilon_{vo} = \varepsilon_{vt} = 0,86$$

Mez únavy:

$$\sigma_c^* = \frac{\sigma_c}{\beta_o} \cdot \varepsilon_{vo} \cdot \eta_P = \frac{99}{2,62} \cdot 0,86 \cdot 0,9 = 29,24 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$
$$\tau_{ct}^* = \frac{\tau_c}{\beta_t} \cdot \varepsilon_{vt} \cdot \eta_{Pt} = \frac{59,4}{1,81} \cdot 0,86 \cdot 0,95 = 26,81 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Pohon elektromotorem:

$$\left(\frac{\sigma_{ao}}{\sigma_{co}^*}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{mt}}{\tau_{kt}}\right)^2 = \frac{1}{k^2}$$
$$\frac{1}{k^2} = \left(\frac{4,72}{29,24}\right)^2 + \left(\frac{11,70}{26,81}\right)^2 = 0,21$$
$$k = \sqrt{\frac{1}{0,21}} = 2,18$$

### 6.3 Výpočet bezpečnosti dutého pastorku

Nyní vypočítám bezpečnost navrženého dutého pastorku o vnitřním průměru 16 mm opět v místě maximálního ohybového momentu a poté v místě maximálního tvarového součinitele.

Vstupnímu parametry pro výpočet jsou:

$$M_K = 27233,2 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{O_{MAX}} = 29642,4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\alpha_{O_{MAX}} = 2,62 \text{ (oblý vrub)}$$

$$\alpha_{t_{MAX}} = 1,81 \text{ (oblý vrub)}$$

$$\beta_o = 1,74 \text{ (drážka pro pero)}$$

$$\beta_t = 1,34 \text{ (drážka pro pero)}$$

Materiálové vlastnosti pastorku:

$$\sigma_p = 750 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\sigma_K = 230 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\sigma_c = 99 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\tau_K = 138 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\tau_c = 0,6 \cdot \sigma_c$$

Vlastní výpočet:

A. Místo maximálního ohybového momentu:

$$W_o = \frac{\pi \cdot D^3}{32} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^4 \right] = \frac{\pi \cdot 26^3}{32} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{16}{26} \right)^4 \right] = 1478,058 \text{ mm}^3$$

$$W_K = \frac{\pi \cdot D^3}{16} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^4 \right] = \frac{\pi \cdot 26^3}{16} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{16}{26} \right)^4 \right] = 2956,11 \text{ mm}^3$$

$$\sigma = \frac{M_{oMAX}}{W_o} = \frac{29642}{1478,058} = 20,05 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\tau = \frac{M_K}{W_K} = \frac{27233,2}{2956,11} = 9,21 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{20,05^2 + 3 \cdot 9,21^2} = 25,62 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Součinitel povrchu:

$$\eta_p = 0,9$$

$$\eta_{Pt} = \frac{1}{2} \cdot (1 + \eta_p) = 0,95$$

Součinitel velikosti:

$$\varepsilon_{vo} = \varepsilon_{vt} = 0,86$$

Mez únavy:

$$\sigma_c^* = \frac{\sigma_c}{\beta_o} \cdot \varepsilon_{vo} \cdot \eta_P = \frac{99}{1,74} \cdot 0,86 \cdot 0,9 = 44,03 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$
$$\tau_{ct}^* = \frac{\tau_c}{\beta_t} \cdot \varepsilon_{vt} \cdot \eta_{Pt} = \frac{59,4}{1,34} \cdot 0,86 \cdot 0,95 = 34,31 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Pohon elektromotorem:

$$\left(\frac{\sigma_{ao}}{\sigma_{co}^*}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{mt}}{\tau_{kt}}\right)^2 = \frac{1}{k^2}$$
$$\frac{1}{k^2} = \left(\frac{20,05}{44,03}\right)^2 + \left(\frac{9,21}{34,31}\right)^2 = 0,27$$
$$k = \sqrt{\frac{1}{0,27}} = 1,92$$

B. Místo maximálního tvarového součinitele:

Ohybový moment v daném místě:  $M_o = 5500 \text{ N} \cdot \text{mm}$

$$W_o = \frac{\pi \cdot D^3}{32} \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4\right] = \frac{\pi \cdot 22,8^3}{32} \cdot \left[1 - \left(\frac{16}{22,8}\right)^4\right] = 881,409 \text{ mm}^3$$

$$W_K = \frac{\pi \cdot D^3}{16} \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4\right] = \frac{\pi \cdot 22,8^3}{16} \cdot \left[1 - \left(\frac{16}{22,8}\right)^4\right] = 1762,81 \text{ mm}^3$$

$$\sigma = \frac{M_o}{W_o} = \frac{5500}{881,409} = 6,24 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\tau = \frac{M_K}{W_K} = \frac{27233}{1762,81} = 15,44 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{6,24^2 + 3 \cdot 15,44^2} = 27,46 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Součinitel povrchu:

$$\eta_P = 0,9$$



$$\eta_{Pt} = \frac{1}{2} \cdot (1 + \eta_P) = 0,95$$

Součinitel velikosti:

$$\varepsilon_{vo} = \varepsilon_{vt} = 0,86$$

Mez únavy:

$$\sigma_c^* = \frac{\sigma_c}{\beta_o} \cdot \varepsilon_{vo} \cdot \eta_P = \frac{99}{2,62} \cdot 0,86 \cdot 0,9 = 29,24 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\tau_{ct}^* = \frac{\tau_c}{\beta_t} \cdot \varepsilon_{vt} \cdot \eta_{Pt} = \frac{59,4}{1,81} \cdot 0,86 \cdot 0,95 = 26,81 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Pohon elektromotorem:

$$\left(\frac{\sigma_{ao}}{\sigma_{co}^*}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{mt}}{\tau_{kt}}\right)^2 = \frac{1}{k^2}$$

$$\frac{1}{k^2} = \left(\frac{6,24}{29,24}\right)^2 + \left(\frac{15,44}{26,81}\right)^2 = 0,37$$

$$k = \sqrt{\frac{1}{0,37}} = 1,64$$

## 7 NÁVRH MOŽNÝCH KONSTRUKČNÍCH ÚPRAV

Hřídele v konstrukčních uzlech musí zaručovat dostatečnou provozní spolehlivost i technologičnost řešení. Jak jsem již zmínila v úvodní teoretické části práce, existuje celá řada způsobů, jak únavovou pevnost při cyklicky proměnném zatěžování zvýšit, ať už jde o konstrukční, nebo technologické úpravy. Veškeré možnosti úprav pochopitelně závisí na konkrétním konstrukčním řešení.

V případě mnou navržených hřídelí se zaměřím pouze na místa s maximálním zatížením, která byla řešena v předchozích kapitolách.

### 7.1 Návrh úprav pastorku

Na pastorku se nachází oblý vrub, který má maximální tvarový součinitel  $\alpha_o = 2,62$  a  $\alpha_t = 1,81$ . Snížení napjatosti v tomto vrubu by se dalo řešit zvětšením poloměru vrubu, který je v mém návrhu  $R = 0,8$  mm.

Pro vrub nacházející se v místě maximálního ohybového momentu, kterým je drážka pro pero, bych navrhla použití dvou drážek, které by byly vůči sobě pootočený o  $180^\circ$ , nemusely by být tak velké a hluboké, a na přenos krouticího momentu by úprava neměla přílišný vliv. Další možností je zvolení rovnobokého drážkování.

Výpočet bezpečnosti a následné srovnání viz. *Příloha 38*.

### 7.2 Návrh úprav výstupního hřídele

V případě výstupního hřídele dochází k nejvyšší koncentraci napětí v místě oblého vrubu. Tento vrub má poloměr  $R = 0,4$  mm.

Úprava vrubu by spočívala například opět zvýšením jeho poloměru, nebo vytvořením odlehčovacího vrubu.

Obecně lze navrhnout úpravu koncentrátorů napětí i jinými způsoby. Pokud jde o tvarové přechody, je nutné zajistit co největší poloměr zaoblení, případně zvolit kombinaci s kuželovým přechodem nebo jejich eliptický či zaoblený tvar. Je možné také provést zaoblení zápichem v osazení hřídele, nebo vytvořit již zmíněný odlehčující vrub.

U zaoblených přechodů osazení hřídelů často vznikají potíže u nasunutých a opřených součástí hřídele. Toto lze při zvětšeném poloměru zaoblení přechodu osazení řešit například použitím distančních kroužků. [7]

Výpočet bezpečnosti a následné srovnání viz. *Příloha 39*.

## **8 SROVNÁNÍ PLNÉHO A DUTÉHO PASTORKU**

### **8.1 Hmotnost**

Navržením dutého pastorku došlo k výraznému snížení hmotnosti z původních 0,419 kg na 0,272 kg.

### **8.2 Torzní moment setrvačnosti a vlastní frekvence**

Změna průřezu pastorku ovlivní také osový (ohybové kmity) a polární (torzní kmity) moment setrvačnosti součásti a s tím související i vlastní frekvence. Při srovnání osového momentu setrvačnosti  $J_y$ , resp. polárního momentu setrvačnosti  $J_p$  součásti s dutým a plným průřezem, došlo v případě dutého pastorku ke snížení dané veličiny o cca 14%.

Pro vlastní frekvence se pak jedná v případě dutého pastorku o snížení cca o 7,38%.

## 9 ZÁVĚR

Cílem bakalářské práce bylo posouzení možných úprav hřídelů převodovky navržené v rámci předmětu Konstrukční cvičení.

Součástí práce je rešerše dané problematiky a únavových výpočtů používaných v technické praxi. Teoretickou část práce jsem zaměřila na popis základních pojmů a celkový úvod do problematiky cyklického zatěžování součástí a jeho hlavní parametry.

V rámci výpočtové části jsem řešila dva hřídele navržené převodovky – výstupní hřídel a pastorek. Po rozboru zatížení následoval popis a analýza napjatosti v jednotlivých konstrukčních vrubech vyskytujících se na obou hřídelích.

Pro vlastní výpočty jsem zvolila celkem čtyři přístupy řešení:

- A. postup uvedený na stránkách únavových výpočtů [www.eFatigue.com](http://www.eFatigue.com),
- B. postup probíraný v rámci přednášek a cvičení v předmětu PP1,
- C. excelovský soubor využívaný při výpočtu převodovky v předmětu KC,
- D. návrh německé normy pro pevnostní výpočty [7]

Protože se výsledky podle jednotlivých přístupů mírně liší, použila jsem v dalším řešení jejich průměrnou hodnotu. Na základě této průměrné hodnoty jsem vypočítala výsledné bezpečnosti. Pro srovnání jsem posuzovala jednak místo s maximálním ohybovým momentem a také místo, kde se nacházel vrub s maximálním tvarovým součinitelem.

Jelikož bych se v budoucnu ráda zabývala výpočty tenkostěnných konstrukcí v letadlové technice, navrhla jsem pastorek jako dutý a zjišťovala, o kolik se sníží bezpečnost vůči obvyklému plnému průřezu.

Při výpočtu mnou navrženého dutého pastorku vychází v místě s největší hodnotou součinitele tvaru  $\alpha_{\max}$  výsledná bezpečnost  $k = 1,64$  a v místě maximálního ohybového momentu  $M_{0\text{MAX}}$  vychází výsledná bezpečnost  $k = 1,92$ .

Při uvažování plného pastorku se stejnými vnějšími rozměry by výsledná bezpečnost v místě s největší hodnotou součinitele tvaru  $\alpha_{\max}$  vyšla  $k = 2,18$  a v místě maximálního ohybového momentu  $M_{0\text{MAX}}$  by výsledná bezpečnost vyšla  $k = 2,23$ .

Ze srovnání obou výsledků je patrné snížení výsledné únavové bezpečnosti  $k$  ve sledovaných místech cca o 25% resp. o 14%, ale výsledná hmotnost byla snížena z původních 0,419 kg na 0,272 kg, což představuje úsporu cca 35%.

V poslední části práce jsem popsala možné konstrukční úpravy, díky kterým by bylo možné výslednou bezpečnost navrženého pastorku zvýšit o cca 28% a tím podpořit navržené užití dutého hřídele a v případě výstupního hřídele představují úpravy zvýšení bezpečnosti cca o 25%..

Cíle bakalářské práce jsem splnila včetně doplnění o možnost použití dutého hřídele a srovnání jeho předností a nevýhod.

## 10 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] LAUSCHMANN, Hynek. *Mezní stavy I: únava materiálu*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1999. ISBN 80-01-02064-9.
- [2] MICHALEC, Jiří. *Pružnost a pevnost II*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2001. ISBN 8001023753.
- [3] *Únava materiálu* [online]. Brno: Institute of Physics of Materials, 2010 [cit. 2016-06-16]. Dostupné z: <http://www.ipm.cz/group/fracture/vyuka/doc/P10.pdf>
- [4] . PLUHARĚ, Jaroslav. *Fyzikální metalurgie a mezní stavy materiálu*. Praha: STNL Praha/ Alfa Bratislava, 1987, s. 322-333. ISBN 04-411-87.
- [5] . RŮŽIČKA, Milan, Miroslav HANKE a Milan ROST. *Dynamická pevnost a životnost*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1992, s. 11-27. ISBN 80-01-00886-X.
- [6] MORAVEC, Vladimír a Daniel PIŠŤÁČEK. *Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2006, s. 14-16. ISBN 802480980X.
- [7] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 9788073610814.
- [8] DRASTÍK, František. *Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu*. Ostrava: Montanex, 1995. ISBN 8085780224.
- [9] KUGL, Otmar. *Projekt: III. ročník*. Praha: České vysoké učení technické, 1997. ISBN 8001016382.
- [10] *RECHNERISCHER FESTIGKEITSNACHWEIS FÜR MASCHINENBAUTEILE*.  
b.r..

- [11] . MICHALEC, Jiří, František VALENTA, Zdeněk KULIŠ a Ladislav ŠUBRT.  
*Pružnost a pevnost II*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2001, s. 156-160. ISBN 80-01-02375-3.
- [12] Části a mechanismy strojů. JANČÍK, Luděk a Jiří ZÝMA. *Části a mechanismy strojů*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004, s. 112-114. ISBN 80-01-02891-7.



# 11 SEZNAM OBRÁZKŮ

OBRÁZEK 1: NAHRAZENÍ SINUSOVÝM PRŮBĚHEM	OBRÁZEK 2: OBECNÝ PRŮBĚH ZATĚŽOVACÍHO CYKLU.....	13
OBRÁZEK 3: PRŮBĚH MÍJIVÉHO NAPĚTÍ.....		14
OBRÁZEK 4: PRŮBĚH SYMETRICKY STŘÍDAVÉHO NAPĚTÍ.....		14
OBRÁZEK 5: ZNÁZORNĚNÍ TYPŮ CYKlickÉHO ZATÍŽENÍ .....		14
OBRÁZEK 6: W.A.J.ALBERT .....		15
OBRÁZEK 7: J.V.PONCELET .....		15
OBRÁZEK 8: AUGUST WÖHLER.....		15
OBRÁZEK 9: WÖHLEROVA KŘIVKA .....		16
OBRÁZEK 10: HIGHŮV DIAGRAM.....		18
OBRÁZEK 11: ZÁVISLOST PRŮBĚHU MEZNÍ KŘIVKY NA TAŽNOSTI MATERIÁLU .....		18
OBRÁZEK 12: ZJEDNODUŠENÝ HIGHŮV DIAGRAM.....		19
OBRÁZEK 13: SMITHŮV DIAGRAM .....		20
OBRÁZEK 14: URČENÍ FIKTIVNÍHO NAPĚTÍ ZE SMITHOVA DIAGRAMU .....		21
OBRÁZEK 15: WOHLEROVA KŘIVKA PRO KŘEHKÝ MATERIÁL	OBRÁZEK 16: WÖHLEROVA KŘIVKA PRO HOUŽEVNATÝ MATERIÁL.....	21
OBRÁZEK 17: ZÁKLADNÍ DĚLENÍ VRUBŮ .....		24
OBRÁZEK 18: ZNÁZORNĚNÍ KONCENTRACE NAPĚTÍ VE VRUBU .....		25
OBRÁZEK 19: DIAGRAM MEZE ÚNAVY TYČE S VRUBEM/ BEZ VRUBU .....		27
OBRÁZEK 20: VZÁJEMNÉ OVLIVNĚNÍ VRUBU – SCHÉMA	OBRÁZEK 21: ODLEHČUJÍCÍ VRUB.....	27
OBRÁZEK 22: SCHÉMA NÁVRHU PŘEVODOVKY TYPU C [ ZDROJ: ING. ROMAN UHLÍŘ, PH.D. - VÝUKOVÁ PREZENTACE ] .....		28
OBRÁZEK 23: VÝSLEDNÁ SESTAVA NAVRŽENÉ PŘEVODOVKY TYPU C (VYTVOŘENO V PROGRAMU AUTODESK INVENTOR 2017) .....		32
OBRÁZEK 24: ŘEŠENÉ HŘÍDELE (VYTVOŘENO V PROGRAMU AUTODESK INVENTOR 2017) .....		33
OBRÁZEK 25: SCHÉMA SILOVÝCH POMĚRŮ [7].....		34
OBRÁZEK 26: SCHÉMA SILOVÝCH POMĚRŮ ŘETĚZOVÉHO PŘEVODU [7] .....		36
OBRÁZEK 27: MODEL NAVRŽENÉHO PASTORKU (VYTVOŘENO V PROGRAMU AUTODESK INVENTOR 2017).....		37
OBRÁZEK 28: ZJEDNODUŠENÉ SCHÉMA ZATÍŽENÍ PASTORKU .....		38
OBRÁZEK 29: GRAF PRŮBĚHU OHYBOVÉHO MOMENTU (VÝPOČET PROVEDEN POMOCÍ PROGRAMU AUTODESK INVENTOR 2017) .....		38
OBRÁZEK 30: UKÁZKA VÝPOČTU TVAROVÉHO SOUČiniteLE PRO OHYB (WWW.EFATIGUE.COM) .....		40
OBRÁZEK 31: PETERSOŮV GRAF - ZNÁZORNĚNÍ POLOHY BODU PŘÍSLUŠNÉHO DANÉMU SOUČiniteLI (WWW.EFATIGUE.COM).....		40
OBRÁZEK 32: UKÁZKA VÝPOČTU TVAROVÉHO SOUČiniteLE PRO KRUT (WWW.EFATIGUE.COM) .....		41
OBRÁZEK 33: PETERSOŮV GRAF - ZNÁZORNĚNÍ POLOHY BODU PŘÍSLUŠNÉHO DANÉMU SOUČiniteLI (WWW.EFATIGUE.COM).....		41
OBRÁZEK 34: UKÁZKA VÝPOČTU POMOCÍ EXCELU POUŽÍVANÉHO PŘI NÁVRHU PŘEVODOVKY V RÁMCI PŘEDMĚTU KONSTRUKČNÍ CVIČENÍ .....		42
OBRÁZEK 35: UKÁZKA VÝPOČTU POMOCÍ NORMY [8].....		43
OBRÁZEK 36: DIAGRAM PRO ODEČTENÍ SOUČiniteLE VRUBOVÉ CITLIVOSTI [9] .....		46
OBRÁZEK 37: MODEL NAVRŽENÉHO VÝSTUPNÍHO HŘÍDELE (VYTVOŘENO V PROGRAMU AUTODESK INVENTOR 2017).....		49
OBRÁZEK 38: ZJEDNODUŠENÉ SCHÉMA ZATÍŽENÍ VÝSTUPNÍHO HŘÍDELE.....		49
OBRÁZEK 39: GRAF PRŮBĚHU OHYBOVÉHO MOMENTU (VÝPOČET PROVEDEN POMOCÍ PROGRAMU AUTODESK INVENTOR 2017) .....		50

## 12 SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha 1: Výrobní výkres výstupního hřídele (vytvořeno v programu Autodesk Inventor 2017)
- Příloha 2: Výrobní výkres pastorku (vytvořeno v programu Autodesk Inventor 2017)
- Příloha 3: eFatigue – výpočet osazení pastorku (ohyb)
- Příloha 4: eFatigue – výpočet osazení pastorku (krut)
- Příloha 5: eFatigue – výpočet oblého vrubu pastorku (ohyb)
- Příloha 6: eFatigue – výpočet oblého vrubu pastorku (krut)
- Příloha 7: eFatigue – výpočet drážky pro pero pastorku (ohyb)
- Příloha 8: eFatigue – výpočet drážky pro pero pastorku (krut)
- Příloha 9: eFatigue – výpočet zápichu pastorku (ohyb)
- Příloha 10: eFatigue – výpočet zápichu pastorku (krut)
- Příloha 11: eFatigue – výpočet oblého vrubu výstupního hřídele (ohyb)
- Příloha 12: eFatigue – výpočet oblého vrubu výstupního hřídele (krut)
- Příloha 13: eFatigue – výpočet drážky pro pero výstupního hřídele (ohyb)
- Příloha 14: eFatigue – výpočet drážky pro pero výstupního hřídele (krut)
- Příloha 15: eFatigue – výpočet zápichu výstupního hřídele (ohyb)
- Příloha 16: eFatigue – výpočet zápichu výstupního hřídele (krut)
- Příloha 17: eFatigue – výpočet drážky pro pero výstupního hřídele (ohyb)
- Příloha 18: eFatigue – výpočet drážky pro pero výstupního hřídele (krut)
- Příloha 19: eFatigue – výpočet zápichu výstupního hřídele (ohyb)
- Příloha 20: eFatigue – výpočet zápichu výstupního hřídele (krut)
- Příloha 21: eFatigue – výpočet osazení (ohyb)
- Příloha 22: eFatigue – výpočet osazení (krut)
- Příloha 23: Excel – výpočet osazení pastorku
- Příloha 24: Excel – výpočet oblého vrubu pastorku
- Příloha 25: Excel – výpočet drážky pro pero pastorku
- Příloha 26: Excel – výpočet zápichu pastorku
- Příloha 27: Excel – výpočet oblého vrubu výstupního hřídele
- Příloha 28: Excel – výpočet drážky pro pero výstupního hřídele

- Příloha 29: Excel – výpočet zápichu výstupního hřídele
- Příloha 30: Excel – výpočet drážky pro pero výstupního hřídele
- Příloha 31: Excel – výpočet zápichu výstupního hřídele
- Příloha 32: Excel – výpočet osazení výstupního hřídele
- Příloha 33: Diagram pro odečtení tvarového součinitele + ukázka odečtení pro 5.1.1 [2]
- Příloha 34: Excel – výpočet drážkování pastorku (návrh úprav)
- Příloha 35: Excel – výpočet pera výstupního hřídele (návrh úprav)
- Příloha 36: eFatigue - Výpočet oblého vrubu výstupního hřídele (návrh úprav - krut)
- Příloha 37: eFatigue - Výpočet oblého vrubu výstupního hřídele (návrh úprav - ohyb)
- Příloha 38: Výpočet bezpečnosti pastorku pro navržené úpravy
- Příloha 39: Výpočet bezpečnosti výstupního hřídele pro navržené úpravy