

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

---



**Ústav konstruování a částí strojů**

**Modifikace experimentálního testovacího zařízení předepnutých  
ložisek**

**Preloaded Bearing Experimental Device Modification**

Diplomová práce

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

Vedoucí práce: Ing. Jakub Chmelař

**Bc. Lukáš Seyfryd**

## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Modifikace experimentálního testovacího zařízení předepnutých ložisek“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jakuba Chmelaře, s použitím literatury, uvedené na konci této diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze 11. 7. 2016

Lukáš Seyfryd



## Poděkování

V první řadě bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce panu Ing. Jakubovi Chmelařovi za cenné a užitečné rady a také za jeho ochotu a trpělivost, protože to se mnou při tvorbě diplomové práce nebylo v mnoha směrech jednoduché. Mé díky patří mé rodině za podporu při studiu.

## Anotační list

Jméno autora: **Lukáš SEYFRYD**

Název DP: Modifikace experimentálního testovacího zařízení předepnutých ložisek

Anglický název: Preloaded Bearing Experimental Device Modification

Rok: 2016

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Obor studia: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

Ústav: *Ústav konstruování a částí strojů*

Vedoucí DP: *Ing. Jakub Chmelař*

Bibliografické údaje: počet stran 80  
počet obrázků 56  
počet tabulek 11  
počet příloh 4

Klíčová slova: Kuželíková ložiska, předepnutá ložiska, experimentální zařízení, MKP analýza

Keywords: Tapered roller bearings, preloaded bearings, experimental device, FEM analysis

Anotace:

Úkolem diplomové práce je upravit experimentální zařízení předepnutých ložisek podle požadavků na řízení předepínací síly a systému zatěžovacích sil. Práce obsahuje CAD model a výkresovou dokumentaci nových dílů testovacího standu. Zahrnuta je i analýza tuhosti mechanismu pomocí MKP.

**Abstract:**

The task of the thesis is to modify experimental device of preloaded bearings according to requirements on control of preload force and loading forces. The thesis contains the CAD model and drawings of new parts of experimental device. The analysis of stiffness mechanism using FEM is included.



## Obsah

Seznam zkratk a symbolů.....	1
1. Úvod .....	3
2. Ložiska .....	4
2.1 Rozdělení ložisek .....	4
2.1.1 Kluzná ložiska.....	4
2.1.2 Valivá ložiska.....	6
2.2 Kuželíková ložiska .....	7
2.2.1 Návrh kuželíkového ložiska .....	9
2.3 Předepínání ložisek.....	12
2.3.1 Stanovení předpětí .....	13
2.3.2 Nastavení předpětí .....	16
2.4 Tření.....	17
2.4.1 Odhad třecího momentu .....	18
2.4.2 Výpočet třecího momentu.....	18
2.4.3 Moment valivého tření $M_{rr}$ .....	19
2.4.4 Moment smykového tření $M_{sl}$ .....	20
2.4.5 Třecí moment těsnění $M_{seal}$ .....	20
2.4.6 Odpor brodění při mazání olejovou lázní $M_{drag}$ .....	21
2.4.7 Další vlivy na velikost třecího momentu v ložisku .....	22
2.4.8 Rozběhový moment.....	24
2.4.9 Výkonová ztráta a teplota ložiska .....	24
3. Popis aktuálního stavu standu .....	25
4. Požadavky na konstrukční úpravu standu .....	28
4.1 Hlavní požadavky na úpravu .....	28

5. Varianta úpravy s talířovou pružinou .....	29
5.1 Silový rozbor.....	31
5.2 Návrh ložisek.....	32
5.3 Závěry návrhu s talířovou pružinou .....	35
6. Návrh modifikace testovacího zařízení .....	37
6.1 Popis funkce předepínání a zatěžování soustavy .....	38
6.2 Popis konstrukčních uzlů.....	39
6.2.1 Uložení ložisek do kluzných pouzder.....	40
6.2.2 Kluzný lak .....	40
6.2.3 Vnášení axiální síly - příhradová konstrukce .....	41
6.2.4 Tvarové kolo .....	42
6.2.5 Vtok provozní kapaliny .....	43
6.2.6 Labyrintová těsnění .....	43
6.3 Silový rozbor tvarového kola .....	44
6.4 Trvanlivost ložisek tvarového kola.....	46
6.5 Silový rozbor hřídele.....	47
7. MKP analýza tuhosti standu .....	50
7.1 Výpočtový model.....	51
7.1.1 Hřídel.....	52
7.1.2 Model kuželíkových ložisek .....	53
7.1.3 Distanční trubka.....	53
7.1.4 Kluzné pouzdro 1.....	53
7.1.5 Kluzné pouzdro 2.....	54
7.1.6 Deformační snímač axiální síly.....	54
7.2 Vazby a počáteční podmínky výpočtového modelu.....	55
7.3 Simulace axiálního pohybu soustavy .....	56
7.4 Modální analýza .....	58

7.4.1 Volné netlumené kmitání s n stupni volnosti.....	58
7.4.2 Modální analýza hřídele .....	59
8. Kontrolní výpočty .....	61
8.1 Namáhání hřídele .....	61
8.2 Šrouby příčky příhrady .....	62
8.3 Šrouby podstavy příhradové konstrukce .....	66
8.4 Kontrola svorníků .....	69
8.5 Kontrola svarů příčky.....	70
8.6 Svary stojny příhrady.....	71
8.7 Doporučení.....	72
9. Závěr .....	73
Seznam použité literatury .....	74
Seznam příloh .....	75
Seznam obrázků.....	76
Seznam tabulek.....	78





## Seznam zkratek a symbolů

Zkratka	Jednotky	Popis
$a_1$	[-]	součinitel spolehlivosti
$B$	[mm]	šířka vnitřního kroužku
$c$	[N · mm <sup>-1</sup> ]	tuhost ložiska
$C$	[kN]	dynamická únosnost
$d_2$	[mm]	střední průměr závitu
$d_3$	[mm]	malý průměr závitu
$d_m$	[mm]	střední průměr ložiska
$d_s$	[mm]	průměr těsnící plochy
$E$	[N · mm <sup>-2</sup> ]	Youngův modul pružnosti v tahu
$f$	[-]	součinitel tření
$f_M$	[-]	součinitel tření matice
$F_a$	[N]	axiální síla
$F_o$	[N]	osová síla
$F_p$	[N]	předepínací síla
$F_r$	[N]	radiální síla
$F_{rm}$	[kN]	minimální radiální zatížení
$i$	[-]	počet chodů závitu
$K_a$	[N]	vnější axiální síla
$k$	[N · mm <sup>-1</sup> ]	tuhost
$L_h$	[hod]	trvanlivost
$M$	[N · mm]	třecí moment
$M_{drag}$	[N · mm]	třecí moment způsobený odporem brodění, hnětením a odstřikováním
$M_o$	[N · mm]	ohybový moment
$M_M$	[N · mm]	utahovací moment matice
$M_{rr}$	[N · mm]	moment valivého tření
$M_{seal}$	[N · mm]	třecí moment těsnění
$M_{sl}$	[N · mm]	moment smykového tření
$M_{start}$	[N · mm]	rozběhový moment



Zkratka	Jednotky	Popis
$M_{TM}$	$[N \cdot mm]$	moment tření pod maticí
$M_z$	$[N \cdot mm]$	moment dřívku šroubu
$n$	$[min^{-1}]$	počet otáček za minutu
$N_R$	$[W]$	výkonová ztráta
$p$	$[-]$	exponent rovnice trvanlivosti
$P$	$[N]$	ekvivalentní dynamické zatížení
$Q_0$	$[N]$	předpětí šroubu
$R$	$[N]$	reakce
$S_3$	$[mm^2]$	průřez šroubu na $d_3$
$T$	$[K]$	teplota
$W_S$	$[-]$	součinitel chlazení
$W_k$	$[mm^3]$	model krutu
$\beta_n$	$[^\circ]$	poloviční úhel závitů v normálním řezu
$\mu$	$[-]$	konstantní součinitel tření
$\mu_{sl}$	$[-]$	součinitel smykového tření
$\nu$	$[N \cdot s \cdot m^{-2}]$	kinematická viskozita
$\sigma_{kt}$	$[N \cdot mm^{-2}]$	mez kluzu
$\sigma_o$	$[N \cdot mm^{-2}]$	ohybové napětí
$\sigma_t$	$[N \cdot mm^{-2}]$	tahové napětí
$\tau$	$[N \cdot mm^{-2}]$	napětí v krutu

## 1. Úvod

Ložiska mají ve strojírenství nezastupitelnou funkci. V tak masivním využití, především ložisek s valivými elementy, vyvstává požadavek na jejich co největší trvanlivost a únosnost. Jedním ze způsobů zvýšení jejich trvanlivosti je jejich předepnutí. Pro stanovení optimálního předpětí je třeba vytvořit zařízení, na kterém by se daná problematika experimentálně testovala.

V rámci diplomové práce bude provedena úprava stávajícího testovacího standu kuželkových ložisek. Práce bude klást důraz na problematiku předepínání ložisek s hlavním zaměřením na kuželková ložiska. Úprava testovacího standu bude především provedena na systému vnášení zatížení ložisek hřídele. Dále by měla proběhnout revize adaptivního předepínání ložisek. V úpravě bude brán zřetel na umístění měřicí aparatury, bez které by nebylo možné sledovat provozní stavy ložisek.

V návrhu se počítá s tvorbou CAD modelu nově navržené kompozice testovacího standu včetně výkresové dokumentace nových dílů. V práci proběhne kontrola tuhosti struktury především s důrazem na kinematiku mechanismu předepínání ložisek.

## 2. Ložiska

Ložiska jsou základní strojní součásti, které umožňují částím strojů vykonávat vzájemný rotační a posuvný pohyb. Ložiska snižují tření a opotřebení stykových součástí vzniklé jejich vzájemným pohybem. Jejich pomocí se vymezuje poloha pohybujících se součástí. Ložiska dokáží přenést zatížení, jehož velikost a směr je důležitým aspektem pro jejich výběr a návrh. To má pak především vliv na jejich životnost.

### 2.1 Rozdělení ložisek

Ložiska lze rozdělit na dvě základní skupiny – na ložiska valivá a kluzná. Dále každou skupinu lze rozdělit podle směru zatížení na radiální, axiální a radiálně-axiální. Radiální zatížení je kolmé na osu ložiska. Axiální zatížení je rovnoběžné s osou ložiska. Při návrhu ložiska se musí brát zřetel na směr zatížení, protože například radiální válečkové ložisko nepřenáší axiální síly. Naproti tomu například kuželíková nebo kuličková ložiska s kosoúhlým stykem jsou schopna přenášet smíšená zatížení. Pro vysoká smíšená zatížení se použijí axiálně-radiální ložiska, která se například využívají pro uložení vícevřetenových hlav v obráběcích centrech.

#### 2.1.1 Kluzná ložiska

Mezi hřídelí a pouzdrem ložiska uloženém v rámu stroje je médium (mazivo), ve kterém se odehrává tření. Tato ložiska tlumí rázy, protože jsou povrchy odděleny vrstvou maziva, které je účinkem rázu nejprve vytlačováno z prostoru mezi kluznými plochami. Kluzná ložiska jsou nenáročná na zástavbový prostor. Lze je pak rozdělit na hydrodynamicky a hydrostaticky mazaná.

### a) Hydrodynamická ložiska

Vlivem pohybu hřídele se mezi kluznými plochami vytvoří hydrodynamický tlak, a tím pádem nosný film maziva. Hydrodynamická síla maziva je tím větší, čím je vyšší kluzná rychlost. Používají se především pro vysoké obvodové rychlosti. Výhodou těchto ložisek je jejich nízká pořizovací cena, nenáročná údržba. Nevýhodou je jejich omezená únosnost při rozběhu, neboť v klidovém stavu dochází ke kontaktu součástí a tudíž k vysokému tření, které pak snižuje životnost ložiska.



Obr. 2.1: Hydrodynamické kluzné ložisko [1]

### b) Hydrostatická ložiska

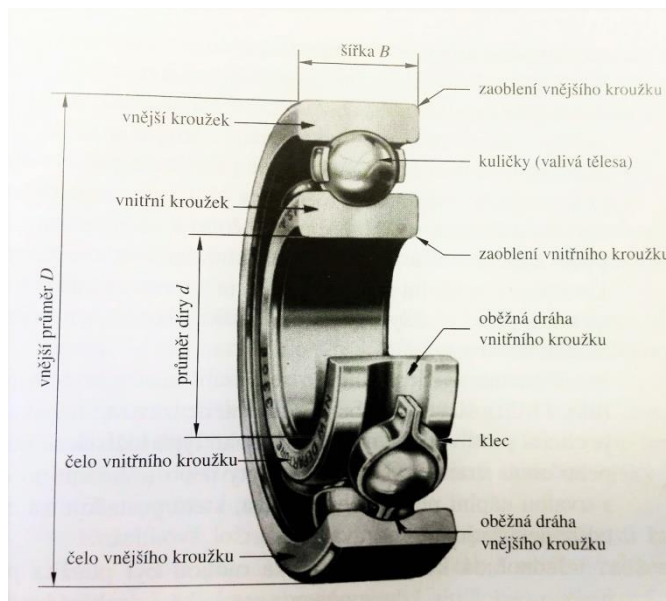
Při malé obvodové rychlosti hřídele nevzniká dostatečně velký hydrodynamický tlak, který by udržel při daném zatížení dostatečně velkou tloušťku maziva mezi kluznými plochami. Proto pro malé relativní rychlosti kluzných ploch se přivádí mazivo pod tlakem pomocí čerpadla, které je zdrojem hydrostatického tlaku. Mezi výhody hydrostatického ložiska patří jeho vysoká tuhost a únosnost, vysoká životnost součástí (součásti nepřijdou do kontaktu, neboť je mezi nimi permanentně film maziva). Mezi nevýhody těchto ložisek patří jejich složitější konstrukce, vyššími nároky na údržbu a vysokou cenou.



Obr. 2.2: Hydrostatické kluzné ložisko [2]

## 2.1.2 Valivá ložiska

Valivá ložiska je označení pro strojní součásti, které přenášejí zatížení a realizují vzájemný pohyb pomocí valivých elementů. Tato ložiska se skládají z vnitřního a vnějšího kroužku, valivého elementu (umístěného mezi vnitřním a vnějším kroužkem ložiska) a klece, která udržuje valivé elementy na vymezených pozicích, tj. zabraňuje vzájemnému dotyku a zajišťuje vedení valivých elementů. Valivé ložisko je podrobněji popsáno na obr. 2.3.



Obr. 2.3: Části kuličkového ložiska [3]

Výhody valivých ložisek:

- Snesou zatížení i za klidu
- Malé třecí ztráty
- Jsou normalizovaná - snadná výměna a údržba
- Malá spotřeba maziva

Nevýhody valivých ložisek:

- Špatně snáší rázy - neumí utlumit vibrace
- S velikostí rapidně roste jejich cena - náročná výroba
- Jsou hlučná - především ve vyšších otáčkách (hluk je znakem opotřebení ložiska)
- Životnost závisí na přesné montáži, mazání a prostření ložiska

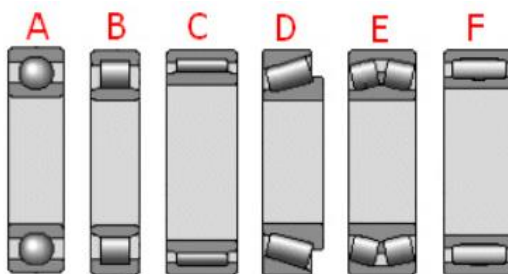
Valivá ložiska lze dělit podle několika hledisek.

a) Podle směru zatížení:

- Radiální
- Axiální
- Axiálně-radiální

b) Podle tvaru valivých elementů:

- Kuličková - valivými elementy jsou kuličky. Radiální ložisko snese i axiální zatížení.
- Válečková - valivými elementy jsou válečky. Radiální ložisko nepřenáší axiální zatížení. Dokáže přenést mnohem větší radiální síly než kuličkové ložisko.
- Jehlová - valivými elementy jsou válečky, jejichž průměr je mnohem menší než jejich délka. Jsou alternativou k válečkovým ložiskům, které nemohou být použity z důvodu omezení zástavbového prostoru.
- Kuželíková - valivými elementy jsou kuželíky. Přenáší smíšená zatížení. Jsou montována v páru.
- Soudečková - valivými elementy jsou soudečky. Jsou schopny vyrovnat i určitá naklonění hřídele.
- Toroidní - dokáže přenést smíšená zatížení. Radiální ložisko dokáže vyrovnat naklonění i axiální posuv hřídele.



Obr. 2.4: Ložisko: A) kuličkové, B) válečkové, C) jehlové, D) kuželíkové, E) soudečkové, F) toroidní [4]

Toto je pouze základní rozdělení. Ložiska lze také dělit podle toho, jaký je styk mezi valivým elementem a ložiskovým kroužkem, tj. na ložiska s bodovým nebo čárovým stykem. Dále existují nejrůznější provedení ložisek - ložiska jednořadá či víceřadá, naklápěcí i s kosoúhlým stykem.

## 2.2 Kuželíková ložiska

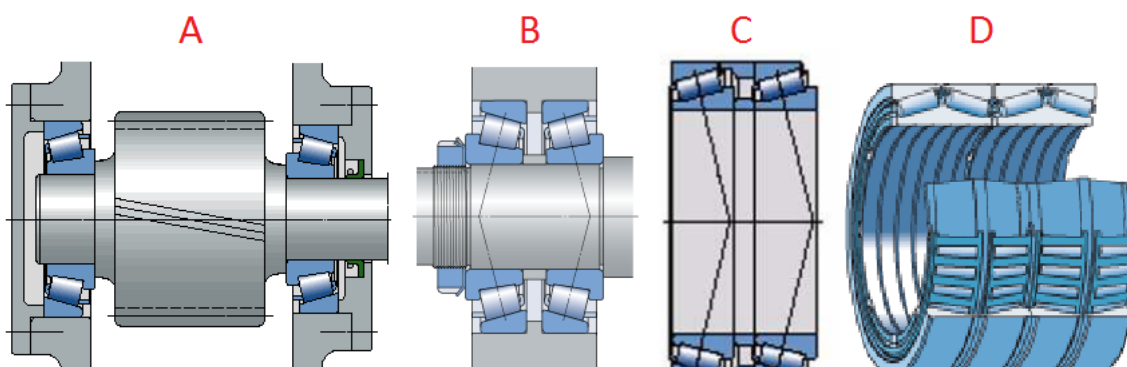
Na testovacím standu budou použita kuželíková ložiska, protože je lze axiálním posuvem předepnout. Proto v následujícím textu bude podrobněji probrána jejich problematika. V kapitolách 2.2 až 2.4 jsou informace čerpány z [5].

Kuželíková ložiska přenáší radiální i axiální síly, či jejich kombinaci. Základní části jsou vnitřní a vnější kroužek, kuželíky a klec. Ložisko je rozebíratelné - vnější kroužek ložiska je odnímatelný.



Kuželíková ložiska mají kuželové oběžné dráhy na vnitřních a vnějších kroužcích, mezi nimiž jsou umístěny kuželíky. Tato ložiska jsou tedy obzvláště vhodná pro přenášení kombinovaných zatížení, tzn. současně působících radiálních a axiálních zatížení. Prodloužené povrsky oběžných drah se protínají v jediném bodě na ose ložiska pro zajištění správného odvalování a nízkého tření. Axiální únosnost kuželíkových ložisek se zvyšuje s rostoucím úhlem styku  $\alpha$ . Velikost úhlu se vztahuje k výpočtovému součiniteli  $e$ .

Tato ložiska se montují ve dvojici vždy proti sobě. Uspořádání, kdy jsou čela ložiska k sobě, se říká „do X“. Uspořádání, kdy jsou čela ložiska k sobě zády, se říká „do O“. Dále se kuželíková ložiska mohou montovat do tandemu. Tato ložiska mohou také být jedno i víceřadá. Uspořádání ložisek je zobrazeno na obr. 2.5.



Obr. 2.5: A) uspořádání do „X“, B) uspořádání do „O“, C) uspořádání do tandemu,

D) čtyřřadá ložisko [5]

Při nastavování jednoho kuželíkového ložiska je nutné ložiskem otáčet, aby kuželíky zaujaly správnou polohu, tzn. čelo o větším průměru se musí dotýkat vodící příruby. Standardní kuželíková ložiska se běžně vyznačují poměrně vysokým třecím momentem v průběhu prvních několika hodin po uvedení do provozu. Třecí moment klesne až po zaběhnutí ložiska. V průběhu záběhu teplota ložiska rychle vzrůstá, protože počáteční tření je vysoké a ustálí se na nižší hodnotě až po zaběhnutí ložiska.

Schopnost běžných jednořadých kuželíkových ložisek vyrovnávat nesouosost naklopením vnějšího kroužku vůči vnitřnímu je omezena na 2 až 4 úhlové minuty u ložisek SKF. Tyto hodnoty platí za předpokladu, že se poloha os hřídele a tělesa nemění.



Na všechna ložiska s bodovým nebo čarovým stykem musí působit určité minimální zatížení, aby byl zajištěn jejich uspokojivý provoz. To platí i pro kuželíková ložiska, především v případě, kdy mají pracovat při vysokých otáčkách, s vysokým zrychlením anebo při náhlých změnách směru působícího zatížení. Za takových podmínek mohou mít setrvačné síly kuželíků a klecí, jakož i tření v mazivu negativní vliv na podmínky odvalování a způsobit poškození valivých těses a oběžných drah prokluzováním.

Požadované minimální radiální zatížení pro standardní kuželíkové ložisko SKF může být odhadnuto ze vztahu (1).

$$F_{rm} = 0,02 \cdot C \quad (1)$$

Kde

$F_{rm} [kN]$  je minimální radiální zatížení

$C [kN]$  je dynamická únosnost ložiska

Při rozeběhu za nízkých teplot nebo při použití maziva s vysokou viskozitou může být zapotřebí ještě vyšší minimální zatížení. Tíha součástí s vnějšími silami je často větší než minimální zatížení ložiska. Pokud tomu tak není, pak na jednořadé kuželíkové ložisko musí působit přídavné radiální zatížení, jehož lze dosáhnout předpětím ložiska. [5]

### 2.2.1 Návrh kuželíkového ložiska

Velikost a typ ložiska se navrhuje pomocí trvanlivosti ložiska. Základní trvanlivost ložiska  $L_{10}$  je spolehlivost, že 90% ložisek přesáhne milion otáček bez známek poškození. Základní trvanlivost ložiska se podle ISO 281:1990 vypočte podle vztahu (2).

$$L_{10h} = \left( \frac{C}{P} \right)^p \quad (2)$$

Pokud jsou otáčky konstantní, pak je vhodnější vypočítat trvanlivost v provozních hodinách.

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (3)$$

Kde

$P[N]$  je ekvivalentní dynamické zatížení ložiska

$p[-]$  je exponent rovnice trvanlivosti. Pro ložiska s bodovým stykem  $p = 3$ .  
Pro ložiska s čarovým stykem  $p = \frac{10}{3}$

$n[ot \cdot min^{-1}]$  je počet otáček za minutu

Konkrétní výrobci tento výpočetní vztah trvanlivosti modifikují. Proto je třeba pro výpočet trvanlivosti konkrétního ložiska se podívat do katalogu výrobce.

Pro výpočet trvanlivosti ložiska je třeba stanovit ekvivalentní zatížení  $P$ .

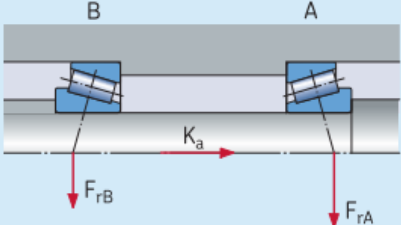
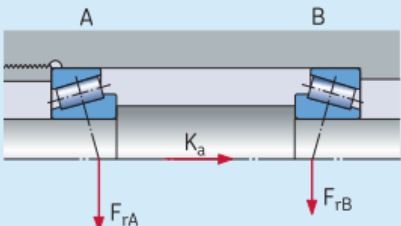
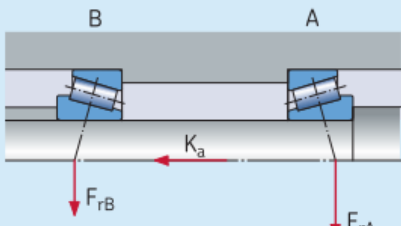
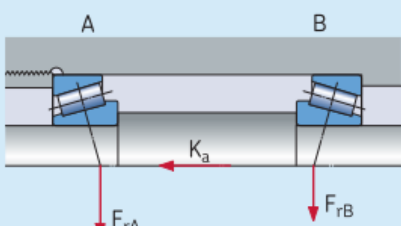
$$P = F_r \quad \text{pro } \frac{F_a}{F_r} \leq e \quad (4)$$

$$P = 0,4 \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad \text{pro } \frac{F_a}{F_r} > e \quad (5)$$

Kde součinitelé  $Y[-]$ ,  $e[-]$  jsou katalogové hodnoty konkrétního ložiska.

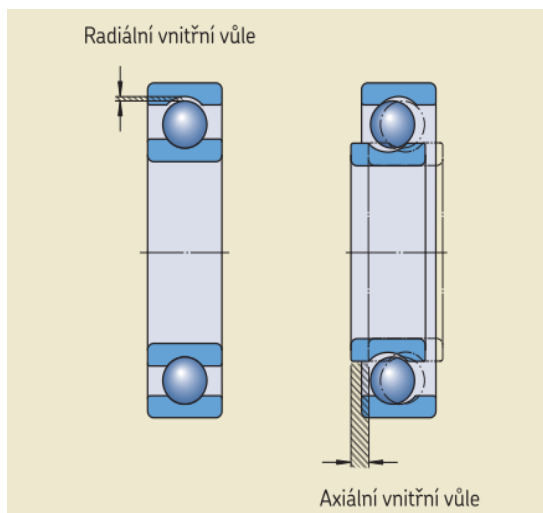
Pokud na kuželíkové ložisko působí radiální zatížení, pak je toto zatížení přenášeno z jedné oběžné dráhy na druhou pod určitým úhlem vzhledem k ose ložiska a vyvolává v ložisku axiální sílu. S touto silou je třeba počítat při výpočtu ekvivalentního dynamického zatížení dvou jednotlivých ložisek anebo dvojic montovaných do tandemu.

Potřebné vztahy pro různé druhy uložení a různé případy zatížení jsou popsány na obr. 2.6. Tyto vztahy platí pro ložiska, která jsou nastavena vzájemně tak, že vůle je prakticky nulová, avšak ložiska jsou bez předpětí. V uvedených uloženích působí na ložisko A radiální zatížení  $F_{rA}$  a na ložisko B radiální zatížení  $F_{rB}$ . Obě zatížení  $F_{rA}$  a  $F_{rB}$  jsou považována za kladná, i když působí v opačném směru, než je zakresleno na obrázcích. Radiální zatížení má působíště ve středech zatížení ložisek. Kromě toho působí na vřidel vnější axiální síla  $K_A$ . Případy 1c a 2c platí rovněž pro  $K_A = 0$ .

Uložení	Zatěžovací případ	Axiální síly	
Zády k sobě (do "0") 	1a) $\frac{F_{rA}}{Y_A} \geq \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0$	$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$	$F_{aB} = F_{aA} + K_a$
	1b) $\frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0,5 \left( \frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right)$	$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$	$F_{aB} = F_{aA} + K_a$
Čely k sobě (do "X") 	1c) $\frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a < 0,5 \left( \frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right)$	$F_{aA} = F_{aB} - K_a$	$F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$
	2a) $\frac{F_{rA}}{Y_A} \leq \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0$	$F_{aA} = F_{aB} + K_a$	$F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$
Zády k sobě (do "0") 	2b) $\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0,5 \left( \frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$	$F_{aA} = F_{aB} + K_a$	$F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$
	2c) $\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a < 0,5 \left( \frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$	$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$	$F_{aB} = F_{aA} - K_a$
Čely k sobě (do "X") 	2a) $\frac{F_{rA}}{Y_A} \leq \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0$	$F_{aA} = F_{aB} + K_a$	$F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$
	2b) $\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a < 0,5 \left( \frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$	$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$	$F_{aB} = F_{aA} - K_a$

Obr. 2.6: Axiální zatížení působící na uložení se dvěma jednořádkovými kuželíkovými ložisky [5]

## 2.3 Předepínání ložisek

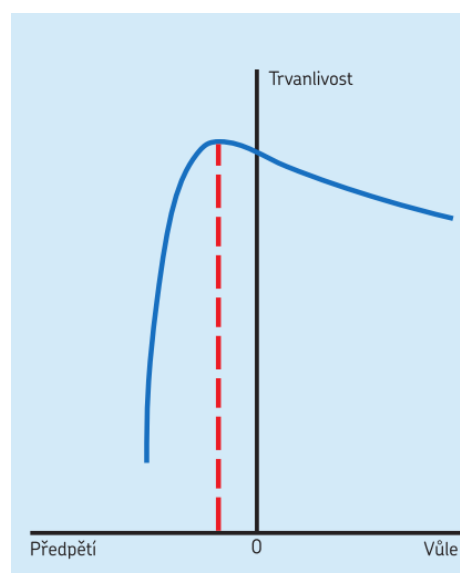


Obr. 2.7: Ložiskové vůle [5]

Vnitřní vůle ložiska je vzdálenost, o kterou lze posunout vůči sobě vnitřní a vnější kroužek v radiálním nebo v axiálním směru. Je třeba dát pozor na rozdíl ve vůlích u nenamontovaného a namontovaného ložiska. Provozní vůle se rozumí vnitřní ložisková vůle namontovaného ložiska, které dosáhlo provozní teploty. Vnitřní vůle před montáží je zpravidla větší než po montáži, neboť vlivem nalisování a rozdílného teplotního roztažení obou kroužků se vnitřní vůle mění.

Radiální vůle v ložisku má velký vliv na trvanlivost ložiska. Například kuličková ložiska by měla mít nulovou vnitřní vůli nebo malý přesah. Naopak válečková, soudečková a toroidní ložiska mají kladnou provozní vůli. Vnitřní vůle ložiska je označována jako „normální“ a její hodnota je uváděna v katalozích výrobce. Tato vůle by se měla po montáži zkontrolovat. Pro ložiska s kosoúhlým stykem a kuželíková ložiska je uváděna axiální vnitřní vůle, která je pro ložiska této konstrukce důležitější. Závislost ložiskové vůle na trvanlivosti je zobrazena na obr. 2.8.

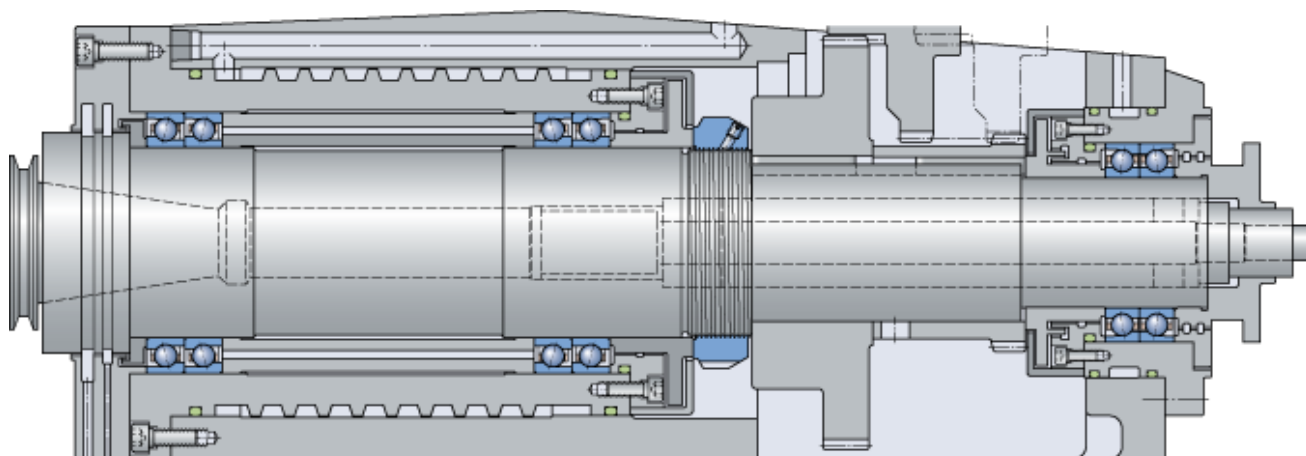
Pro jednotlivé aplikace je třeba dosáhnout ložiskové vůle (kladná vůle) nebo přesahu (záporná vůle). Většinou je však provozní vůle ložiska kladná, ale pro některá využití jako jsou vřetena obráběcích strojů, pastorků automobilových rozvodovek, malých elektromotorů je třeba zajistit zápornou provozní vůli. Předepnutí pomocí pružin je výhodné pro případy, kdy ložisko pracuje bez zatížení nebo při malém zatížení ve vysokých otáčkách.



Obr. 2.8: Závislost vůle na trvanlivosti [5]



Pro tyto případy předpětí ložiska představuje zatížení ložiska, a tím brání poškozením ložiska smýkáním valivých těles po oběžných drahách.



Obr. 2.9: Aplikace předepnutí ložisek - vřeteno obráběcího stroje [5]

Hlavní důvody předepínání ložisek:

- Zvýšení tuhosti
- Zvýšení přesnosti uložení
- Snížení hlučnosti
- Kompenzace opotřebení uložení

Montovaná ložiska do „O“ zachycují větší klopné momenty než ložiska montovaná do „X“. Radiální síly v ložisku způsobené momentem, způsobí menší deformace než u montáže do „X“. Jestliže se díky zvýšení teploty během provozu hřídel roztáhne více než ostatní členy uložení hřídele, pak u ložisek montovaných do „X“ se předpětí zvýší, a naopak u ložisek montovaných do „O“ se předpětí zmenšuje.

### 2.3.1 Stanovení předpětí

Předpětí se vypočte tak, aby se dosáhlo nejlepší kombinace trvanlivosti, tuhosti a provozní spolehlivosti. Poté se vypočte předpětí, které je třeba nastavit při montáži. Při montáži by ložiska měla mít teplotu okolí a nemělo by na ně působit provozní zatížení. Konkrétní předpětí příslušného ložiska je závislé na provozní teplotě a zatížení ložiska.

Působí-li na ložisko radiální síla, pak axiální síla by měla být tak velká, aby byla využita únosnost ložiska (tzn. polovina obvodu ložiska byla zatížena). Jestliže vnější síla není dostatečně velká, počet valivých těles přenášející zatížení se sníží, a tím klesne únosnost ložiska.

Pro případ uložení dvou stejně velkých kuželíkových ložisek, na která působí vnější radiální zatížení mezi nimi, je nastavena nulová ložisková vůle. Pak se zatížení rovnoměrně rozprostře mezi obě ložiska a je zatížena polovina kuželíků. V ostatních případech (především v případě zatěžování vnější axiální silou) je dobré ložiska předepnout, aby vůle vyrovnala pružnou deformaci ložiska přenášejícího axiální zatížení a dosáhlo se lepšího rozložení zatížení u ložiska axiálně odlehčeného.

Za předpokladu lineárních deformací a konstantní tuhosti ložiska je axiální posunutí kroužku ložiska menší u předepnutého ložiska než u nepředepnutého při stejném vnějším zatížení. Jestliže hřídel uložíme do dvou kuželíkových ložisek různých tuhostí a na hřídel bude působit vnější axiální síla, pak předepínací síla  $F_p$  se stanoví dle rovnice (6).

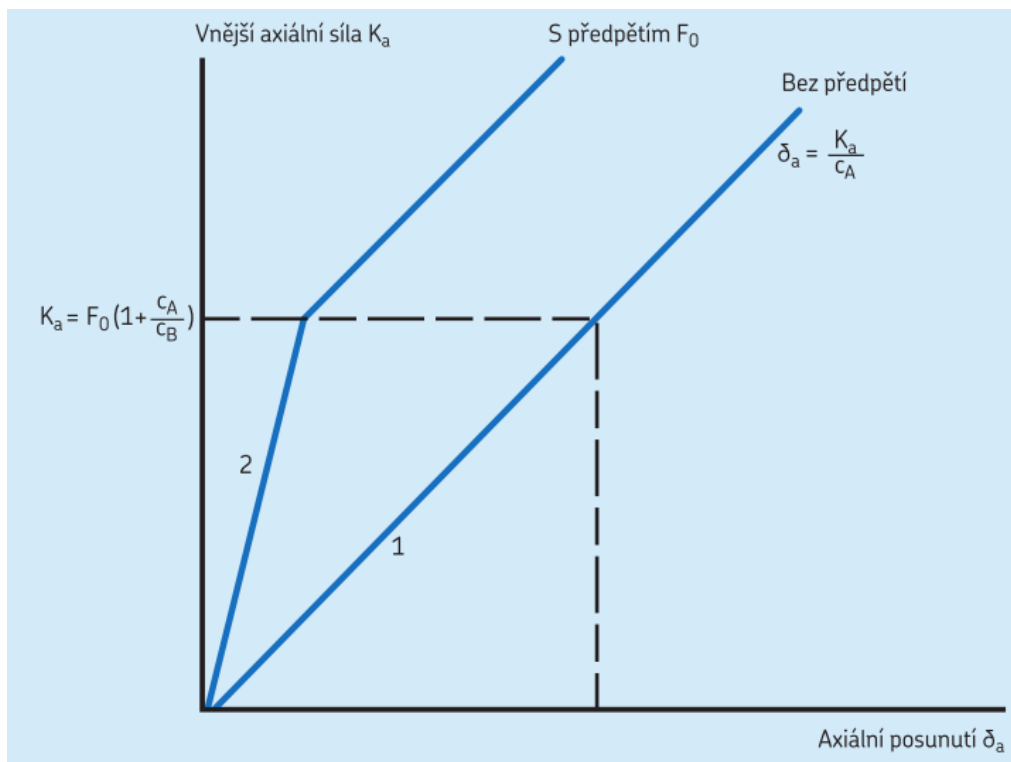
$$F_p = K_a \cdot \frac{c_B}{c_A + c_B} \quad (6)$$

Kde

$K_a [N]$  je vnější axiální síla

$c_A [N \cdot mm^{-1}]$  je tuhost ložiska A

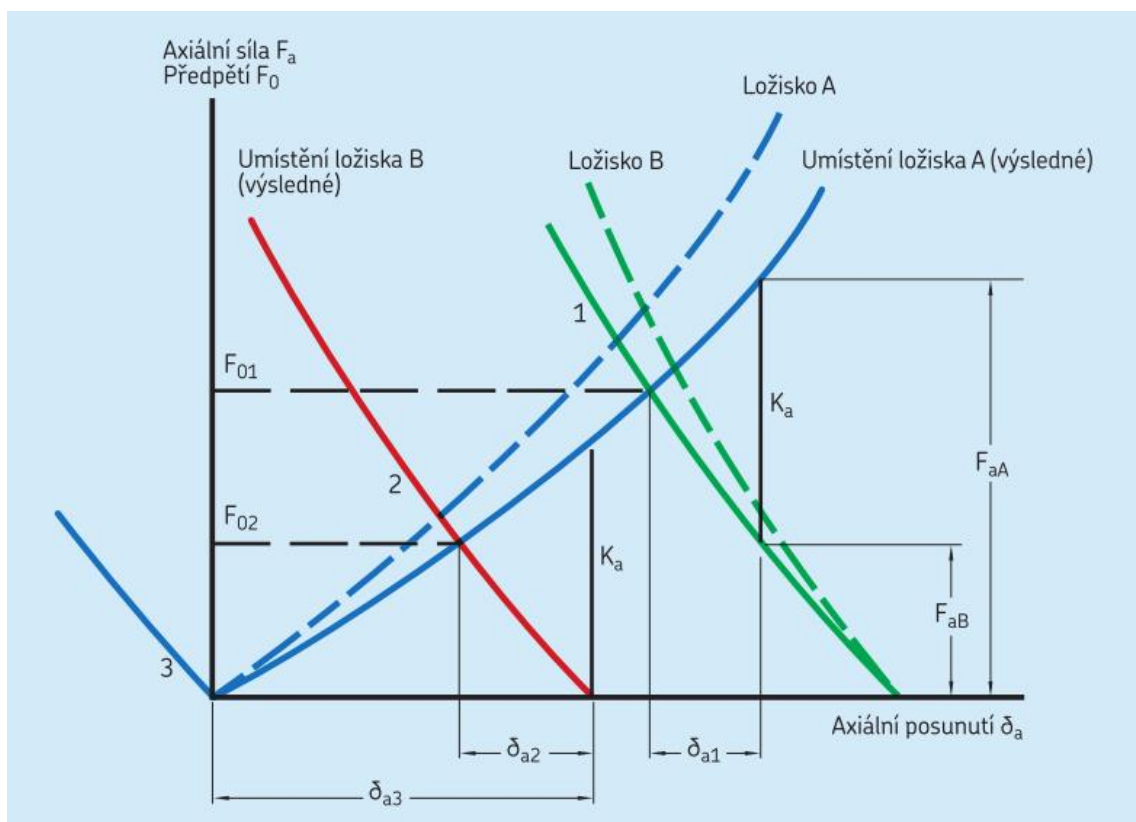
$c_B [N \cdot mm^{-1}]$  je tuhost ložiska B



Obr. 2.10: Závislost axiální síly na axiálním posunutí [5]

Jestliže bude vnější axiální síla větší než předepínací síla ložiska, pak se ložisko začne chovat jako nepředepnuté, jak je zobrazeno na obr. 2.10. To znamená, že jestliže síla  $K_a$  bude působit ve směru ložiska A, pak ložisko B bude odlehčeno a posunutí ložiska bude záviset pouze na velikosti vnější síly  $K_a$  a tuhosti ložiska B.

Na obr. 2.11 je zobrazena závislost axiálního posunutí  $\delta_a$  hřídele (tzn. zahrnutí všech souvisejících součástí) na axiální síle. Křivky 1, 2 a 3 znázorňují tři různá nastavení předpětí, kdy předpětí  $F_{o1} > F_{o2}, F_{o3} = 0$ . Čerchované křivky znázorňují posuv ložiska, kdežto plné křivky znázorňují posunutí ložiska i se souvisejícími díly. Křivka 2 představuje případ, kdy vnější axiální síla  $K_a$  působí pouze na ložisko A (ložisko B je odlehčeno) je rovna předepínací síle. Křivka 3 představuje případ, kdy ložiska nejsou předepjata. Z obr. 2.11 je vidět, že nejmenší posunutí hřídele nastane v případě 1, kde jsou ložiska předepnuta silou  $F_{o1} > K_a$ . Naopak největší posunutí hřídele nastane v případě 3, tj. pokud uložení není předepjaté.



Obr. 2.11: Závislost axiálního posunutí na předepínací síle [5]

### 2.3.2 Nastavení předpětí

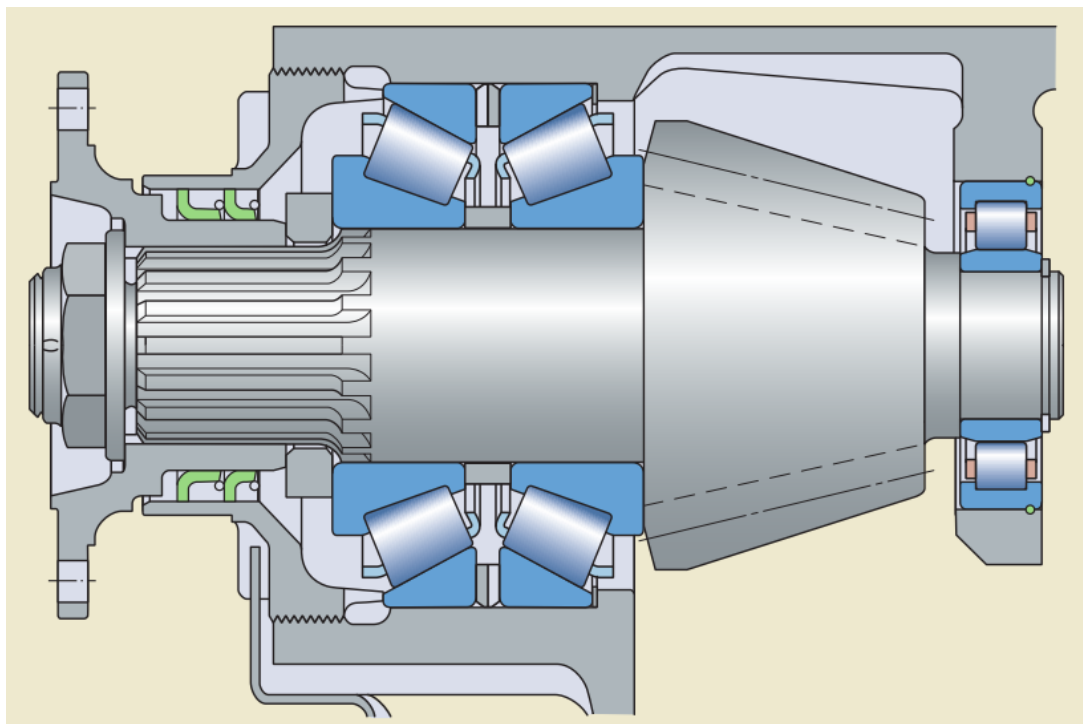
Nastavení předpětí uložení lze provést několika metodami:

- nastavení na základě výsledného umístění
- nastavení na základě třecího momentu
- nastavení na základě měření působící síly

Nastavení předpětí pomocí výsledného umístění se realizuje montáží vyrovnávacích podložek a rozpěrných desek. Touto montáží daných prvků do svých pozic se do uložení vnese předpětí. Příklad této metody je zobrazen na obr. 2.12.

Nastavení předpětí na základě třecího momentu se nejčastěji používá v sériové výrobě. Tato metoda využívá vztah mezi třecím momentem v ložisku a předpětí. Při nastavování předpětí uložení je třecí moment sledován, protože určitá hodnota třecího momentu ložiska odpovídá určitému předpětí. Tato metoda má tu nevýhodu, že se při nastavení předpětí zanáší určitá nepřesnost, protože u jednotlivých ložisek se může třecí moment lišit.





Obr. 2.12: Aplikace metody výsledného umístění [5]

Metoda měření či přímo nastavování předepínací síly se v praxi příliš nepoužívá. V praxi se nejvíce používají nepřímé metody jako je metoda založená na základě výsledného umístění a metoda měření třecího momentu v ložisku.

## 2.4 Tření

V důsledku tření dochází k vývinu tepla v ložisku, což má zásadní vliv na provozní teplotu. Tření závisí na zatížení, typu a velikosti ložiska, provozních otáčkách, vlastnostech maziva a jeho množství.

Celkový valivý odpor v ložisku se skládá z:

1. valivého a smykového tření v místě valivého kontaktu
2. valivého a smykového tření v místě styku mezi valivými tělesy a klecí
3. valivého a smykového tření na vodících plochách pro valivá tělesa nebo klec
4. tření v mazivu
5. smykového tření třecího těsnění (u ložisek s těsněním)



### 2.4.1 Odhad třecího momentu

Hodnotu třecího momentu lze odhadnout pouze za určitých podmínek (zatížení ložiska  $P \approx 0,1 C$ , dobré mazání a normální provozní podmínky). K odhadu lze využít následujícího vztahu:

$$M = 0,5 \cdot \mu \cdot P \cdot d \quad (7)$$

Kde

$M[N \cdot mm]$	je třecí moment ložiska
$\mu[-]$	je konstantní součinitel tření ložiska
$P[N]$	je ekvivalentní dynamické zatížení
$d[mm]$	je průměr díry ložiska

### 2.4.2 Výpočet třecího momentu

Jedním z možných způsobů výpočtu celkového třecího momentu je součet tzv. momentu  $M_0$ , který nezávisí na zatížení, a momentu  $M_1$ , který závisí na zatížení.

$$M = M_0 + M_1 \quad (8)$$

Ve skutečnosti však  $M_0$  zahrnuje přídatné vnější zdroje tření a hydrodynamickou složku valivého tření, která rovněž závisí na zatížení. Přesnější výpočty celkového třecího momentu jsou založeny na rozdělení momentů dle typu tření a nikoli dle závislosti na zatížení. Nové přístupy se zabývají každým jednotlivým kontaktem, k němuž v ložisku dochází, a kromě toho berou v úvahu i tření, které je způsobeno těsněním a jinými vnějšími zdroji. Celkový třecí moment je pak dán vztahem (9):

$$M = M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag} \quad (9)$$

Kde

$M_{rr}[N \cdot mm]$	je moment valivého tření
$M_{sl}[N \cdot mm]$	je moment smykového tření
$M_{seal}[N \cdot mm]$	je třecí moment těsnění
$M_{drag}[N \cdot mm]$	je třecí moment způsobený broděním, hnětením, odstříkáváním



Přibližné referenční hodnoty je možno stanovit za těchto podmínek:

1. mazání plastickým mazivem nebo běžnými způsoby olejového mazání (olejová lázeň, mazání olej-vzduch, mazání vstřikovaným olejem)
2. u párových ložisek je nutné vypočítat třecí moment pro každé ložisko zvlášť a výsledné momenty sečíst (radiální zatížení je rovnoměrně rozděleno mezi obě ložiska, ale axiální zatížení je přenášeno v závislosti na uspořádání ložisek)
3. zatížení  $\geq$  doporučené minimální zatížení
4. velikost a směr zatížení jsou konstantní
5. normální provozní vůle

### 2.4.3 Moment valivého tření $M_{rr}$

Pro výpočet momentu valivého tření  $M_{rr}$  lze použít tohoto vztahu:

$$M_{rr} = G_{rr} \cdot (v \cdot n)^{0,6} \quad (10)$$

Kde

$G_{rr}[-]$  je proměnná závislá na: typu ložiska  
středním průměru ložiska  $d_m=0,5(d + D)$   
radiálním zatížení  $F_r$   
axiálním zatížení  $F_a$

$v[N \cdot s \cdot m^{-2}]$  je kinematická viskozita maziva při provozní teplotě

$n[ot \cdot min^{-1}]$  jsou otáčky za minutu

Pro kuželíková ložiska je proměnná valivého tření definována vztahem (11):

$$G_{rr} = R_1 \cdot d_m^{2,38} \cdot (F_r + R_2 \cdot Y \cdot F_a)^{0,31} \quad (11)$$

kde

$R_1, R_2$  jsou geometrické konstanty pro momenty valivého tření

$d_m$  je střední průměr ložiska

$F_r, F_a$  jsou radiální a axiální zatížení

$Y$  je součinitel axiálního zatížení



#### 2.4.4 Moment smykového tření $M_{sl}$

Pro výpočet momentu smykového tření  $M_{sl}$  lze použít tohoto vztahu (12):

$$M_{sl} = G_{sl} \cdot \mu_{sl} \quad (12)$$

kde

$G_{sl}$  je proměnná závislá na: typu ložiska  
středním průměru ložiska  $d_m$   
radiálním zatížení  $F_r$   
axiálním zatížení  $F_a$

$\mu_{sl}$  je součinitel smykového tření, který je nastaven dle typu mazání

Pro kuželíková ložiska je proměnná smykového tření definována vztahem (13):

$$G_{sl} = S_1 \cdot d_m^{0,82} \cdot (F_r + S_2 \cdot Y \cdot F_a) \quad (13)$$

Kde

$S_1, S_2$  jsou geometrické konstanty pro momenty smykového tření

#### 2.4.5 Třecí moment těsnění $M_{seal}$

U ložiska opatřeného třecím těsněním může docházet k třecím ztrátám, které jsou často i větší než ztráty vzniklé v samotném ložisku, a proto je nutno počítat i s třecím momentem těsnění.

Třecí moment těsnění  $M_{seal}$ , který je vyvolán 2 těsněními, je možné odhadnout pomocí vztahu (14):

$$M_{seal} = K_{S1} \cdot d_s^\beta + K_{S2} \quad (14)$$

Kde

$K_{S1}$  je konstanta, která je závislá na typu ložiska

$K_{S2}$  je konstanta, která je závislá na typu ložiska a těsnění

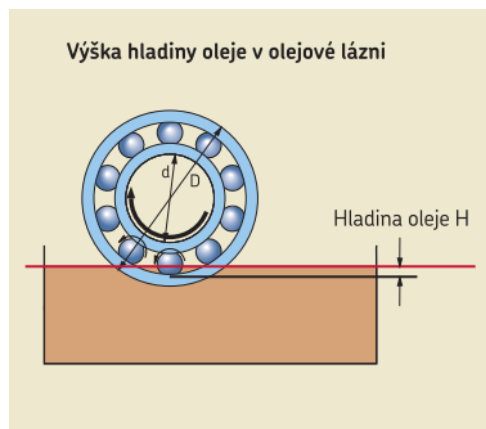
$d_s$  je průměr těsnící plochy

$\beta$  je exponent závislý na typu ložiska a těsnění

U ložisek opatřených pouze jedním těsnění je nutno počítat s  $0,5 \cdot M_{\text{seal}}$  (výjimkou jsou kuličková ložiska s vnějším průměrem  $> 25$  mm, u kterých používáme  $M_{\text{seal}}$  bez ohledu na počet těsnění).

#### 2.4.6 Odpor brodění při mazání olejovou lázní $M_{\text{drag}}$

Odpor brodění představuje nejdůležitější zdroj přídavného tření, a proto je nutné ho zahrnout do výpočtu celkového třecího momentu. Při mazání olejovou lázní je ložisko částečně (výjimečně i zcela) ponořeno a třecí moment ložiska pak může být ovlivněn velikostí a geometrií olejové nádrže a stavem hladiny oleje. Pokud zanedbáme vliv velikosti nádrže a ostatních mechanických dílů, lze odpor proudění přibližně stanovit jako funkci stavu hladiny oleje v nádrži.



Obr. 2.13: Brodění ložiska v oleji [5]

Pro výpočet  $M_{\text{drag}}$  u ložisek s bodovým stykem lze užít vztahu (15):

$$M_{\text{drag}} = V_M \cdot K_{\text{ball}} \cdot d_m^5 \cdot n^2 \quad (15)$$

Pro ložiska s čárovým stykem platí následující úprava (16):

$$M_{\text{drag}} = 10 \cdot V_M \cdot K_{\text{roll}} \cdot B \cdot d_m^4 \cdot n^2 \quad (16)$$

Kde

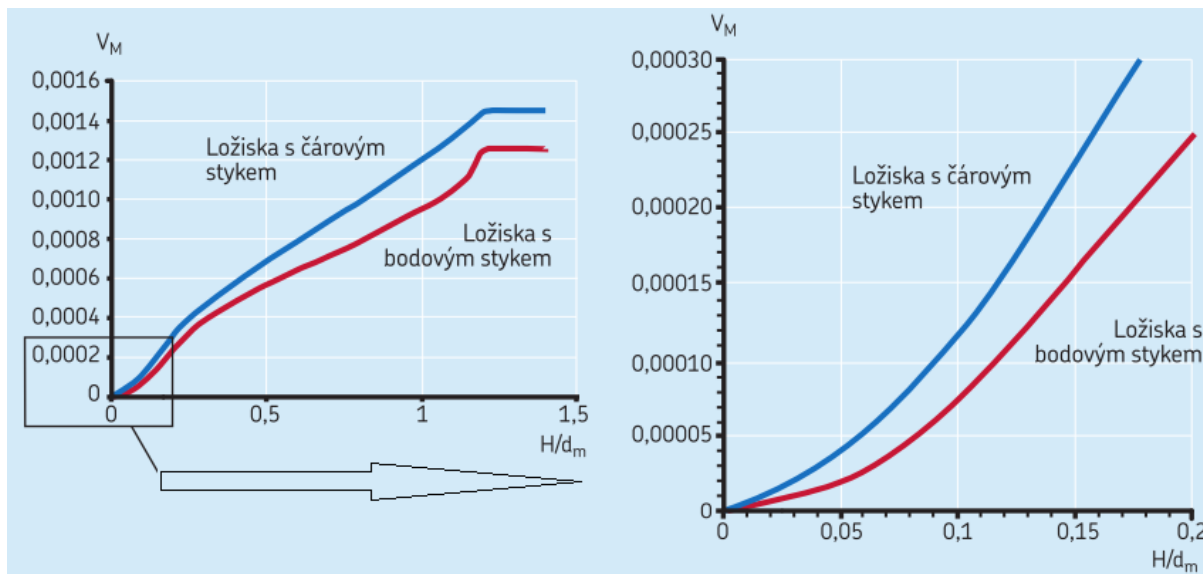
$V_M$  je proměnná jako funkce výšky hladiny oleje

$K_{\text{ball}}$  je konstanta pro ložiska s bodovým stykem

$K_{\text{roll}}$  je konstanta pro ložiska s čárovým stykem

$B$  je šířka vnitřního kroužku ložiska

Hodnoty proměnné  $V_M$  lze vyčíst z následujícího diagramu:



Obr. 2.14: Odpor brodění - proměnná  $V_M$  [5]

U ložisek s mazáním vstříkovaným olejem je možné použít výše uvedených vztahů pro mazání olejovou lázní, kdy hladina oleje sahá do poloviny průměru valivého tělesa, přičemž výslednou hodnotu  $M_{drag}$  je nutné vynásobit dvěma.

#### 2.4.7 Další vlivy na velikost třecího momentu v ložisku

Velikost třecího momentu může být dále ovlivněna:

1. redukcí od vířivého ohřevu
2. vlivem otáček, při nichž nastává následné nezalítí stopy při mazání olej-vzduch, mazání vstříkovaným olejem a mazání plastickým mazivem
3. nízkou hladinou oleje při mazání olejovou lázní
4. smíšeným mazáním v oblasti nízkých otáček a/nebo nízké viskozity

Zahrneme-li tyto přídatné vlivy do výpočtu celkového třecího momentu, dostaneme následující vztah (17):

$$M = \Phi_{ish} \cdot \Phi_{rs} \cdot M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag} \quad (17)$$

Kde

$\Phi_{ish}$  je redukční součinitel vířivého ohřevu

$\Phi_{rs}$  je redukční součinitel následného nezalítí stopy

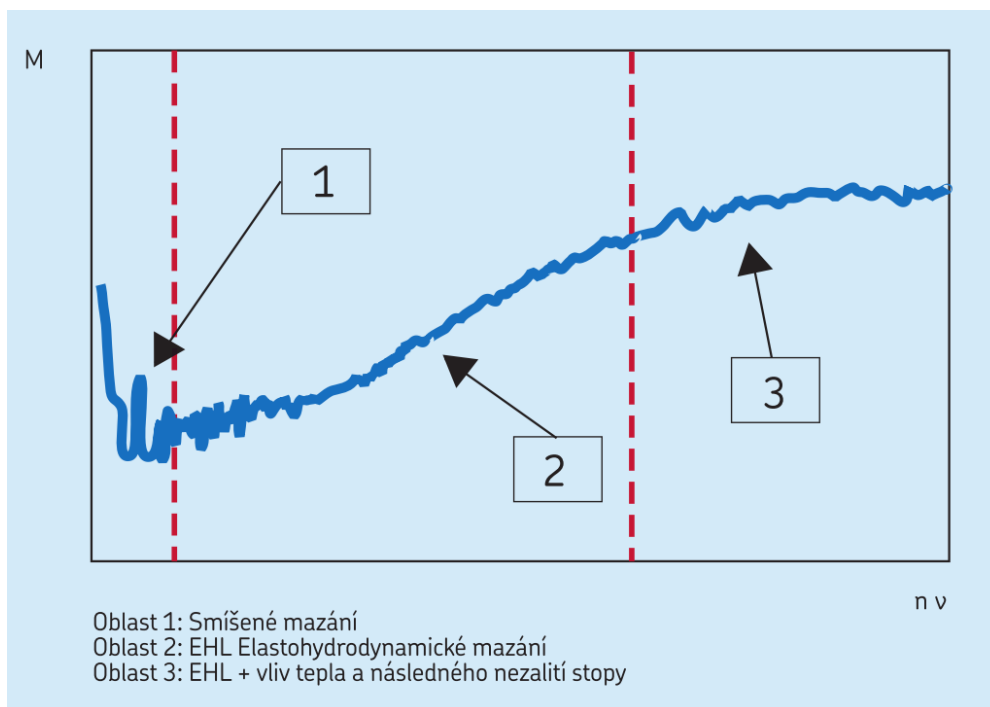
Ne všechno mazivo v ložisku může proniknout mezi stykové plochy, v důsledku toho je část oleje, která se nachází v blízkosti vchodu do stykové plochy, vytlačena a olej začne proudit opačným směrem. Tento zpětný tok oleje vyvolá tření v mazivu a ohřev oleje, což vede k poklesu viskozity maziva, zeslabení tloušťky mazivového filmu a zmenšení složky valivého tření.



Obr. 2.15: Zpětný tok maziva [5]

U některých typů mazání (olej-vzduch, vstřikování oleje, olejová lázeň, plastické mazivo) může být mazivo při opakované převalování oběžných drah vytlačeno. Dochází k tzv. “následnému nezalítí stopy”, kdy vlivem otáček ložiska nebo příliš vysoké viskozity maziva nemá mazivo na okrajích místa styku dostatečný čas, aby se vrátilo na oběžné dráhy. Důsledkem je opět zeslabení tloušťky mazivového filmu a zmenšení složky valivého tření.

Je-li hodnota viskózního poměru  $\lambda$  nízká, pak může dojít ke styku “kov na kov”, díky čemuž dojde ke zvýšenému tření v ložisku. Následující diagram závislost třecího momentu na otáčkách a kinematické viskozitě:



Obr. 2.16: Třecí moment jako funkce otáček a viskozity [5]

V poli 1 je vidět, že při rozběhu se třecí moment snižuje se zvyšujícími se otáčkami. V poli 2 dochází k nárůstu tření se zvyšujícími se otáčkami nebo viskozitou v důsledku rostoucí tloušťky filmu. Následné nezalítí stopy při vysokých otáčkách, které je patrné v poli 3 zastaví růst tření.

Moment tření může být také ovlivněn změnami vůle a nesouososti v ložisku. Vysoká provozní teplota nebo otáčky mohou vést ke zmenšení ložiskové vůle a zvýšení tření. Stejně tak zvyšující se nesouosost může vést ke zvýšení tření.

U ložisek mazaných plastickým mazivem trvá určitou dobu, než dojde k rozprostření maziva v ložisku. Z tohoto důvodu může tření během prvních hodin až dnů provozu nabývat vyšších hodnot, než odpovídá výpočtu. V takové situaci je nutné vynásobit moment valivého tření 2-4. Nicméně po zaběhnutí ložiska je třecí moment srovnatelný s ložisky mazanými olejem.

#### 2.4.8 Rozběhový moment

Rozběhový moment valivého ložiska je třecí moment, který se musí překonat pro uvedení ložiska do pohybu. Za podmínek  $t = 20 - 30^{\circ}\text{C}$  platí vztah (18):

$$M_{start} = M_{sl} + M_{seal} \quad (18)$$

U valivých ložisek s velkým stykovým úhlem může být však rozběhový moment podstatně vyšší (u kuželíkových ložisek až čtyřnásobný).

#### 2.4.9 Výkonová ztráta a teplota ložiska

Ztrátový výkon lze vypočítat dle následujícího vztahu (19):

$$N_R = 1,05 \cdot 10^{-4} \cdot M \cdot n \quad (19)$$

Odhad zvýšení teploty v ložisku  $\Delta T$ , lze provést, pokud je znám součinitel chlazení  $W_s$ , pomocí vztahu (20):

$$\Delta T = \frac{N_R}{W_s} \quad (20)$$





### 3. Popis aktuálního stavu standu

V rámci diplomové práce byl ve školním roce 2005/2006 panem Ing. Jiřím Mackem vytvořen testovací stand, který měl za úkol simulovat záběr kol se šikmým ozubením a především experimentálně zjistit závislost životnosti kuželíkových ložisek na jejich předpětí při daném vnějším zatěžování.

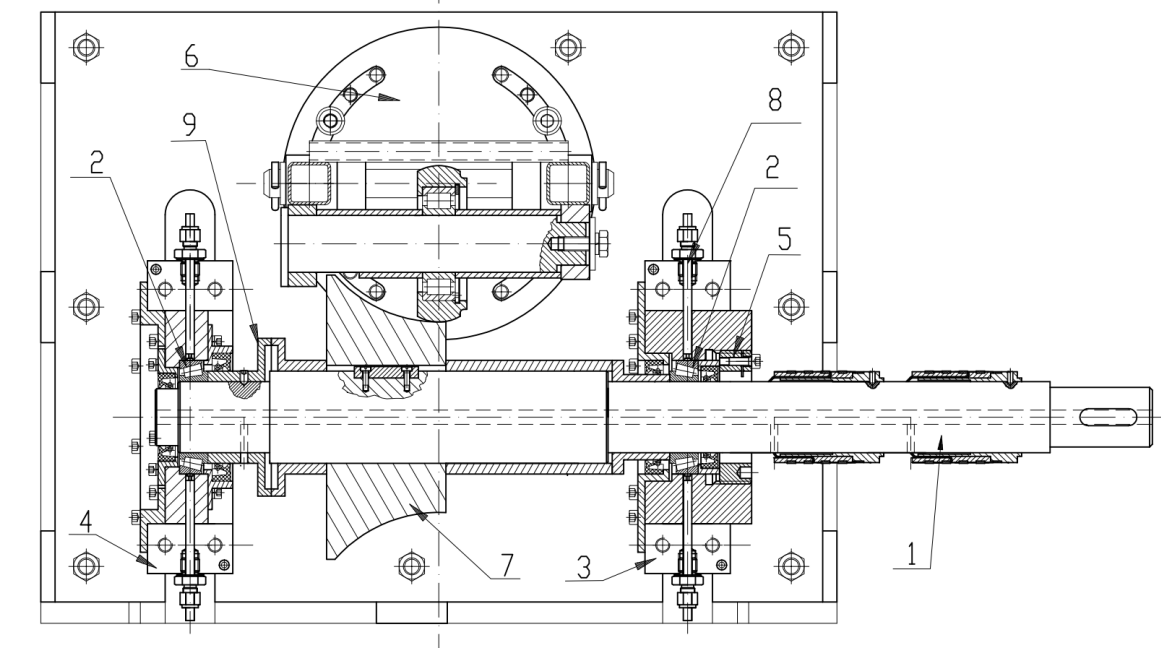


Obr. 3.1: Aktuální stav testovacího standu

Testovací stand, jehož úprava je předmětem diplomové práce, je zobrazen na obr. 3.1, z něž je vidět, že testovací stand se nachází mimo provoz a proto bude pro popis a vysvětlení problematiky čerpáno z diplomových prací [6], [7], [8], které se v minulosti zabývaly danou problematikou.

Testovací stand vytvořený Ing. Mackem je zobrazen na obr. 3.2. Hřídel (poz. 1) poháněný 2,2 kW asynchronním motorem je uložen do kuželíkových ložisek (poz. 2). Ložiska jsou uložena do domků, které jsou na poz. 3, 4. kuželíková ložiska jsou předepínána maticí (poz. 5), která se nachází v domku (poz.3). Do domků jsou vyvrtány otvory, ve kterých se nachází sondy měřící teplotu (poz. 8) vnějších kroužků ložisek. Domky jsou dělené z důvodu lepší montáže. Spodní části domků jsou přišroubovány v základní desce, která je součástí rámu z U-profilů.

Vnější zatížení je vnášeno přes příhradovou konstrukci (poz. 6), která je kladkou spojena s lankem, na kterém je zavěšeno závaží. K příhradové konstrukci je připevněn hřídel, který nese válečkové ložisko s kotoučem. Kotouč se při zatížení příhrady závažím opře o tvarové kolo (poz. 7), které je uloženo na hlavním hřídeli. Tím se vnese do soustavy vnější zatížení, které představuje záběr ozubených kol. Příhradovou konstrukci lze natočit, což umožňuje vnést do soustavy poměr axiální a radiální síly. Toto simuluje záběr kol se šikmými zuby.



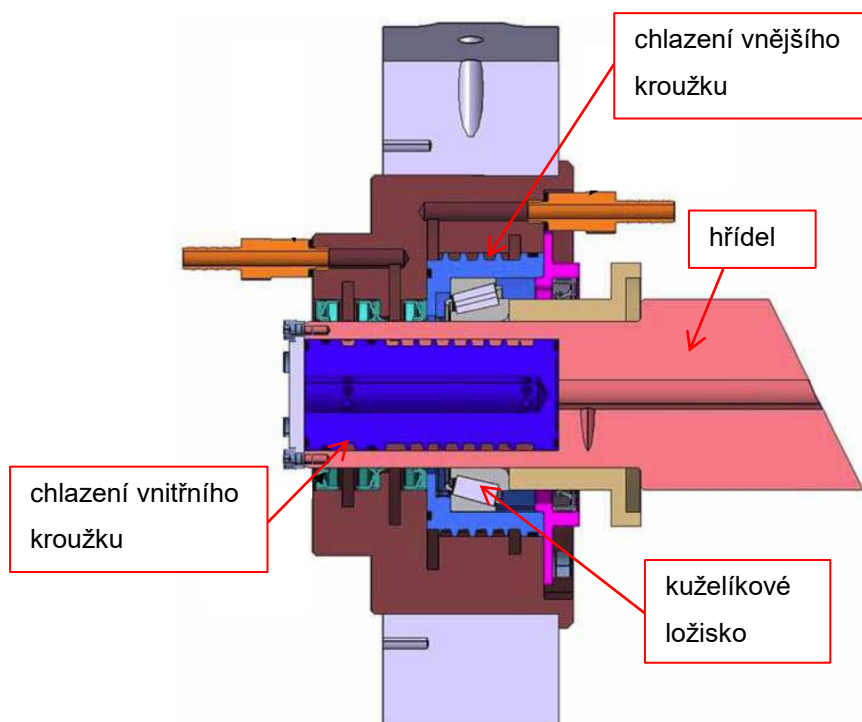
Obr. 3.2: Testovací stand vytvořený Ing. Mackem [7]

Jedním z konstrukčních problémů testovacího standu je, že obě ložiska se po uvolnění předpětí kinematically nevrací do svých původních pozic. To znamená, že po přepětí se předepínací matice uvolní (předepínací síla ložisek je rovna nule) a ložiska se pak dále chovají jako předepnutá. Pro vysvětlení možné příčiny je třeba osvětlit silový tok při předepínání ložisek.

Na obr. 3.2 je zřejmé, že se předpětí realizuje utažením matice (poz. 5). Síla vyvozená posunutím matice předepíná skrze distanční trubku ložisko (umístěné v domku na poz. 3). Z ložiska silový tok pokračuje další dvě distanční trubky na tvarové kolo. O tvarové kolo je opřen deformační snímač axiální síly (poz. 7). Ze snímače vychází síla, která předepne ložisko v domku (poz. 4).

Z předchozího odstavce je patrné, že předepínací síla prochází přes značné množství členů, které se posouvají po domku a hřídeli. Toto množství třecích ploch jednak zvětšuje předepínací sílu ložiska domku (poz. 4) a také brání v návratu všech členů do původních pozic. Tudíž lze naměřit na snímači axiální síly silovou hysterezi.

V poslední modifikaci standu, která proběhla v rámci diplomové práce [8], bylo Ing. Jiřím Zelenkou navrženo chlazení přetěžovaného ložiska.



Obr. 3.3: Chlazení ložiska [8]

Chlazení vnitřního kroužku je zprostředkováno labyrintem nacházejícím se v dutině hřídele. Kapalina kolující labyrintem ochlazuje vnitřní ložiskový kroužek i materiál hřídele v jeho bezprostřední blízkosti. Vnější ložiskový kroužek se nachází ve speciálním pouzdru opatřeném na vnějším průměru taktéž labyrintem, v němž proudí kapalina a ochlazuje vnější kroužek ložiska.

Zásadním údajem je teplota obou ložiskových kroužků, která vypovídá o úspěšnosti regulace teploty celého ložiska. K měření teploty slouží sensory umístěné na vnějším i vnitřním kroužku v drážkách chráněny teplovodním tmelem. Dále je pomocí tenzometrického sensoru síly kontinuálně zaznamenáváno skutečné předpětí ložisek simulující provozní zatížení. Pomocí sběrných kroužků je pak přenášen signál z tohoto sensoru a sensoru teploty vnitřního kroužku na sběrnici dat.

## 4. Požadavky na konstrukční úpravu standu

Jelikož je testovací stand mimo provoz, byl vznesen požadavek na jeho zprovoznění. V rámci diplomové práce bude provedena revize zařízení a konstrukční úprava jednotlivých uzlů.

### 4.1 Hlavní požadavky na úpravu

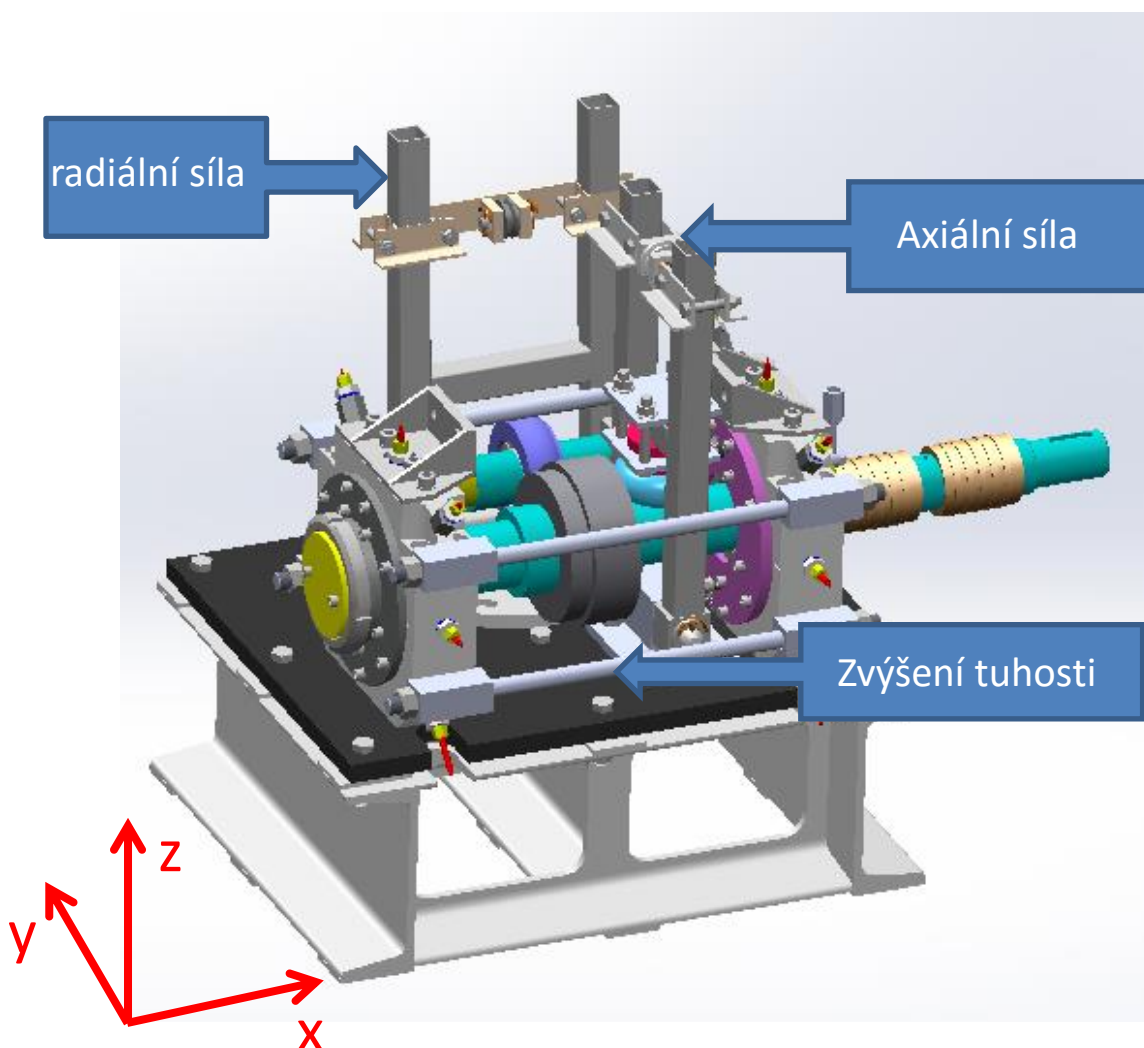
Hlavními body revize a konstrukční úpravy testovacího standu jsou:

- 1) Kinematické vracení kuželíkových ložisek po odlehčení - tato problematika byla nastíněna v předchozí kapitole.
- 2) Revize tvarového kola - jedná se o tvarové kolo z obr. 3.2 (poz. 7), kterým se na hřídel vnáší axiálně-radiální síla, to znamená, že se na hřídel může přivést určitý poměr axiální a radiální složky této síly. Hlavní požadavek je separovat od sebe vnášení těchto sil, aby se dalo libovolně nastavovat zvláště velikost axiální síly a zvláště velikost radiální síly.
- 3) Pro zvýšení tuhosti byly mezi domky přišroubovány dvě tyče. Tyče jsou vidět na obr. 3.1. V novém řešení nebude pro tyto dvě tyče místo ze zástavbových důvodů. Proto bude potřeba navrhnout jejich zastoupení - v ideálním případě prvkem s vyšší tuhostí.
- 4) Navrhnout umístění aparatury měřící teplotu ložisek.

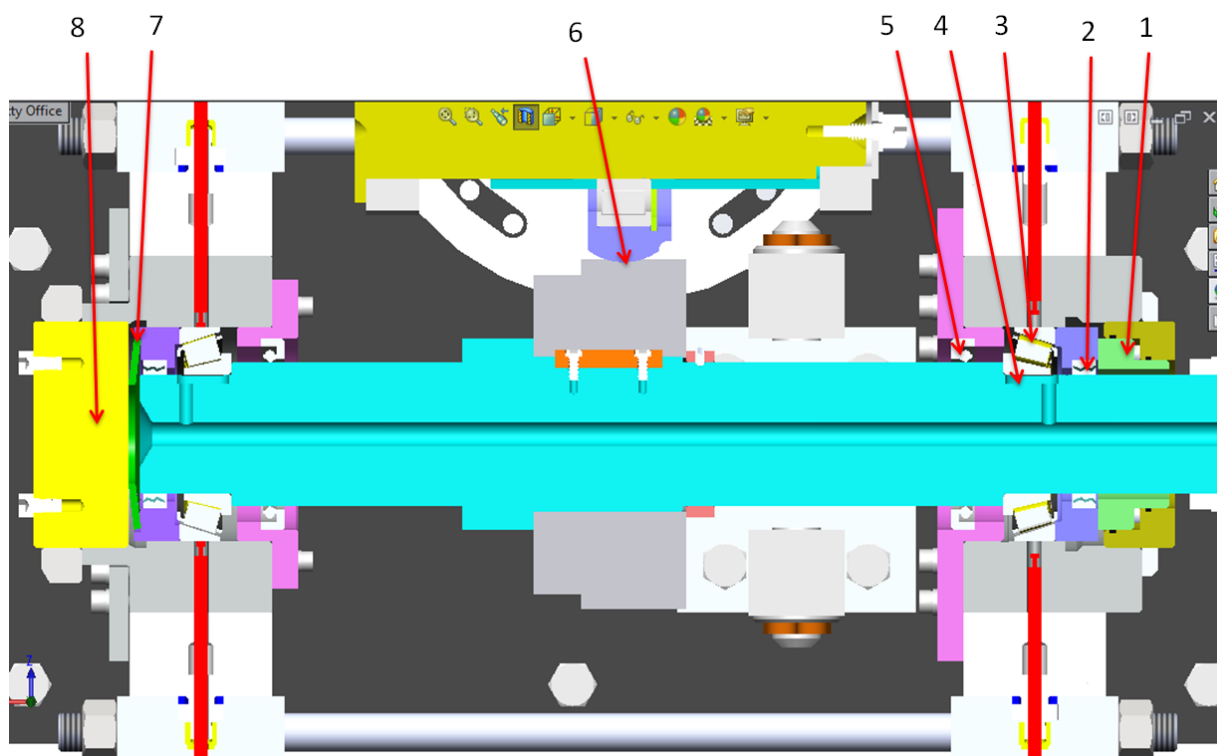
## 5. Varianta úpravy s talířovou pružinou

V této diplomové práci byla uvažována 2 řešení. Na obr. 5.1 je zobrazen celkový pohled na stand. V tomto obrázku je naznačen globální souřadný systém, na který bude dále odkazováno.

Ve starém řešení příhradová konstrukce vnášela na hřídel poměr radiálního a axiálního zatížení. Nyní je původní příhrada ustavena tak, aby vnášela pouze radiální sílu do hřídele. Axiální sílu vnášenou do sestavy pak zprostředkovává obdobná příhradová konstrukce. Tato síla má směr osy X. Dále ve starém řešení byly na domky přichyceny 2 svorníky, které měly zvýšit tuhost soustavy. Tyto svorníky se nevešly do zástavbového prostoru a byly nahrazeny 4 svorníky. Na boky domků se navaří oka, kterými se svorníky protáhnou a maticemi předeprnou.



Obr. 5.1: Celkový pohled na stand



Obr. 5.2: Řez osou hřídele - rovina X-Y

Na obr. 5.2 je řez osou hřídele rovinou rovnoběžnou s rovinou X-Y globálního souřadného systému. Zde bude popsána funkce mechanismu.

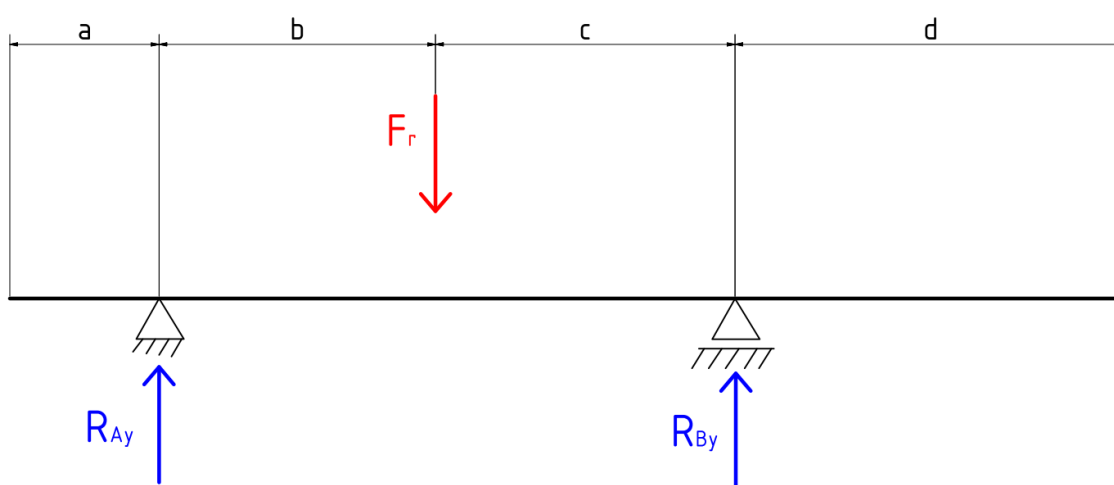
Pozice 1 označuje hydraulický válec s pístem, kterým se do soustavy zanesou předpětí. Předepínací síla jde přes distanční trubku obsahující labyrintové ložisko (poz. 2) do vnějšího kroužku kuželíkového ložiska (poz. 3). Zde dojde k předpětí ložiska a síla pokračuje z ložiska osazením do hřídele. Z hřídele jde do druhého ložiska, které je takto předepnuto. Síla pokračuje z ložiska přes distanční trubku na talířovou pružinu (poz. 7), která je opřena o čelo šroubu (poz. 8).

Talířová pružina je polepena tenzometry, které deformaci pružiny přepočítávají na axiální zatížení. V tomto uspořádání je zde prostor pro předepínání soustavy z druhé strany pomocí šroubu (poz. 8) přes talířovou pružinu. Nicméně se předpokládá předepínání pouze pomocí hydraulického aparátu. Šroub slouží především k pohodlné montáži a usazení talířové pružiny.

## 5.1 Silový rozbor

Pro dimenzování ložisek je nutné vypočítat reakce v ložiskách, které jsou na obr. 5.3 a obr. 5.4 zobrazeny jako podpory nosníků. Hřídele jsou pro výpočty uvažovány jako nosníky.

Výpočet reakcí proběhl ve dvou na sebe kolmých rovinách. V rovině, kde působí vnější radiální síla - tato rovina je zobrazená na obr. 5.3 a v rovině axiálních sil zobrazená na obr. 5.4.



Obr. 5.3: Rovina X-Y

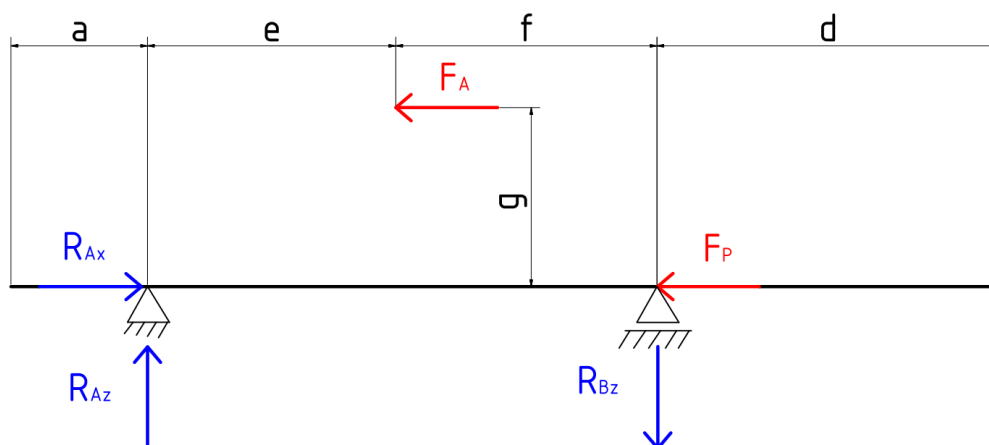
Pro výpočet radiálních složek reakcí v rovině radiální zátěžné síly jsou sestaveny následující statické rovnice (21) až (23):

$$R_{Ay} \cdot (b + c) - F_r \cdot c = 0 \quad (21)$$

$$R_{Ay} = F_r \cdot \frac{c}{b + c} \quad (22)$$

$$R_{By} = F_r - R_{Ay} \quad (23)$$





Obr. 5.4: Rovina X-Z

V rovině X-Z jsou, pro výpočet složek radiálních reakcí vyvolané axiální zátěžnou silou  $F_A$ , sestaveny následující statické rovnice (24) až (26):

$$R_{Bz} \cdot (e + f) - F_A \cdot g = 0 \quad (24)$$

$$R_{Bz} = F_A \cdot \frac{g}{e + f} \quad (25)$$

$$R_{Az} = R_{Bz} \quad (26)$$

Radiální reakce ložisek se vypočtou vektorovým součtem radiální složek v kolmých rovinách X-Z a X-Y pomocí rovnic (27) a (28):

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} \quad (27)$$

$$R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} \quad (28)$$

## 5.2 Návrh ložisek

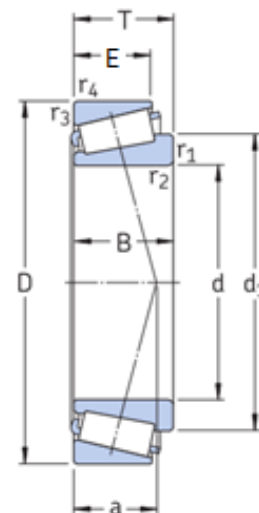
Hřídel bude uložen do valivých jednořadých kuželíkových ložisek. Pro testovací stand byla zvolena ložiska SKF 30210 J2/Q. Parametry ložisek byly brány z katalogu firmy SKF [5] a jsou zobrazeny v tab. 5.1. Konkrétní ložiska byla vybrána na základě zástavbových rozměrů, a proto bude vypočtena jejich trvanlivost.



Tabulka 5.1: Parametry kuželíkového ložiska

označení ložiska SKF	d [mm]	D [mm]	T [mm]	B [mm]	a [mm]	E [mm]	d <sub>1</sub> [mm]	C [kN]	e [-]	X [-]	Y [-]
30210 J2/Q	50	90	21,75	20	19	17	67,9	76,5	0,43	0,4	1,4

U kombinovaného namáhání ložisek je nutné stanovit dynamické ekvivalentní zatížení. Pro jeho stanovení je třeba vypočítat poměry, na základě kterých se vyberou součinitele radiálního a axiálního zatížení z tabulek katalogu výrobce [5]. Pomocí součinitele radiálního zatížení  $X$  a axiálního zatížení  $Y$  se vypočte dynamické ekvivalentní zatížení  $P_r$ . Součinitel radiálního zatížení je pro dynamické namáhání  $X=0,4$ .



Obr. 5.5: Rozměry kuželíkového ložiska [5]

V ložisku B vlivem radiální síly  $R_B$  vzniká axiální síla  $F_{iBax}$ , která přitěžuje ložisku A:

$$F_{iBax} = \frac{0,5 \cdot R_B}{Y} \quad (29)$$

Samotné axiální předepnutí vyvozuje radiální zatížení ložiska, které se vypočte:

$$R_{iAp} = \frac{Y \cdot F_p}{0,5} \quad (30)$$

V ložisku A vlivem radiální síly  $R_A$  vzniká axiální síla  $F_{iAax}$ , která odlehčuje ložisko B:

$$F_{iAax} = \frac{0,5 \cdot R_A}{Y} \quad (31)$$

Obě ložiska jsou předepnuta silou  $F_p$ . Jelikož nejsou známy tuhosti ložisek, je tedy předpokládáno, že tuhosti obou ložisek jsou stejné a tudíž si vnější zatížení rovnoměrně rozdělí mezi sebe. Pro toto zjednodušení je třeba předpokládat lineární charakteristiky ložisek na obr. 2.11.

Vnější zatížení směřuje k ložisku A. Což zapříčiní, že dojde k odlehčení ložiska B a přitížení ložiska A. Protože jsou ložiska řazena do „X“, tak na ložisko A bude působit axiální síla ložiska B způsobená radiálním zatížením.

Axiální síla působící na ložisko A pak bude:

$$F_{Aax} = F_p + \frac{F_A}{2} + F_{iBax} \quad (32)$$

Celková radiální síla působící na ložisko A bude součtem radiálního zatížení od vnějších sil a radiálního zatížení od předepnutí.

$$R_{Acelk} = R_A + R_{iAp} \quad (33)$$

Jestliže platí nerovnost (34), pak se dynamické ekvivalentní zatížení  $P_r$  vypočte dle rovnice (35).

$$\frac{F_{Aax}}{R_{Acelk}} > e \quad (34)$$

$$P_r = X \cdot R_{Acelk} + Y \cdot F_{Aax} \quad (35)$$

Trvanlivost ložiska se vypočte:

$$L_h = a_1 \cdot \left(\frac{C}{P_r}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (36)$$

Kde

$a_1[-]$  je součinitel spolehlivosti - pro spolehlivost 95% je  $a_1=0,62$

V tab. 5.2 jsou vyčísleny podmínky, pro které je testovací stand navržen a pro které jsou kontrolovány trvanlivosti ložisek.

Tabulka 5.2: Vstupní parametry

$F_p$ [kN]	$F_A$ [kN]	$F_r$ [kN]	$n$ [min <sup>-1</sup> ]	$a$ [mm]	$b$ [mm]	$c$ [mm]	$d$ [mm]	$e$ [mm]	$f$ [mm]	$g$ [mm]
3	3	3,5	1 500	39,25	165,75	161,75	333,25	192,75	134,75	62

Výsledky trvanlivosti a reakcí ložisek jsou zobrazeny v tab. 5.3.

Tabulka 5.3: Výsledky varianty uložení tvarového kola na hřídeli

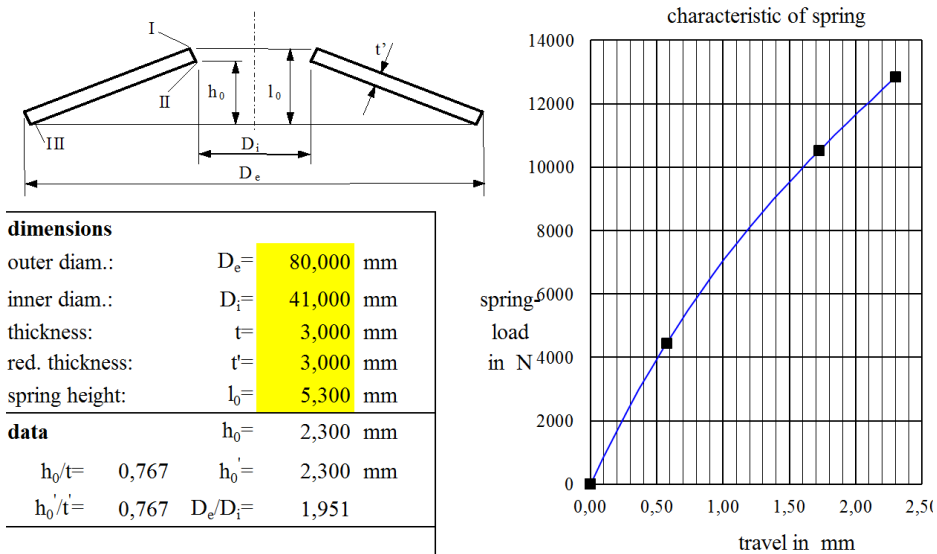
$R_A$ [N]	$R_{Acelk}$ [N]	$R_B$ [N]	$F_{Aax}$ [N]	$L_{hA}$ [hod]
1 819,5	10 219,5	1 860,2	5 164,4	4 022

Trvanlivost ložiska A bude 4 022 hodin. Trvanlivost ložiska B bude o něco vyšší, neboť není tolik zatěžováno axiální silou. Vypočtená trvanlivost je dostačující vzhledem k tomu, že se na standu uvažují jen krátkodobé zkoušky ložisek. Výpočet s konkrétními hodnotami je uveden v příloze [B].

### 5.3 Závěry návrhu s talířovou pružinou

Varianta s talířovou pružinou byla zamítnuta z důvodu velkého tření mezi uložení pružiny a talířovou pružinou. To by způsobovalo špatné vracení součástí, tudíž by se v pružině kumulovala síla. Takže by tenzometry měřily hysterezi, která by se kumulovala během dalších zátěžných cyklů.

Navíc použití talířové pružiny jako tenzometrického snímače axiální síly by nejspíš vyžadovalo její samotný vývoj. Takovýto nový snímač by se musel vyzkoušet, odladit a kalibrovat. Zde jsou dvě možnosti. Buď si celou pružinu navrhnout a nechat vyrobit a zjišťovat její pracovní charakteristiky. Nebo si pružinu zakoupit. Někteří výrobci talířových pružin dokonce přikládají závislost deformace pružiny na jejím zatížení. Ze závislosti na obr. 5.6 je vidět, že závislost deformace pružiny na jejím zatížení se dá považovat za lineární jen v určité oblasti. To by bylo jedno z úskalí cesty vývoje vlastní talířové pružiny.

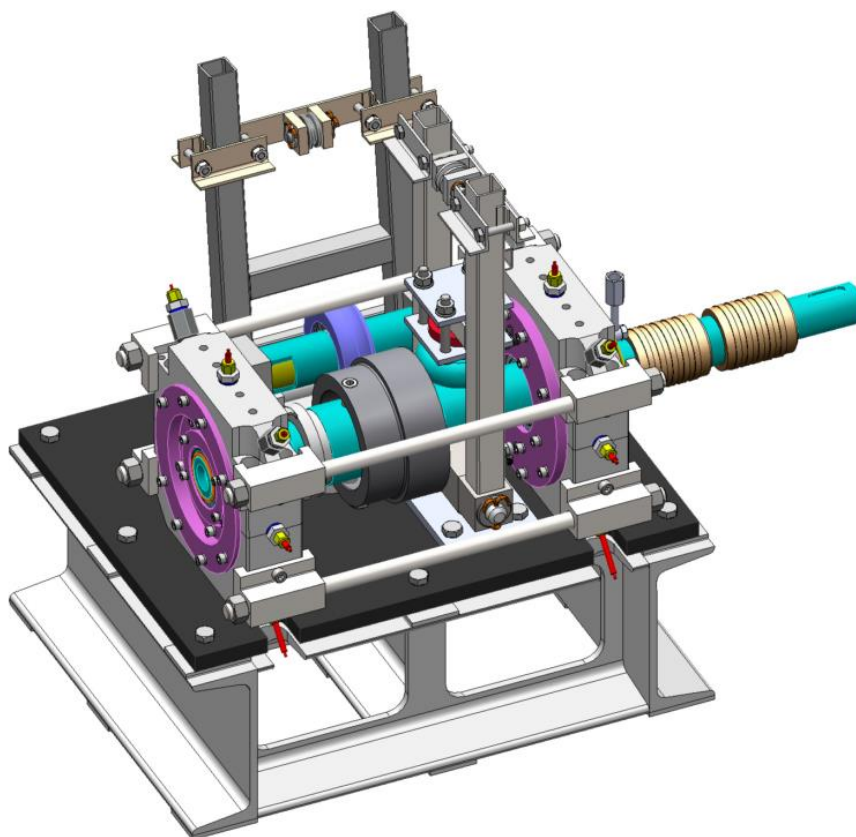


Obr. 5.6: Charakteristika talířové pružiny pro dané zástavbové rozměry [9]

Z katalogu výrobce talířových pružin [9] je vidět, že u těchto pružin dochází k poměrně malým deformacím pružiny (řádu desetin mm) pro daný návrh. Takže axiální posuv hřídele, který dovoluje pružina, se může pohybovat kolem 1 mm, což už zamezuje použití labyrintových těsnění. Tato těsnění by bylo vhodné použít z důvodu omezení ztrát v soustavě.

## 6. Návrh modifikace testovacího zařízení

Vzhledem k výše zmiňovaným nevýhodám byl návrh přepracován. Místo využití talířové pružiny jako snímače axiální síly se počítá s využitím stávajícího snímače, který se může prakticky ihned použít. Jelikož se ke snímači nedochoval jeho model a ani jeho výkresová dokumentace, byly jeho hlavní rozměry odměřeny. Následný model snímače je vymodelován schematicky s kladeným důrazem na jeho hlavní rozměry. Snímač je osazen tenzometry a kabeláží, a proto nemohl být rozebrán a vytvořena k němu nová podrobnější dokumentace.

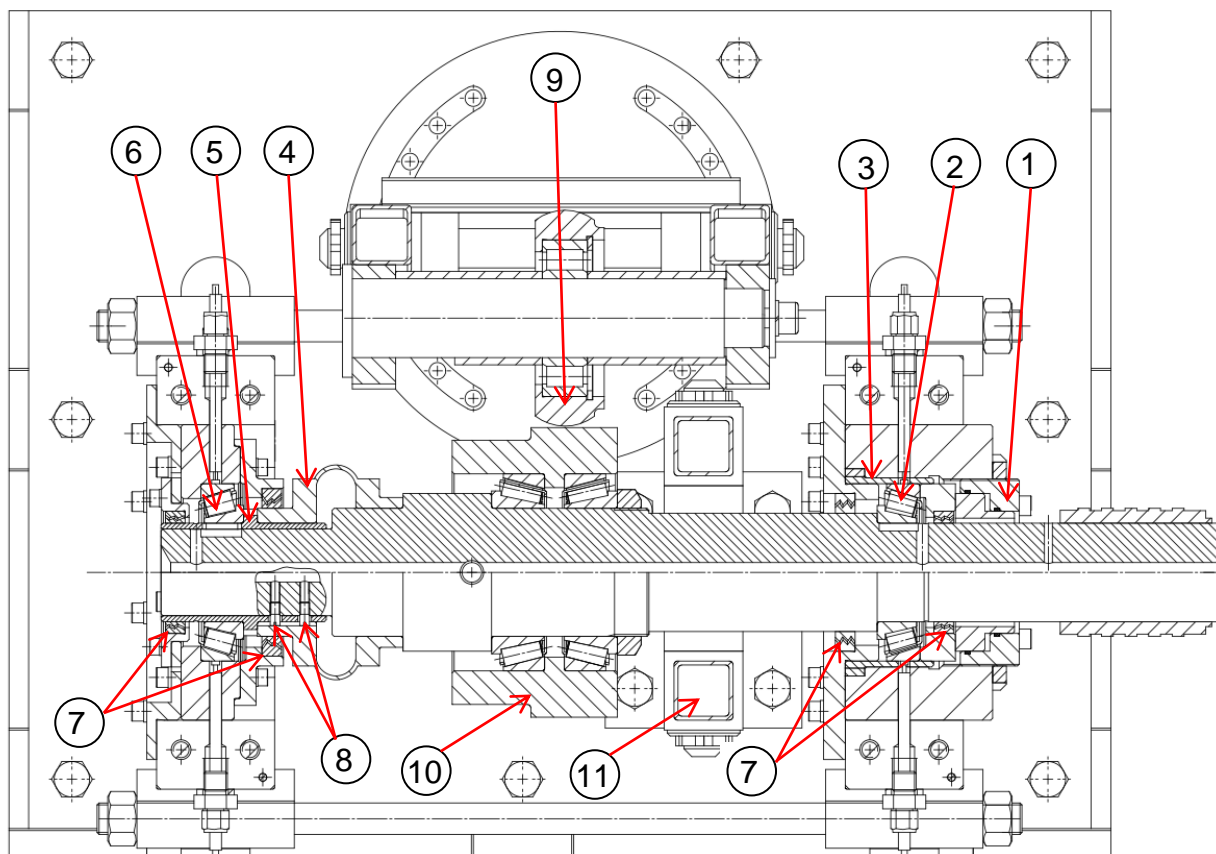


Obr. 6.1: Výsledný návrh

V prvotním návrhu byla na boky domků přivařena oka, kterými se protáhly a upevnily svorníky zajišťující větší tuhost soustavy. Nyní jsou oka k domkům přišroubována.

## 6.1 Popis funkce předepínání a zatěžování soustavy

Pro lepší orientaci bude funkce standu vysvětlena na výkresové dokumentaci, která byla v rámci diplomové práce vytvořena.



Obr. 6.2: Nové konstrukční uspořádání

Do vložky domku je našroubován hydraulický válec (poz. 1). Píst hydraulického válce zatlačí přes rozpěrku na vnější kroužek ložiska (poz. 2), který je uložen v kluzném pouzdře (poz. 3). Předepínací síla jde z vnějšího kroužku ložiska do hřídele skrze osazení, o které je ložisko opřeno. Z hřídele pokračuje do deformačního snímače axiální síly (poz. 4), jež je umístěn jednou částí na hřídeli a druhou částí je posazen na kluzné pouzdro (poz. 5), na němž je nalisováno ložisko (poz. 6). Kluzné pouzdro a axiální snímač jsou proti otáčení zajištěny dvěma čepy (poz. 8) - snímač axiální síly nesmí být namáhán kroticím momentem.

V návrhu je počítáno s užitím labyrintových těsnění (poz. 7). Tato těsnění jsou rozměrově zaměnitelné s gufery. To pro případ, že by se ložiska zkoušela ve variantách s a bez labyrintového těsnění. Nebo pro případ, že montáž labyrintového těsnění nebude možná. Toto situace hrozí u těsnění usazeném na axiálním snímači, protože není známa kvalita povrchu dané plochy na snímači.

Pod kuželíkovými ložisky byly do hřídele udělány otvory, které budou osazeny termočlánky pro snímání teploty vnitřních kroužků ložisek. Vodiče těchto termočlánků jsou prostrčeny dutinou hřídele a vyvedeny na sběrné kroužky, ze kterých pak signál může jít na sběrnici dat. Do domků jsou z předchozího řešení standu vyvrtány díry, ve kterých jsou umístěny snímače teploty vnějších kroužků ložisek. Aby se snímače teploty dotýkaly kroužku ložiska, musely být do kluzného pouzdra (poz. 3) také udělány otvory.

Původně se do soustavy vnášel poměr axiální a radiální síly, to znamená, že se síla vnášela na tvarové kolo pod určitým úhlem. Nyní se radiální síla do soustavy vnáší původní příhradovou konstrukcí (poz. 9), která je ustavena do pozice umožňující pouze zatížení hřídele v radiálním směru. Nově byla vytvořena obdobná příhradová konstrukce (poz. 10), která vnáší do soustavy sílu v axiálním směru a přitěžuje tak ložisku v levém domku.

Pro zatěžování soustavy tímto způsobem bylo třeba velmi znatelně upravit tvarové kolo (poz. 11). Další úpravy a řešení jednotlivých konstrukčních uzlů budou představeny podrobněji dále.

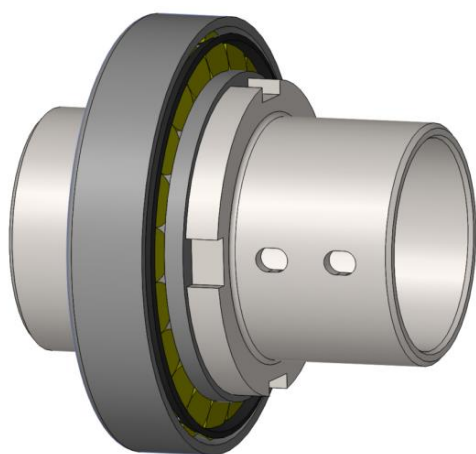
## 6.2 Popis konstrukčních uzlů

V rámci diplomové práce byla snaha, co nejvíce do nového návrhu začlenit staré součásti. Když se nepodařilo začlenit starou součást, tak alespoň byla snaha použít tuto součást v upravené podobě. Ve výkresové dokumentaci je u takto upravených součástí v kolonce polotovaru uvedeno číslo výkresu původní součásti. V následujících podkapitolách budou podrobně rozebrány konstrukční úpravy standu, které se musely na testovacím standu řešit.

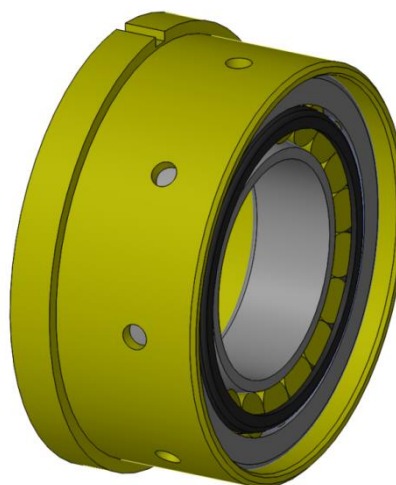


### 6.2.1 Uložení ložisek do kluzných pouzder

Ložisko A bude nalisováno na kluzné pouzdro, které bude nasazeno na hřídel. Na plochu díry pouzdra bude nanesen kluzný lak Boltcoat 2301. Kluzné pouzdro by se mělo axiálně posouvat po hřídeli s menším třecím odporem. Aby se z pouzdra nestalo druhé ložisko, je proti otáčení zajištěno dvěma šrouby, které jsou zašroubovány do hřídele. Hlavy šroubů se pak dotýkají kluzného pouzdra. To zabraňuje protáčení pouzdra na hřídeli a povoluje pouze axiální pohyb.



Obr. 6.3: Ložisko A uložené na kluzném pouzdru



Obr. 6.4: Ložisko B uložené v kluzném pouzdru

Ložisko B bude nalisováno přímo na hřídel. Jeho vnější kroužek se bude klouzat po kluzném pouzdře, které je uloženo v domku. Toto pouzdro se nesmí pohybovat, proto je proti rotaci zajištěno dvěma pery. V axiálním směru je pouzdro jedním čelem opřeno o vložku domku a z druhé strany staženo víkem domku.

### 6.2.2 Kluzný lak

Na plochy děr (vnitřních průměrů) kluzných pouzder bude použit kluzný lak GLEIT- $\mu$ ® Boltcoat 2301. Tento lak se hodí pro vysoké plošné tlaky a nízké kluzné rychlosti. Lak je odolný vůči olejům, takže ho lze kombinovat s dalšími mazivy. Jeho rozsah teplotního využití je široký (tj.  $-180^{\circ}\text{C}$  až  $280^{\circ}\text{C}$ ). Výrobce deklaruje součinitel tření laku až  $\mu=0,06$ . Další informace o kluzném laku jsou v příloze [A]. [10]

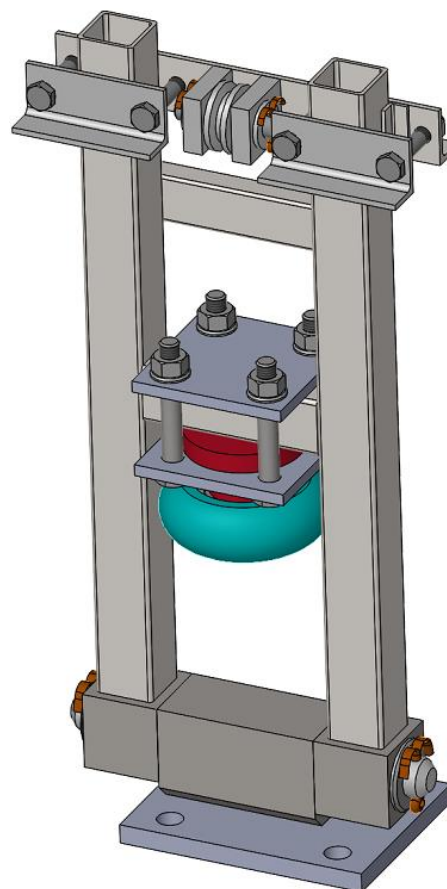


### 6.2.3 Vnášení axiální síly - příhradová konstrukce

Pro vnášení axiální síly byla navržena příhradová konstrukce, která funguje na podobném principu jako stávající příhradová konstrukce, která bude sloužit už jenom pro vnášení radiální síly.

V horní části příhrady je kladka, ke které bude připevněno ocelové lanko. Konec lanka bude zatěžován závažím, kterým se vyvodí požadovaná síla v příhradové konstrukci. Příhrada ve spodní části má otočný čep. To proto, aby se mohl realizovat princip páky a zároveň se příhrada dala odstavit v případě její momentální nepotřebnosti (zde je myšlen případ, že by zařízení bylo testováno pouze v režimu zatěžování radiální silou).

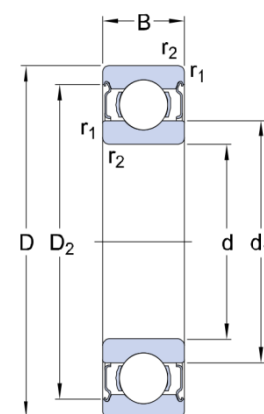
Na tvarové kolo je síla z příhrady vnášena přes speciální kolo, které má částečně tvar toroidu (na obr. 6.5 modrá součást). Toto kolo je nasazeno na kuličkové ložisko SKF 6206-2Z, které je uloženo na čepu (na obr. 6.5 červená součást). Čep je pak pomocí plechů a čtyř šroubů připevněn k příhradové konstrukci.



Obr. 6.5: Příhradová konstrukce

Tabulka 6.1: Parametry ložiska SKF 6206-2Z

označení SKF	d [mm]	D [mm]	d <sub>1</sub> [mm]	D <sub>2</sub> [mm]	B [mm]	r <sub>1,2</sub> [mm]	C [kN]
6206-2Z	30	62	40,36	54,06	16	1	20,3



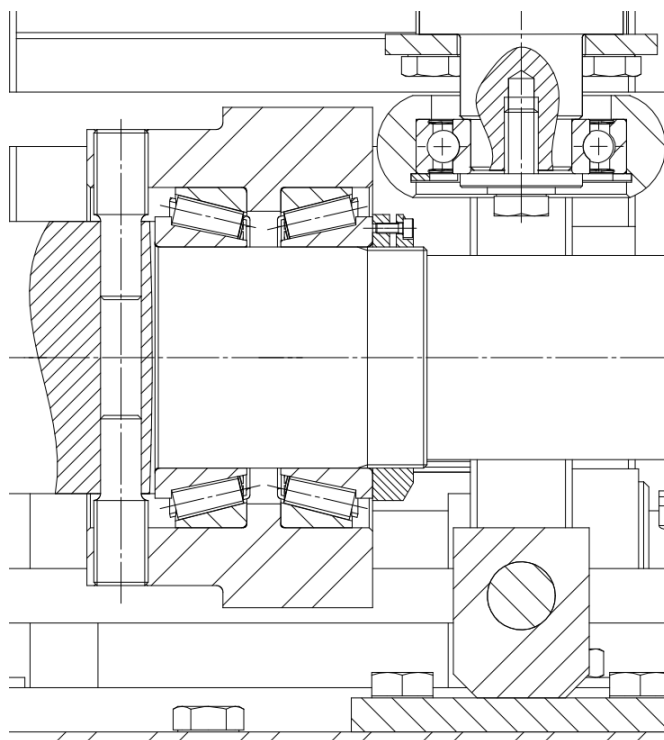
Obr. 6.6: SKF 6206-2Z

Podle výpočtu kalkulačky ložisek SKF[5] na webu by při zátěži 3kN mělo vydržet 3 440 hodin, což je dostačující.

## 6.2.4 Tvarové kolo

Tvarové kolo má za úkol zachytávat vnášené vnější síly. Jako polotovar pro nové řešení bylo použito původní tvarové kolo, které bylo spojeno s hřídelem pomocí pera a axiálně zajištěno pomocí distančních desek. Nyní bylo třeba jeho tvar upravit do podoby, ve které je možné vnášet na kolo zatížení ze dvou směrů a která zároveň vyhovuje zástavbovým rozměrům.

V průběhu návrhu standu vznikl požadavek na to, aby se kolo neotáčelo s hřídelí. Proto je kolo uloženo na dvě kuželíková ložiska, která jsou v uspořádání do „O“. Ložiska jsou na hřídeli axiálně zajištěna pomocí matice, která má zhruba v polovině vyříznutou část. Takto se matice našroubuje na hřídel a vymezí se nulová vůle kuželíkových ložisek. Následně se do matice našroubuje šroub, který stažením matice vyvine tlak v závitech takový, že nedojde k povolení matice.



Obr. 6.7: Tvarové kolo

Dále nastal také požadavek na to, aby bylo možné tvarové kolo spojit s hřídelem tak, aby společně rotovali. Toho je docíleno použitím dvou šroubů s vnitřním šestihranem, které jsou zhruba v polovině osoustruženy. Tyto šrouby se zašroubují do tvarového kola tak, aby osoustružené konce zapadly do děr v hřídeli.



## 6.2.5 Vtok provozní kapaliny

V návrhu se počítá s tím, že kuželíková ložiska budou mazána plastickým mazivem. Nicméně se uvažuje o tom, že v budoucnu budou ložiska mazána olejem. Z toho důvodu byly vytvořeny ve víkách, které uzavírají domky ložisek, vtokové a odtokové otvory. Do nich je našroubován hydraulická šroub s těsněním a banjo objímkou. Jelikož zatím není počítáno s mazáním ložisek olejem, dají vtokové díry jednoduše zaslepit našroubováním šroubů M8.

## 6.2.6 Labyrintová těsnění

Labyrintová těsnění často označovaná jako bezkontaktní se skládají ze dvou kroužků. Kroužek usazený v domku stojí na místě, a naproti tomu druhý kroužek rotuje spolu s hřídelí. Mezi kroužky je tenká mezera, kterou nečistoty neproniknou. Tato těsnění brání vniku drobných částic i vlhkosti. Dokáží dobře těsnit provozní kapaliny.



Obr. 6.8: Řez labyrintem [11]

U bezkontaktních těsnění se těsnící kroužky o nic netrou. Proto nedochází k jejich opotřebením otěrem. Díky tomu je jejich životnost vyšší v porovnání s břitovými těsněními - gufery. Avšak nevýhodou labyrintových těsnění je vysoká pořizovací cena a vyšší nároky na jejich montáž.



Obr. 6.9: Labyrintové těsnění [11]

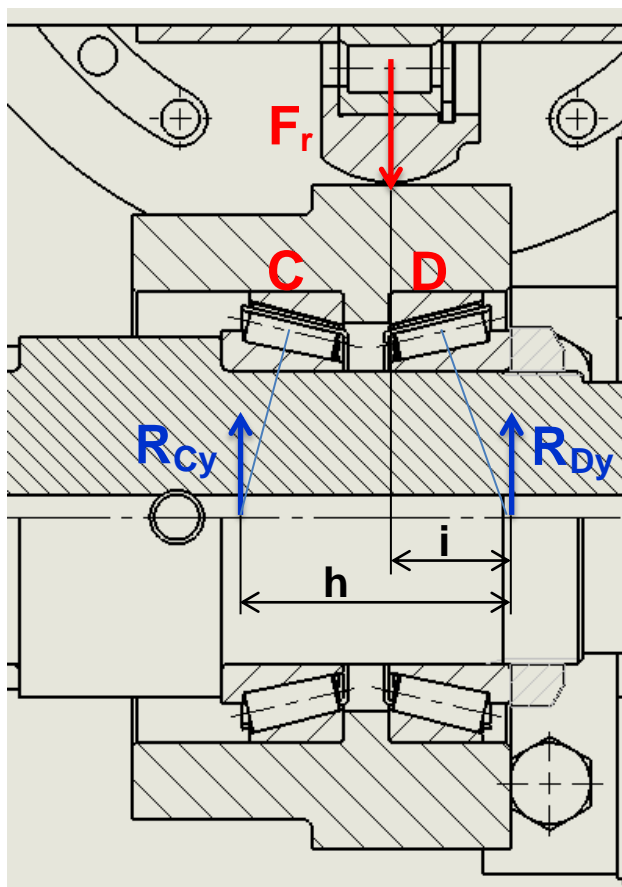
Místo těsnění domků testovacího standu gufery je pro minimalizaci ztrátového momentu těsnění použito labyrintové těsnící kroužky RL od firmy Rotatechnology [10]. Tato bezkontaktní těsnění mají v požadavcích na montáž toleranci hřídele h6 a toleranci domku, do kterého je těsnění uloženo K7. Výrobce udává, že lze použít alternativních tolerancí, jako jsou g6, f7 či H7, G7. Nicméně je pak nutno těsnění v domku fixovat pomocí lepidla.

### 6.3 Silový rozbor tvarového kola

Tvarové kolo je na hřídeli uloženo do kuželíkových ložisek, které jsou uspořádané do „O“. Na tvarové kolo působí v rovině X-Y radiální síla  $F_r$ , která je na tvarové kolo vnášena skrz původní příhradovou konstrukci, jež je nyní ustavena do polohy zobrazované na obr. 6.10.

Tato ložiska nebudou předepnuta, proto pro výpočet jejich trvanlivosti bude možné použít metodiku z katalogu SKF [5].

V následující tabulce jsou vstupní hodnoty, které dále figurují ve výpočtech.



Obr. 6.10: Silové poměry tvarového kola v rovině X-Y

Tabulka 6.2: Vstupní hodnoty parametrů - tvarové kolo

$F_A$ [kN]	$F_r$ [kN]	$n$ [min <sup>-1</sup> ]	$h$ [mm]	$i$ [mm]	$g$ [mm]
3	3,5	1 500	52	21	62

V níže uvedených rovnicích (37) až (39) je uveden výpočet složek radiálních reakcí hřídele od vnější radiální zatížení  $F_r$  v rovině X-Y.

$$R_{Cy} \cdot h - F_r \cdot i = 0 \quad (37)$$

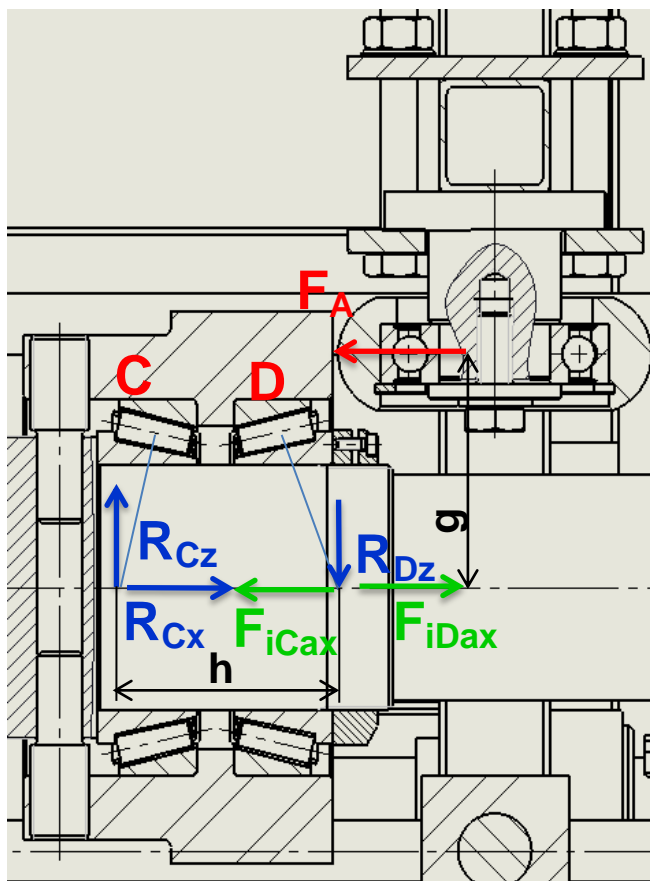
$$R_{Cy} = F_r \cdot \frac{i}{h} \quad (38)$$

$$R_{Dy} = F_r - R_{Cy} \quad (39)$$

Na obr. 6.11 je zobrazeno axiální zatížení působící v rovině X-Z. Axiální síla  $F_a$  je vnášena na tvarové kolo nově navrhnoutou příhradovou konstrukcí.

Na tomto obrázku jsou zeleně zobrazeny axiální síly vzniklé radiálním zatížením ložisek.

Na obrázku jsou vidět čepy, které jsou určeny pro variantu použití tvarového kola, kdy pomocí čepů dojde ke spojení tvarového kola a hřídele. Druhá konstrukční varianta je bez čepů. Nicméně čepy jsou uloženy s dostatečnou vůlí tak, aby nepřenášely radiální a axiální zatížení vnášené na tvarové kolo.



Obr. 6.11: Silové poměry tvarového kola v rovině X-Z

V rovnicích (40) až (42) se stanoví složky radiálních reakcí pro rovinu X-Z:

$$R_{Cz} \cdot h - F_A \cdot g = 0 \quad (40)$$

$$R_{Cz} = F_A \cdot \frac{g}{h} \quad (41)$$

$$R_{Dz} = R_{Cz} \quad (42)$$

Radiální reakce ložisek se vypočtou vektorovým součtem radiální složek v kolmých rovinách X-Z a X-Y:

$$R_C = \sqrt{R_{Cy}^2 + R_{Cz}^2} \quad (43)$$

$$R_D = \sqrt{R_{Dy}^2 + R_{Dz}^2} \quad (44)$$

V ložisku C vlivem radiální síly  $R_C$  vzniká axiální síla  $F_{iCax}$ :

$$F_{iCax} = \frac{0,5 \cdot R_C}{Y} \quad (45)$$

V ložisku D vlivem radiální síly  $R_D$  vzniká axiální síla  $F_{iDax}$ :

$$F_{iDax} = \frac{0,5 \cdot R_D}{Y} \quad (46)$$

Axiální síla  $F_{Cax}$  zatěžující ložisko C je pak:

$$F_{Cax} = F_{iDax} + F_A \quad (47)$$

Reakce hřídele v axiálním směru  $R_{Cx}$  se stanoví:

$$R_{Cx} = F_{iCax} - F_{iDax} + F_A \quad (48)$$

Jelikož je  $F_{iCax} < F_{iDax}$ , pak je  $R_{Cx} < F_A$ . Toto je nepříznivý stav, protože axiální zatížení, kterým chceme zatížit předepnutá ložiska je menší než zatížení, kterým působí příhradová konstrukce na tvarové kolo. To vede k většímu zatěžování příhradové konstrukce.

Tento stav by se dal obrátit v příznivý (tj.  $R_{Cx} > F_A$ ), kdyby poměr rozměrů (obr. 5.2)  $\frac{i}{h} > 0,5$ . Toho se bohužel z důvodu omezení zástavbového prostoru nepodařilo docílit.

## 6.4 Trvanlivost ložisek tvarového kola

Jak je vidět z předchozích obrázků, tvarové kolo je na hřídeli uloženo do dvou kuželkových ložisek, která jsou v uspořádání do „O“, Tato ložiska jsou brána z katalogu SKF [5]. V následující tabulce jsou uvedeny charakteristické rozměry a hodnoty ložiska. Tyto hodnoty korespondují s obr. 5.5.

Tabulka 6.3: Parametry ložisek tvarového kola

označení ložiska SKF	d [mm]	D [mm]	T [mm]	B [mm]	a [mm]	E [mm]	d <sub>1</sub> [mm]	C [kN]	e [-]	X [-]	Y [-]
33013/Q	65	100	27	27	21	21	82,5	110	0,35	0,4	1,7

V tab 6.4 jsou vyčísleny velikosti sil, které vstupují do hřídele a figurují v dalších silových rozborech. Dále byla stanovena trvanlivost ložiska C. Ložisko D je zatíženo méně, tudíž i jeho trvanlivost bude větší a nemá smysl ji vypočítávat.



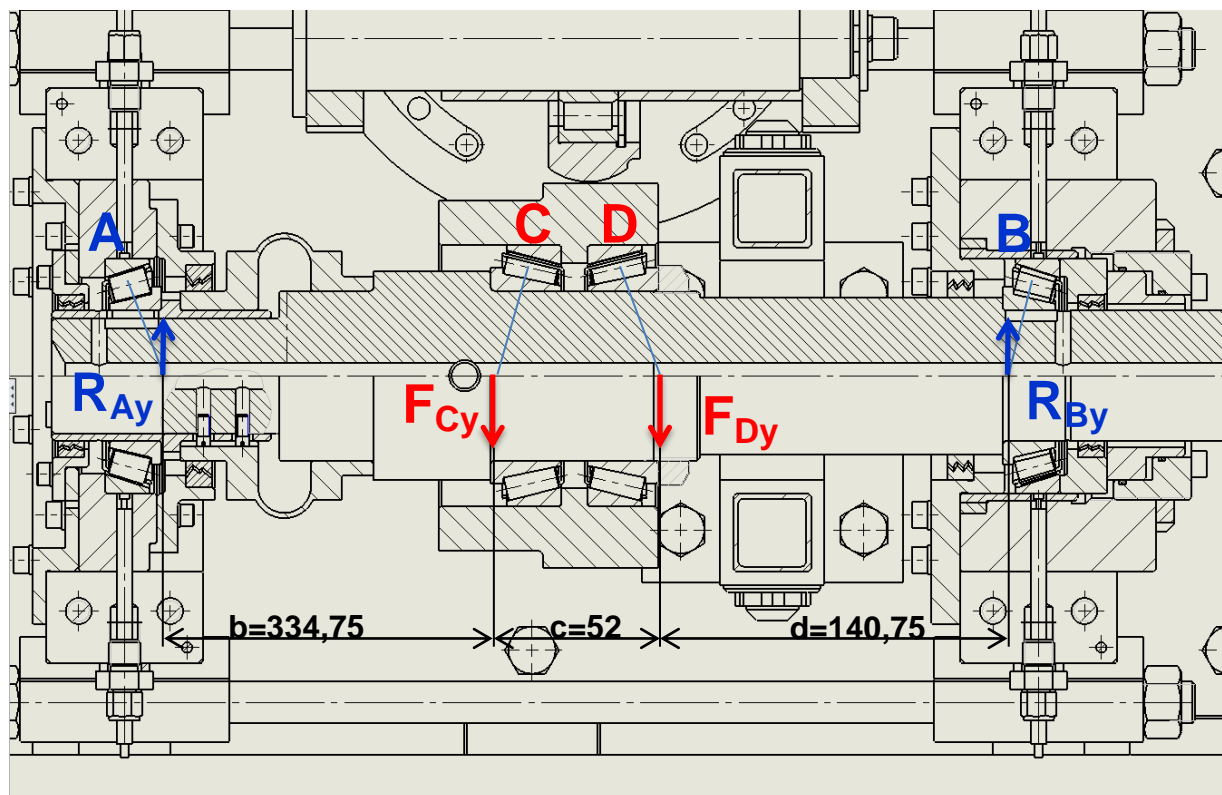
Tabulka 6.4: Síly vstupující na hřídel z tvarového kola

$R_{Cy}$ [N]	$R_{Dy}$ [N]	$R_{Cz}$ [N]	$R_{Dz}$ [N]	$R_{Cx}$ [N]	$L_{hC}$ [hod]
1 413	2 086	3 577	3 577	2 913	32 327

Jak je vidět na hodnotě trvanlivosti ložiska C, ložiska tvarového kola jsou poměrně předimenzována. Nicméně hlavním kritériem pro jejich volbu byly zástavbové rozměry. Výpočet s konkrétními hodnotami je uveden v příloze [B].

### 6.5 Silový rozbor hřídele

Silové zatížení kuželkových ložisek (označených A a B), ve kterých je hřídel uložena, je třeba řešit ve dvou rovinách, protože výslednice radiálních sil ložisek tvarového kola neleží v jedné rovině. Síly  $F_{Cy} = R_{Cy}$  a  $F_{Dy} = R_{Dy}$  pochází ze silového rozboru na tvarovém kole, což vychází z principu akce a reakce.



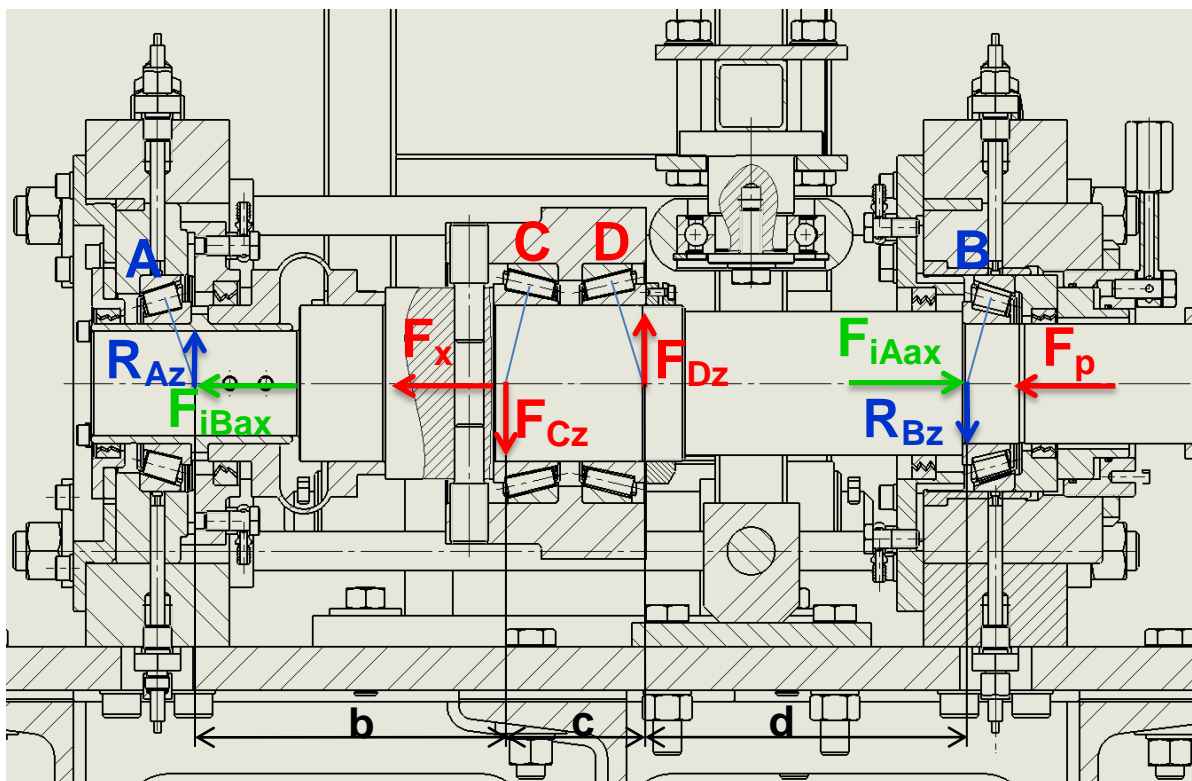
Obr. 6.12: Silové poměry hřídele v rovině X-Y

Statické rovnice pro výpočet složek radiálních reakcí v rovině X-Y:

$$R_{Ay} \cdot (b + c + d) - F_{Cy} \cdot (c + d) - F_{Dy} \cdot d = 0 \quad (49)$$

$$R_{Ay} = \frac{F_{Dy} \cdot d + F_{Cy} \cdot (c + d)}{b + c + d} \quad (50)$$

$$R_{By} = F_{Cy} + F_{Dy} - R_{Ay} \quad (51)$$



Obr. 6.13: Silové poměry hřídele v rovině X-Z

Síly  $F_{Cz} = R_{Cz}$ ,  $F_{Dz} = R_{Dz}$  a  $F_x = R_{Cx}$  pochází ze silového rozboru na tvarovém kole, což vychází z principu akce a reakce. Zeleně znázorněné síly  $F_{iAax}$  a  $F_{iBax}$  jsou axiální síly vzniklé radiálním zatížením ložisek.

Statické rovnice pro výpočet složek radiálních reakcí v rovině X-Z:

$$R_{Az} \cdot (b + c + d) - F_{Cz} \cdot (c + d) + F_{Dz} \cdot d = 0 \quad (52)$$

$$R_{Az} = \frac{F_{Cz} \cdot (c + d) - F_{Dz} \cdot d}{b + c + d} \quad (53)$$

$$R_{Bz} = R_{Az} + F_{Dz} - F_{Cz} \quad (54)$$



Radiální reakce ložisek se vypočtou vektorovým součtem radiální složek v kolmých rovinách X-Z a X-Y:

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} \quad (55)$$

$$R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} \quad (56)$$

Dále výpočet pokračuje stejně jako v kapitole 5.2 i se stejnými ložisky. Z tohoto důvodu bude ukázána pouze tabulka výsledků.

Tabulka 6.5: Výsledky varianty výsledného návrhu

$R_A$ [N]	$R_{Acelk}$ [N]	$R_B$ [N]	$F_{Aax}$ [N]	$L_{hA}$ [hod]
1 819,5	10 219,5	1 860,2	5 121	5 430

U varianty, kde je tvarové kolo uloženo na kuželíkových ložiskách, vzniká menší zatížení přitěžovaného ložiska A, protože na ložisko působí menší axiální síla, než ve variantě s talířovou pružinou. Trvanlivost ložiska A byla počtena na 5 430 hodin. Výpočet s konkrétními hodnotami je uveden v příloze [B].

## 7. MKP analýza tuhosti standu

Především pro rozbor kinematiky axiálního posuvu hřídele a ložisek byl vytvořen MKP model standu. MKP model bude mít za úkol odpovědět na otázku, o kolik se zlepší kinematika axiálního posuvu hřídele při aplikování kluzného laku. Modelace zatěžování soustavy dá mimo jiné představu o tom, jak velké posunutí dovolí snímač axiální síly.

Celá MKP analýza bude provedena v softwaru Abaqus 6.14. Tento software je kromě statických úloh schopen řešit dynamické úlohy, nelineární úlohy pružnosti a pevnosti, řešit fyzikální jevy jako magnetismus, elektrostatika a vedení tepla. Dále Abaqus umí simulovat CFD proudění kapalin a plynů. Pomocí toho softwaru lze simulovat únavové zkoušení součástí.

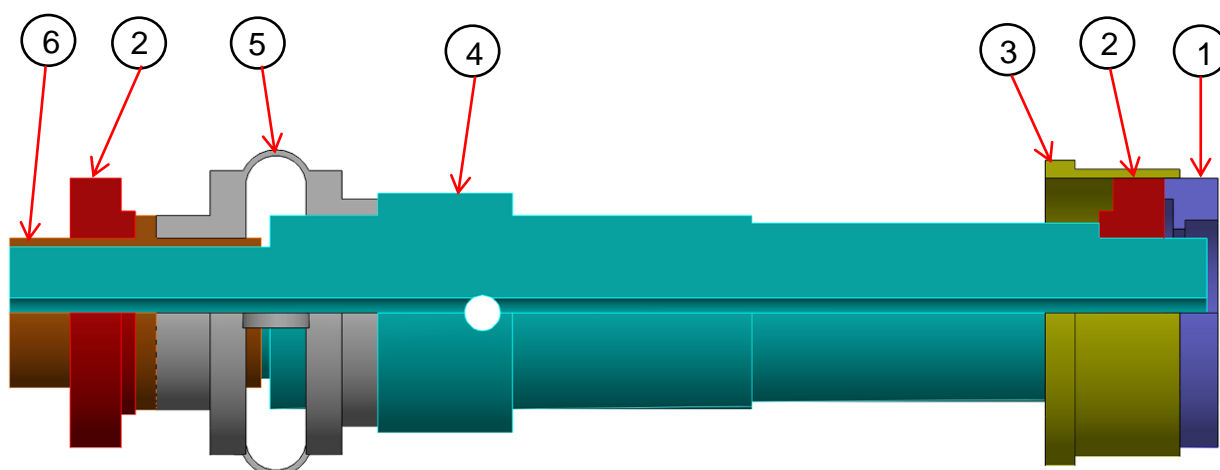
V prvním kroku je třeba vytvořit výpočtový model. Nelze do Abaqusu naimportovat celou sestavu standu. Jednak by celá sestava (bez předešlých úprav) nešla vysíťovat a jednak by takový model byl nesmírně velký, což by neúměrně prodlužovalo výpočetní časy. Jelikož je třeba zkoumat jednotlivé varianty konstrukčních úprav, je dobré, aby se výpočtový model upravil tak, aby výpočet trval rozumnou dobu.

Výpočtový model je třeba zjednodušit tak, aby byla zachována funkce modelovaného mechanismu. U jednotlivých částí je vhodné odstranit technologické prvky (zápichy, závit, zaoblení, sražení hran apod.), které nejsou předmětem zkoumání a nemají na funkci modelu vliv.

## 7.1 Výpočtový model

Výpočtový model standu vznikl zjednodušením celkové sestavy. Vybrány byly pouze součásti, které bezprostředně souvisí s problematikou zatěžování ložisek standu. Princip výpočtového modelu je zhruba takový, že síla, která předepíná ložiska bude působit na distanční trubku (poz. 1).

Tato distanční trubka tlačí na ložisko (poz. 2) a zároveň je vedena kluzným pouzdem (poz. 3), ve kterém je uloženo ložisko. Právě vedení distanční trubky kluzným pouzdem byl důvod jejího zahrnutí do výpočtového modelu. Toto kluzné pouzdro představuje uložení v domku. Kluzné pouzdro lze chápat jako podporu hřídele, která povoluje posuv a rotaci.



Obr. 7.1: Výpočtový model

Dále pak ložisko zatlačí na hřídel (poz. 4), která stlačí deformační snímač axiální síly (poz. 5). Deformační snímač je jeden z hlavních předmětů zkoumání, neboť jeho tuhost je prakticky neznámá. Snímač právě nejvíce ovlivňuje to, jak se celá hřídel posune, resp. hřídel se posune o tolik, kolik dovolí deformační snímač. Tento snímač si lze představit jako jakousi pružinu. Tudíž po odlehčení zatěžovacích sil by měl hřídel vracet do původní polohy (tj. pozice v nezátíženém stavu).



Deformační snímač leží na kluzném pouzdře (poz. 6), na kterém je zároveň uloženo ložisko (poz. 2). Ložisko je pevně uloženo v domku. Tudíž ho lze nazvat podporou hřídele, která povoluje pouze rotaci. Do modelu nebylo zahrnuto tvarové kolo. To má za úkol zachytávat síly vnášené zvenčí. Pro zjednodušení modelu postačí, když se bude pracovat pouze se silami, kterými tvarové kolo působí na hřídel.

Model takto zjednodušený byl naimportován do softwaru Abaqus 6.14. Podrobnosti k jednotlivým součástem výpočtového modelu budou podrobněji probrány dále.

### 7.1.1 Hřídel

Hřídel byl pro potřeby simulace očištěn od drážek pro termočlánky snímající teplotu vnitřního kroužku ložiska. Dále byl odstraněn závit a všechny technologické prvky. Největší zjednodušení je, že do výpočtového modelu není zahrnut celý hřídel. Hřídel je za ložiskem B zkrácen z důvodu, že předmětem zkoumání je to, co se děje v oblasti domků ložisek a mezi nimi. Odříznutá část je zatěžována pouze kroučícím momentem motoru. Jelikož je tato část včetně rozměrů totožná s předchozí hřídelí, pak není třeba ji do tohoto modelu zahrnout.

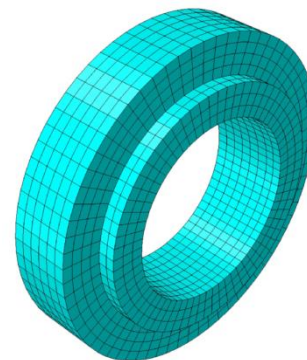
Hřídel byla vysítována šesti-stěnovými lineárními elementy. Velikost jednoho šestistěnného elementu byla stanovena 2 mm. V oblasti kolem díry pro čepy tvarového kola byly použity lineární čtyřstěnné elementy o velikosti 1 mm.



Obr. 7.2: MKP model hřídele

### 7.1.2 Model kuželíkových ložisek

Model ložisek byl značně zjednodušen. Do modelu je v podstatě zahrnut jejich obrys. Nutno brát v úvahu, že jejich tuhost není známa. Navíc je jejich tuhost mění v závislosti na jejich předpětí a zatížení. Pro zkoumání kinematiky soustavy je v tomto případě nejdůležitější vnitřní a vnější kroužek ložisek, zejména jejich interakce s ostatními součástmi.

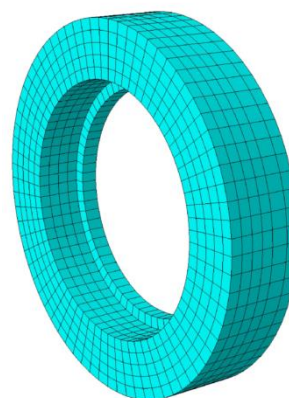


Obr. 7.3: MKP model ložiska

Modely ložisek byly vysítovány šesti-stěnovými lineárními elementy. Velikost jednoho elementu byla stanovena 3 mm.

### 7.1.3 Distanční trubka

Distanční trubka byla do Abaqusu naimportována v nezměněné podobě. Modely ložisek byly vysítovány šesti-stěnovými lineárními elementy. Velikost jednoho elementu byla také stanovena 3 mm.

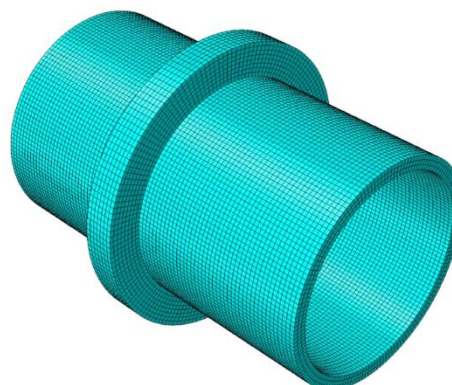


Obr. 7.4: MKP model distanční trubky

### 7.1.4 Kluzné pouzdro 1

MKP model kluzného pouzdra byl zjednodušen o díry stavěcích šroubů a drážku pro termočlánek. Dále byl model zjednodušen o drážky pro stahovací přípravek ložiska.

Celé kluzné pouzdro bylo vysítováno lineárními šesti-stěnovými elementy. Velikost elementů byla zvolena 1 mm z důvodu, aby po tloušťce pouzdra byli alespoň 3 elementy.



Obr. 7.5: MKP model pouzdra 1

### 7.1.5 Kluzné pouzdro 2

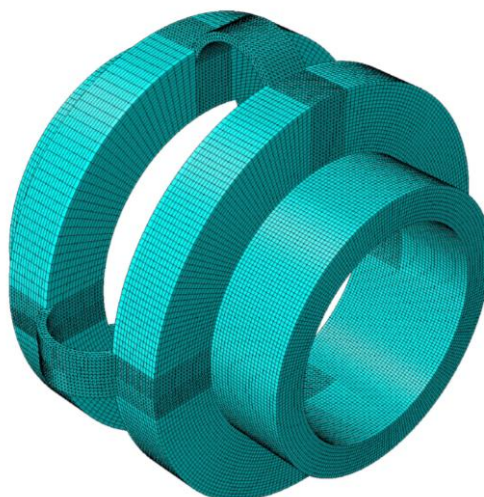
Model kluzného ložiska byl zjednodušen o drážky pro pera a o otvory pro snímače teploty na vnějším kroužku ložiska. Celé kluzné pouzdro bylo vysítováno lineárními šesti-stěnovými elementy. Velikost elementů byla 1 mm opět z důvodu, aby po tloušťce pouzdra byli minimálně 3 elementy.



Obr. 7.6: : MKP model pouzdra 2

### 7.1.6 Deformační snímač axiální síly

Jak již bylo napsáno výše, k deformačnímu snímači axiální síly nebyla k dispozici jeho výkresová dokumentace a ani jeho model. Z tohoto důvodu byl vytvořen model s hlavními rozměry snímače. Model snímače byl vytvořen jako jedna součást. Ve skutečnosti se snímač skládá ze dvou kroužků, které jsou spojeny čtyřmi ohnutými plechy, které jsou přichyceny na kroužky. Na těchto pleších jsou nalepeny tenzometry, které snímají jejich deformaci. Toto zjednodušení odklání model od skutečnosti - tedy alespoň z pohledu tuhosti snímače.



Deformační snímač je vysítován kombinací elementů. Na zahnuté plechy a na oblast kolem nich byly použity čtyř-stěnové elementy. To z důvodu složitosti přechodu mezi ohnutým plechem a kroužkem. Ostatní části jsou vysítovány šestistěny. Všechno jsou lineární elementy o velikosti 0,8 mm.

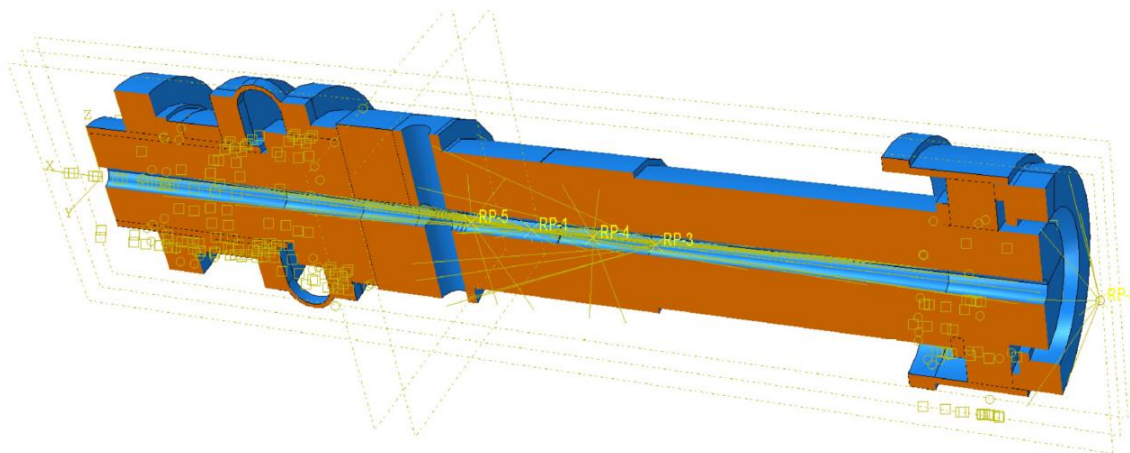


## 7.2 Vazby a počáteční podmínky výpočtového modelu

Jak již bylo napsáno výše, ložisko A představuje podporu, která má zakázáno se pohybovat ve všech osách souřadného systému. Kluzné pouzdro ložiska B představuje podporu, která má zakázaný pohyb v osách Y, Z.

Na kontakty součástí, které se dotýkají ve směru osy X je použita vazba TIE, která má za úkol svázat součásti k sobě. U součástí, které se radiálně dotýkají (tím je myšlen například kontakt kluzného pouzdra s hřídelí), se definuje kontakt ve dvou směrech. Ve směru tangenciálním je možné definovat, jestli kontakt je bez tření (frictionless), nebo lze nadefinovat vlastnosti povrchu jako například součinitel tření, drsnost povrchu a další. V radiálním směru byl použit HARD CONTACT.

Síly působící na soustavu jsou umístěné do RP bodů (reference points). Tyto body jsou svázány s jednotlivými plochami na součástech přes funkci KINEMATIC COUPLING. Tato vazba umožňuje pohyb RP bodů podle předem nastavených vazebních podmínek (boundary conditions). Toto se nastaví v části Abaqusu Interaction. Síly působící na model a vazební podmínky se pak nastaví v části Load.

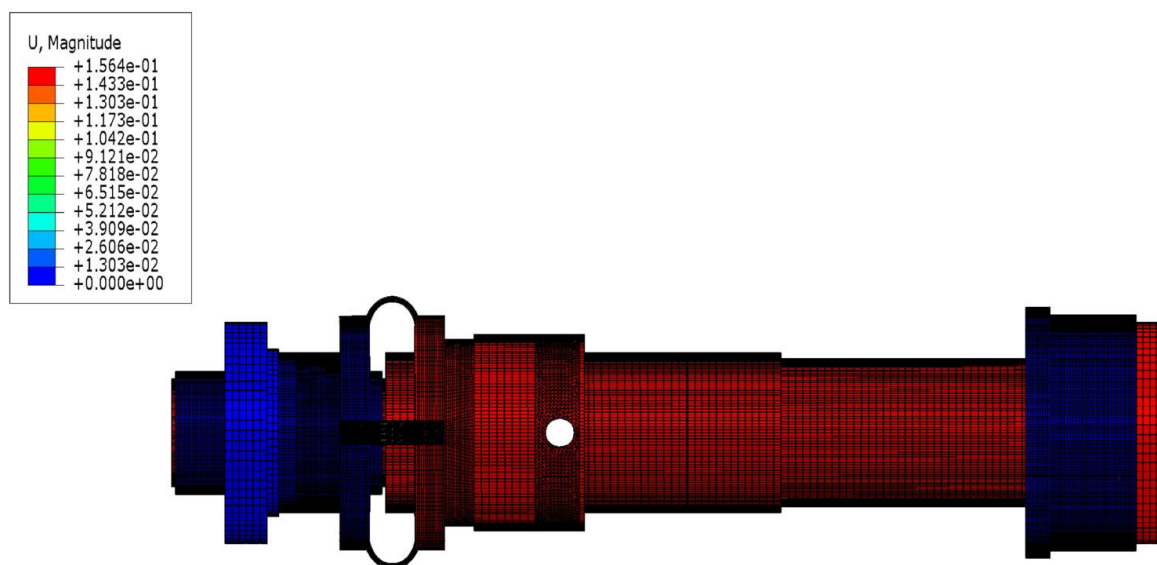


Obr. 7.7: Vazby MKP modelu

Síly, které působí na tvarové kolo, zatěžují kuželíková ložiska, která jsou uložena na hřídeli. Síly z kuželíkových ložisek působící na hřídel, byly přepočítány tak, aby axiální síly působící na hřídel působily v ose hřídele. Radiální síly z ložisek jsou definovány ve dvou rovinách tak, jak je tomu v analytických výpočtech v kapitole 6.3.

### 7.3 Simulace axiálního pohybu soustavy

Podle výše zmíněných předpokladů byl zahájen výpočet simulace, toho, jak se celá soustava bude deformovat - to znamená, o kolik deformace snímače axiální síly dovolí pohyb hřídele.



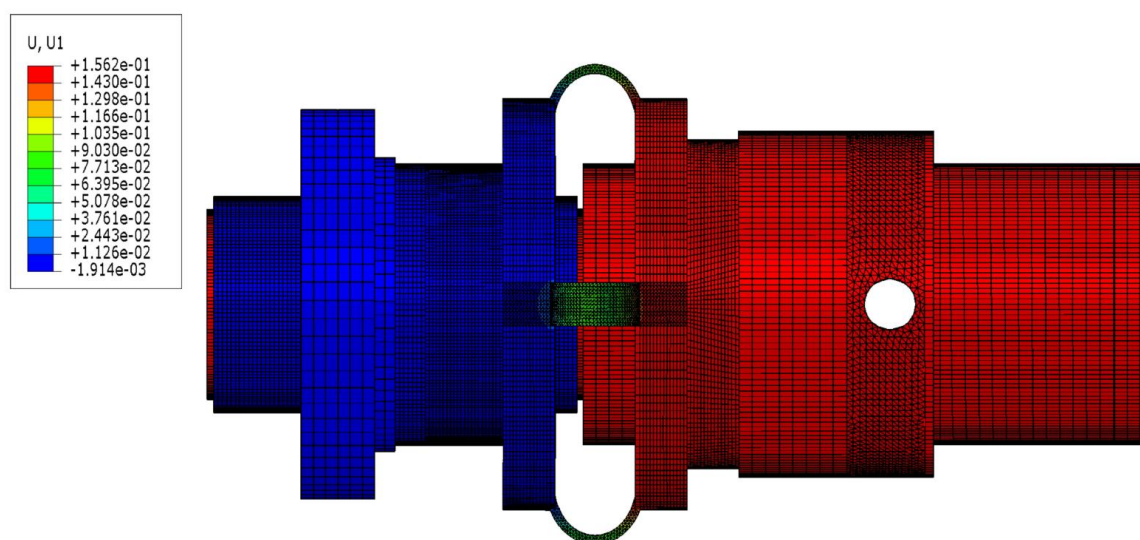
Obr 7.8: MKP analýza tuhosti soustavy

V Abaqusu byly provedeny celkem 3 simulace. První simulace je pro případ, kdy není na kluzné plochy použit kluzný lak. Ještě před samotnou simulací proběhla konzultace s Ing. Nacházelem, u kterého byl poptáván kluzný lak. Při této konzultaci bylo sděleno Ing. Nacházelem, že dle jeho zkušeností při takovém zatěžování, není v soustavě tření okolo standardních  $f=0,12$ , ale mnohem větší. Proto byl pro tuto simulaci použit mezi jednotlivými součástmi součinitel tření  $f=0,2$ .



Další simulace proběhla s kluzným lakem aplikovaného na kluzná pouzdra. Podle Ing. Nacházela je možné kluzným lakem na kluzných plochách dosáhnout součinitele tření  $f=0,1$ .

Poslední proběhla simulace, kde se zanedbalo tření celé soustavy. To bylo provedeno z důvodu vytvoření představy, jak tření součástí ovlivňuje pohyb celé soustavy. To také dává představu, jak moc se simulované stavy vzdalují ideálnímu případu tj. soustavy bez tření.



Obr. 7.9: Axiální posunutí hřídele

Na obr. 7.9 je ukázán detail oblasti s deformačním snímačem axiální síly. Obrázek ukazuje posunutí jednotlivých elementů v ose X. Jak je vidět z obrázku, hřídel se posune jen o tolik, kolik tuhost snímače dovolí.

V následující tabulce jsou maximální hodnoty posunutí hřídele:

Tabulka 7.1: Posunutí hřídele

	Bez tření	Aplikace kluzného laku	Bez kluzného laku
Posunutí [mm]	0,173	0,156	0,132

Z tabulky výsledků posunutí je vidět, že aplikace kluzného laku na kluzná pouzdra zlepšuje posun hřídele o 15,4%. Jak již bylo popsáno v problémech stávajícího testovacího standu, po odlehčení soustavy axiální snímač měřil silovou hysterezi, jejíž příčinou jsou nejspíše třecí síly soustavy. Aplikace kluzného laku by mohla významně pomoci daný problém vyřešit.

## 7.4 Modální analýza

Během konstrukce mechanismu by měla proběhnout modální analýza, kterou se zjistí, jestli se některý člen mechanismu neprovozuje v režimu, který se potkává s vlastními frekvencemi stroje nebo jeho částí. Vlivem rezonance by mohlo dojít k rozkmitání celého mechanismu nebo jeho částí, což by mohlo vést k jeho zničení.

### 7.4.1 Volné netlumené kmitání s $n$ stupni volnosti

Při volném netlumeném kmitání je řešena soustava:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{0} \quad (57)$$

Kde

$\mathbf{M}$  je matice hmotnosti soustavy

$\mathbf{K}$  je matice tuhosti soustavy

Odhad řešení soustavy je ve tvaru:

$$\mathbf{x} = \mathbf{a} \sin(\Omega \cdot t - \gamma) \quad (58)$$

$$(59)$$

Druhá derivace rovnice (58) je:

$$\ddot{\mathbf{x}} = -\mathbf{a} \Omega^2 \sin(\Omega \cdot t - \gamma) \quad (60)$$

Všechny hmoty kmitají se stejnou úhlovou frekvencí  $\Omega$  a s rozdílnými amplitudami  $\mathbf{a}_i$ . Pro netlumenou soustavu je fázový úhel  $\gamma$  roven 0 nebo  $\pi$ . Pripustíme-li záporné hodnoty amplitud, pak nemusíme fázový úhel uvažovat. Po dosazení rovnic (58) a (59) do základní rovnice (57) a zkrácením rovnice  $\sin(\Omega \cdot t)$ , dostaneme soustavu lineárních homogenních algebraických rovnic pro neznámé amplitudy kmitání:

$$(\mathbf{K} - \Omega^2 \mathbf{M})\mathbf{a} = \mathbf{0} \quad (61)$$

Soustava má jednak triviální řešení  $\mathbf{a} = 0$ , kdy amplitudy výchylek všech hmot jsou 0 – soustava je v klidu a nekmitá. Podmínkou netriviálního řešení je, že determinant soustavy musí být roven 0.

$$\det(\mathbf{K} - \Omega^2 \mathbf{M}) = 0 \quad (62)$$

Kořeny tohoto frekvenčního determinantu jsou vlastní frekvence soustavy  $\Omega_v$ . Substitucí  $\Omega^2 = \lambda$  převedeme úlohu na matematický problém vlastních hodnot soustavy:

$$\det(\mathbf{K} - \lambda \mathbf{M}) = 0 \quad (63)$$

Vlastní čísla soustavy se řeší převážně numericky. Po výpočtu dostaneme vlastní čísla soustavy  $\lambda_v$ , vlastní frekvence:

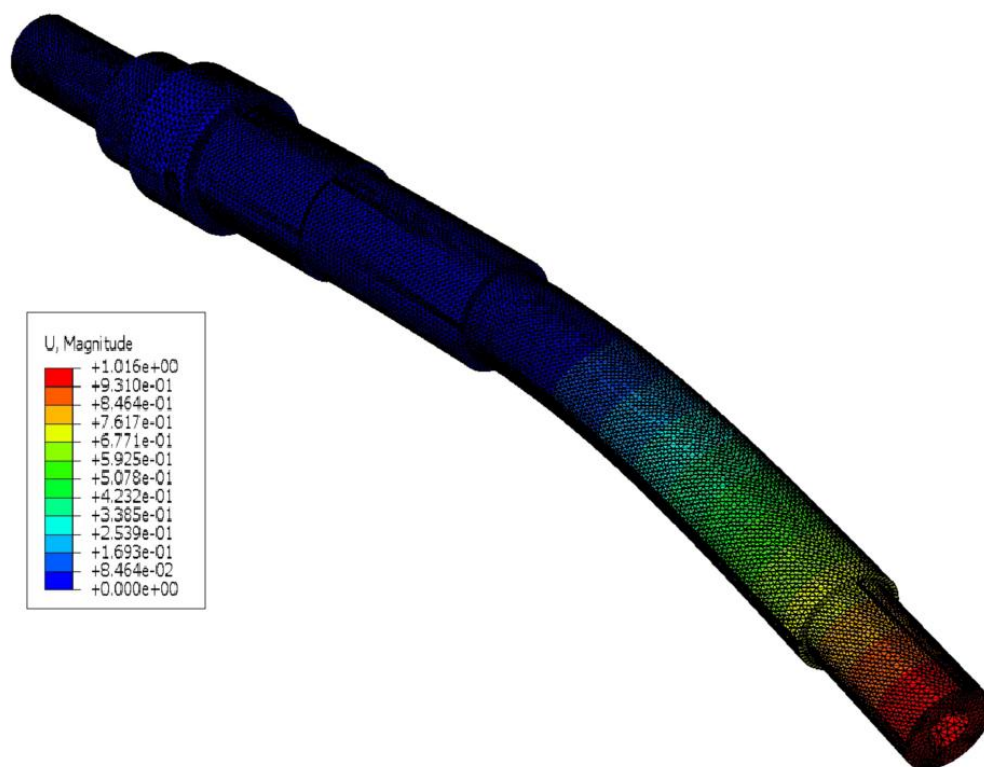
$$\Omega_v = \sqrt{\lambda_v} \quad (64)$$

Podklady pro tuto část byly čerpány z [13].

#### 7.4.2 Modální analýza hřídele

Pomocí modální analýzy se kromě vlastních frekvencí dá zhodnotit tuhost součástí, popřípadě zjistit, které místo je málo tuhé. Při konstrukčních změnách mechanismu se pomocí modální analýzy poměrně rychle zjistí, jak konstrukční úprava změnila tuhost mechanismu. To je užitečné, neboť modální analýza je poměrně jednoduchý a rychlý výpočet pro MKP software.

Modální analýza byla provedena na hřídeli. Na modelu hřídele byly odstraněny zaoblení, zkosení a drážky pro termočlánky pod ložisky. To z důvodu snadnějšího vysítování modelu. Celý hřídel byl vysítován čtyřstěny. Jako pevné vazby, coby počáteční podmínky výpočtu, byly použity plochy pod ložisky.



Obr. 7.10: První vlastní frekvence hřídele

Pro zajímavost jsou v tabulce 7.2 uvedeny další hodnoty vlastních frekvencí.

Tabulka 7.2: Hodnoty vlastních kmitů hřídele

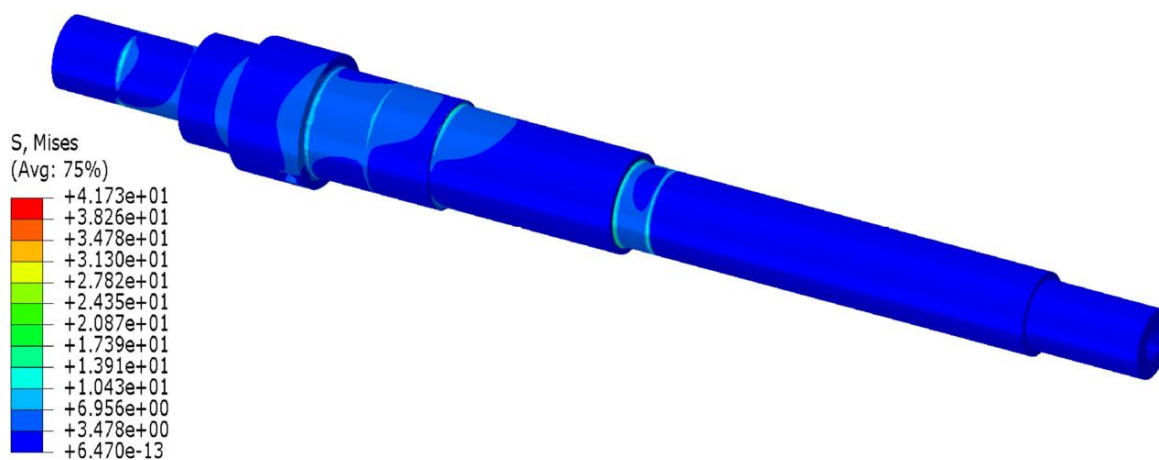
Pořadí	1.	2.	3.	4.	5.	6.
Frekvence [Hz]	350,29	350,39	1 598,5	1 608	2 049,6	2 051,9

## 8. Kontrolní výpočty

V rámci konstrukčních úprav standu je třeba ověřit, zda nově navržené součásti vydrží zatížení standu popsané v tab. 5.2.

### 8.1 Namáhání hřídele

V rámci MKP analýzy byla pozornost zaměřena na hřídel. Pomocí MKP bylo třeba zjistit, jaké napětí a deformace vyvolá zatěžování standu. Hřídel obsahuje několik velkých vrubů. Především je třeba zkontrolovat, zdali není příliš vysoké napětí v oblastech velké změny průměrů hřídele. Takovýto velký skok se nachází mezi průměrem, na kterém leží kluzné pouzdro ložiska A a průměrem, na kterém leží deformační snímač axiální síly. Další kritické místo je díra v hřídeli na  $\varnothing 80$  mm, která slouží pro stavěcí šrouby, jejichž úkolem je spojit tvarové kolo s hřídelí tak, aby jejich vzájemná rychlost byla nulová.



Obr. 8.1: Namáhání hřídele

Z obr. 8.1 je vidět, že špičky napětí jsou v místech, kde se mění průměr hřídele. Z MKP modelu byla odstraněna zaoblení z čel odsazení na hřídeli. Při tvorbě detailnějšího modelu hřídele, kde by byla zahrnuta i tato zaoblení, by špičky napětí nebyly tak vysoké. Špičkové napětí v těchto místech činí  $41,7 \text{ N.mm}^{-2}$ . V místě díry pro stavěcí šrouby je napětí  $10,4 \text{ N.mm}^{-2}$ . Hřídel je z materiálu ČSN 11 600. Mez kluzu tohoto materiálu je  $295 \text{ N.mm}^{-2}$ . I se zahrnutím špiček napětí vychází bezpečnost hřídele  $k=7$ .

Dále je třeba zjistit, jestli průhyb hřídele mezi kuželíkovými ložisky splňuje podmínku:

$$\Delta x_{max} < \frac{l}{500} \quad (65)$$

$$\Delta x_{max} = 8,78 \cdot 10^{-2} < \frac{l}{5000} = \frac{322}{5000} = 6,44 \cdot 10^{-2} \text{ mm} \quad (66)$$

Kde

$l$  je vzdálenost mezi ložisky

$\Delta x_{max}$  je maximální průhyb hřídele mezi ložisky

Výše uvedená podmínka je splněna.

## 8.2 Šrouby příčky příhrady

Šrouby, které připojují čep kuličkového ložiska k příhradě, jsou velmi silně namáhány. Proto budou předepnuty a dále bude provedena jejich pevnostní kontrola. Jedná se o 4 šrouby se šestihrannou hlavou ISO 4014 - M10x70 - 12.9.

Předepětí bude vycházet z meze kluzu šroubu:

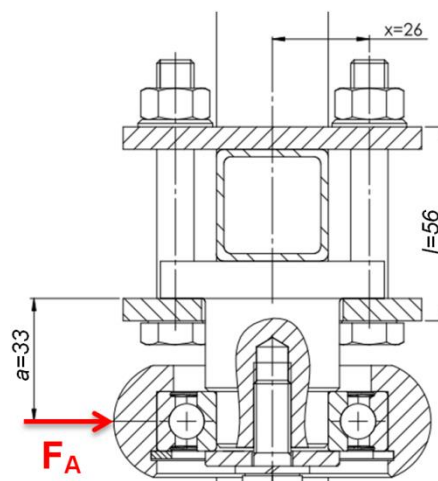
$$Q_o \leq \sigma_{kt} \cdot v \cdot S_3 = 1060 \cdot 0,65 \cdot \frac{\pi \cdot 8,16^2}{4} = 36 \text{ kN} \quad (67)$$

Kde

$S_3[\text{mm}^2]$  je průřez šroubu na malém průměru  $d_3$

$v[-]$  je míra využití meze kluzu

Bylo zvoleno předpětí  $Q_o = 20 \text{ kN}$ .



Obr. 8.2: Šrouby příčky příhrady

Síla působící na předejatý spoj bude:

$$F_o = \frac{F_A \cdot a}{4 \cdot x} = \frac{3\,000 \cdot 33}{4 \cdot 26} = 951,9 \text{ N} \quad (68)$$

Je třeba zdůraznit, že pár šroubů, který je nalevo od příčky, bude namáhán tahem. Pár šroubů, který je napravo od příčky, bude namáhán tlakem.

Napětí ve šroubu od vnější síly:

$$\sigma_o = \frac{F_A \cdot a}{4 \cdot S_3 \cdot x} = \frac{3\,000 \cdot 33}{4 \cdot \frac{\pi \cdot 8,16^2}{4} \cdot 26} = 18,2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (69)$$

Dřík šroubu je namáhán momentem:

$$M_z = Q_o \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi^l) = 20 \cdot 10^3 \cdot \frac{9,026}{2} \cdot \tan(3,03^\circ + 8,53^\circ) = 18\,462 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (70)$$

Kde

$$\tan(\gamma) = \frac{i \cdot P}{\pi \cdot d_2} = \frac{1 \cdot 1,5}{\pi \cdot 9,026} \rightarrow \gamma = 3,03^\circ \quad (71)$$

$$\tan(\varphi^l) = \frac{f}{\cos \beta_n} = \frac{0,13}{\cos 30^\circ} \rightarrow \varphi^l = 8,53^\circ \quad (72)$$

$i[-]$  je počet chodů závitu

$P[-]$  je rozteč závitu

$\beta_n[^\circ]$  je poloviční úhel závitu v normálovém řezu

Napětí šroubu od  $M_z$ :

$$\tau = \frac{M_z}{W_k} = \frac{16 \cdot M_z}{\pi \cdot d_3^3} = \frac{16 \cdot 18\,462}{\pi \cdot 8,16^3} = 173,1 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (73)$$

Tuhost šroubu se vypočte:

$$k_s = \frac{S_3 \cdot E}{l_s} = \frac{\frac{\pi \cdot 8,16^2}{4} \cdot 2,1 \cdot 10^5}{70} = 156,8 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (74)$$

Pro odhad tuhosti desek, které šrouby svírají, bude použito metody náhradní trubky [14].





Tuhost náhradní trubky se vypočte:

$$k_T = \frac{\pi}{4} \frac{(D_e^2 - D_i^2) \cdot E}{l} \quad (75)$$

Kde

$D_e$ [mm] je vnější průměr trubky

$D_i$ [mm] je vnitřní průměr trubky

$l$ [mm] je vzdálenost mezi hlavou šroubu a maticí

Podle doporučení VDI se pro ocel vnější průměr stanoví:

$$D_e = \delta + \frac{l}{10} = 16 + \frac{56}{10} = 21,6 \text{ mm} \quad (76)$$

Kde

$\delta$  [mm] je u šestihranné matice průměr kružnice vepsané do šestiúhelníku

Tuhost náhradní trubky se vypočte:

$$k_T = \frac{\pi}{4} \frac{(21,6^2 - 11^2) \cdot 2,1 \cdot 10^5}{56} = 1\,017,8 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (77)$$

Tato tuhost je pouze odhadem, protože výše uvedená rovnice je určena pro dvě desky spojené šroubem. To neodpovídá reálnému případu, který je nyní řešen. Ve skutečnosti bude tato tuhost mnohem menší.

Dále proběhnou paralelně dva výpočty. Jeden bude pro zjednodušený stav, kde byla použita metoda náhradní trubky a druhý bude nejvíce nepříznivý stav.

Řešení bezpečnosti šroubů proběhne ve dvou variantách:

a) Zjednodušený stav - metoda náhradní trubky

Maximální síla ve šroubu:

$$\begin{aligned} Q_{1a} &= Q_0 + \frac{k_s}{k_s + k_T} \cdot F_0 \\ &= 20 \cdot 10^3 + \frac{156,8 \cdot 10^3}{156,8 \cdot 10^3 + 1\,017,8 \cdot 10^3} \cdot 951,9 = 20\,127,1 \text{ N} \end{aligned} \quad (78)$$



Minimální síla ve šroubu:

$$Q_{2a} = Q_0 - \frac{k_s}{k_s + k_T} \cdot F_0 \quad (79)$$

$$= 20 \cdot 10^3 - \frac{156,8 \cdot 10^3}{156,8 \cdot 10^3 + 1\,017,8 \cdot 10^3} \cdot 951,9 = 19\,872,9 \text{ N}$$

Napětí šroubu od maximální síly  $Q_{1a}$ :

$$\sigma_{Q1a} = \frac{Q_{1a}}{S_3} = \frac{20\,127,1}{\frac{\pi \cdot 8,16^2}{4}} = 384,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (80)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{REDa} = \sqrt{\sigma_{Q1a}^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{384,7^2 + 3 \cdot 173,1^2} = 487,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (81)$$

Bezpečnost šroubu pak bude:

$$k_a = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{REDa}} = \frac{1\,060}{487,7} = 2,17 \quad (82)$$

b) Nejvíce nepříznivý stav bude, když  $k_s \gg k_T$ , pak maximální síla ve šroubu bude:

$$Q_{1b} = Q_0 + F_0 = 20 \cdot 10^3 + 951,9 = 20\,951,9 \text{ N} \quad (83)$$

Minimální síla:

$$Q_{2b} = Q_0 - F_0 = 20 \cdot 10^3 - 951,9 = 19\,048,1 \text{ N} \quad (84)$$

Napětí od maximální síly v šroubu:

$$\sigma_{Q1b} = \frac{Q_{1b}}{S_3} = \frac{20\,951,9}{\frac{\pi \cdot 8,16^2}{4}} = 400,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (85)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{REDb} = \sqrt{\sigma_{Q1b}^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{400,6^2 + 3 \cdot 173,1^2} = 500,4 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (86)$$

Bezpečnost šroubu pak bude:

$$k_b = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{REDb}} = \frac{1\,060}{500,4} = 2,11 \quad (87)$$

Dále je třeba zkontrolovat, jestli nedojde k posunutí desek vlivem síly  $F_A$ . Kontrola proběhne jen pro nejnepříznivější stav, to znamená pro minimální sílu ve šroubu  $Q_{2b}$ .

$$F_A \leq 4 \cdot Q_{2b} \cdot f = 4 \cdot 19\,048,1 \cdot 0,15 = 11\,429 \text{ N} \geq 3\,000 \text{ N} \quad (88)$$

Byly stanoveny dvě bezpečnosti šroubů. To bylo provedeno z důvodu, že nebylo možné přesněji určit tuhost  $k_T$ . Reálná bezpečnost se bude nacházet někde mezi hodnotami  $k = 2,11 \div 2,17$ , což je vyhovující.

Třecí moment pod maticí:

$$M_{TM} = Q_0 \cdot f_M \cdot \rho_M = 20 \cdot 10^3 \cdot 0,2 \cdot 8 = 32 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (89)$$

Kde

$\rho_M$ [mm] je třecí poloměr matice (poloměr kružnice vepsané do šestiúhelníku)

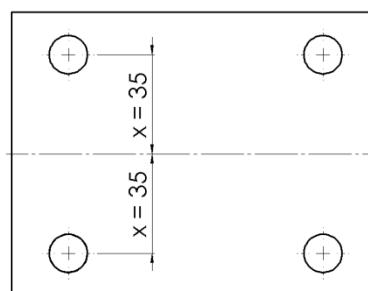
$f_M$ [-] je součinitel tření matice

Utahovací moment matice:

$$M_M = M_{TM} + M_Z = 32 \cdot 10^3 + 18\,462 = 50\,462 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (90)$$

### 8.3 Šrouby podstavy příhradové konstrukce

Dále bude proveden rozbor šroubového spojení příhradové konstrukce se základním plechem. Jedná o spojení se čtyřmi šrouby se šestihrannou hlavou ISO 4014 -M12x55-10.9.



Obr. 8.3: Díry šroubů

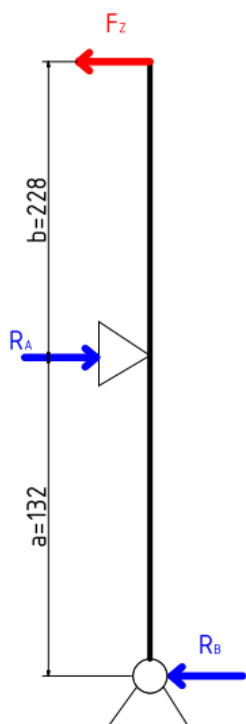
Silový rozbor příhrady:

$R_A = 3\,000 \text{ N}$  je požadovaná síla, která působí na tvarové kolo hřídele.  $F_z$  je síla, kterou působí lanko na kladku příhrady.  $R_B$  je reakce otočného čepu.

$$R_B = \frac{b}{a+b} \cdot R_A = \frac{228}{132+228} \cdot 3\,000 = 1\,900 \text{ N} \quad (91)$$

Síla, která musí působit na kladku, se vypočte:

$$F_z = \frac{a}{a+b} \cdot R_A = \frac{132}{132+228} \cdot 3\,000 = 1\,100 \text{ N} \quad (92)$$



Obr. 8.4: Silový rozbor příhrady



Předpětí bude vycházet z meze kluzu šroubu.

$$Q_o \leq \sigma_{kt} \cdot v \cdot S_3 = 880 \cdot 0,65 \cdot \frac{\pi \cdot 9,853^2}{4} = 43\,614 \text{ N} \quad (93)$$

Bylo zvoleno předpětí  $Q_o = 25 \text{ kN}$ .

Síla působící na předepjatý spoj bude:

$$F_o = \frac{R_B \cdot a}{4 \cdot x} = \frac{1\,900 \cdot 40}{4 \cdot 35} = 542,9 \text{ N} \quad (94)$$

Dřík šroubu je namáhán momentem:

$$M_z = Q_o \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi^l) = 25 \cdot 10^3 \cdot \frac{10,863}{2} \cdot \tan(2,94^\circ + 8,53^\circ) = 27\,552,2 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (95)$$

Kde

$$\tan(\gamma) = \frac{i \cdot P}{\pi \cdot d_2} = \frac{1 \cdot 1,75}{\pi \cdot 10,863} \rightarrow \gamma = 2,94^\circ \quad (96)$$

$$\tan(\varphi^l) = \frac{f}{\cos \beta_n} = \frac{0,13}{\cos 30^\circ} \rightarrow \varphi^l = 8,53^\circ \quad (97)$$

Napětí šroubu od  $M_z$ :

$$\tau = \frac{M_z}{W_k} = \frac{16 \cdot M_z}{\pi \cdot d_3^3} = \frac{16 \cdot 27\,552,2}{\pi \cdot 9,853^3} = 146,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (98)$$

Tuhost šroubu se vypočte:

$$k_s = \frac{S_3 \cdot E}{l_s} = \frac{\frac{\pi \cdot 9,853^2}{4} \cdot 2,1 \cdot 10^5}{55} = 291,1 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (99)$$

Tuhost náhradní trubky se vypočte:

$$k_T = \frac{\frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_i^2) \cdot E}{l} \quad (100)$$

Podle doporučení VDI se pro ocel vnější průměr stanoví:

$$D_e = \delta + \frac{l}{10} = 18 + \frac{28}{10} = 20,8 \text{ mm} \quad (101)$$



Tuhost náhradní trubky se vypočte:

$$k_T = \frac{\pi}{4} \frac{(20,8^2 - 13,5^2) \cdot 2,1 \cdot 10^5}{28} = 1\,474,9 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (102)$$

Maximální síla ve šroubu:

$$Q_1 = Q_0 + \frac{k_s}{k_s + k_T} \cdot F_o \quad (103)$$

$$= 25 \cdot 10^3 + \frac{291,1 \cdot 10^3}{291,1 \cdot 10^3 + 1\,474,9 \cdot 10^3} \cdot 542,9 = 25\,089,5 \text{ N}$$

Minimální síla ve šroubu:

$$Q_2 = Q_0 - \frac{k_s}{k_s + k_T} \cdot F_o \quad (104)$$

$$= 25 \cdot 10^3 - \frac{291,1 \cdot 10^3}{291,1 \cdot 10^3 + 1\,988,6 \cdot 10^3} \cdot 542,9 = 24\,910,5 \text{ N}$$

Napětí šroubu od maximální síly  $Q_1$ :

$$\sigma_{Q1} = \frac{Q_1}{S_3} = \frac{25\,089,5}{\frac{\pi \cdot 9,853^2}{4}} = 329,1 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (105)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_{Q1}^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{329,1^2 + 3 \cdot 146,7^2} = 415,8 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (106)$$

Bezpečnost šroubu pak bude:

$$k_a = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{REDa}} = \frac{880}{415,8} = 2,12 \quad (107)$$

Dále je třeba zkontrolovat, jestli nedojde k posunutí desek vlivem síly  $R_A$ . Kontrola proběhne jen pro nejnepříznivější stav, to znamená pro minimální sílu ve šroubu  $Q_2$ .

$$R_B \leq 4 \cdot Q_2 \cdot f = 4 \cdot 24\,910,5 \cdot 0,15 = 14\,946,3 \text{ N} \geq 1\,900 \text{ N} \quad (108)$$

Byla stanovena bezpečnost šroubů. Tato bezpečnost má hodnotu  $k = 2,12$ , což je vyhovující.

Třecí moment pod maticí:

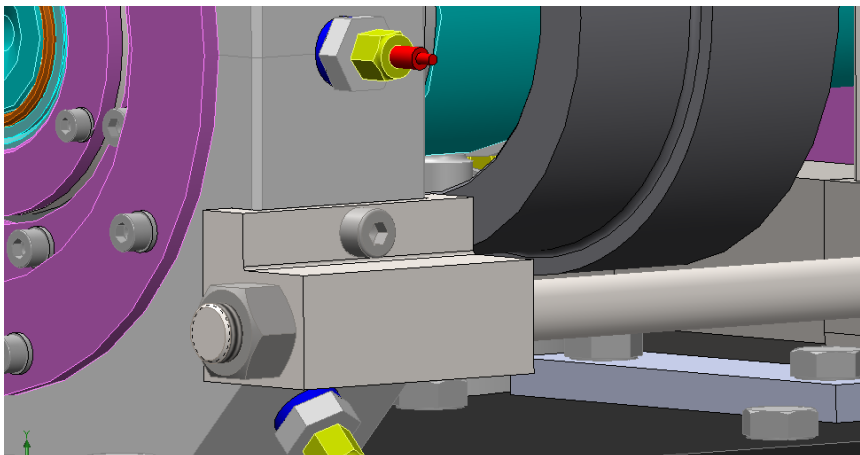
$$M_{TM} = Q_0 \cdot f_M \cdot \rho_M = 25 \cdot 10^3 \cdot 0,2 \cdot 9 = 45 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (109)$$

Utahovací moment matice:

$$M_M = M_{TM} + M_Z = 45 \cdot 10^3 + 27\,552,2 = 72\,552,2 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (110)$$

## 8.4 Kontrola svorníků

Domky ložisek jsou spojeny čtyřmi svorníky. Jedná se o tyče dlouhé 470 mm s vysoustruženým závitem M16. Tyto tyče mají za úkol distribuovat axiální zatížení do obou domků rovnoměrně. Aby nedocházelo k většímu zatěžování šroubů spojících části domku k sobě a šroubů, které kotví domky k rámu, nebudou svorníky předepnuty (resp. matice se utáhnou tak, aby předpětí bylo minimální).



Obr. 8.5: Detail upevnění svorníku

Nejvíce bude zatěžovaný axiální silou domek s ložiskem A. Výslednice axiálních sil působící na domek se vypočte:

$$\begin{aligned}
 F_{Av} &= F_x + F_p + F_{iBax} - F_{iAax} = 2\,913,3 + 3 \cdot 10^3 + 1\,446,5 - 1\,439,8 = & (111) \\
 &= 5\,920 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Svorník bude namáhán pouze tahem:

$$\sigma_t = \frac{F_{Av}}{4 \cdot S_3} = \frac{5\,920}{4 \cdot \frac{\pi \cdot 13,546^2}{4}} = 10,3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (112)$$

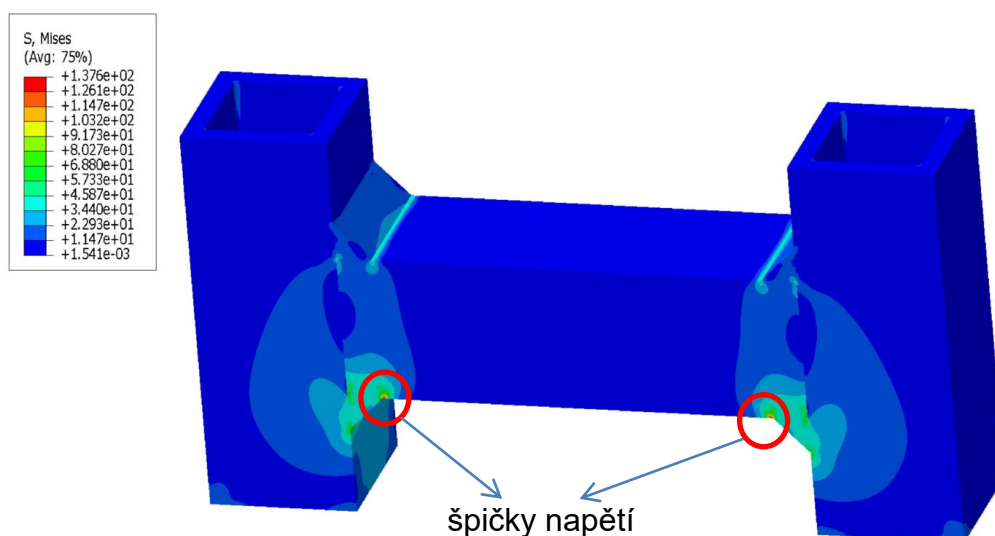
Bezpečnost svorníku pak bude:

$$k = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_t} = \frac{295}{10,3} = 28,6 \quad (113)$$

Byla stanovena bezpečnost svorníků. Tato bezpečnost má hodnotu  $k = 28,6$ , což je vyhovující.

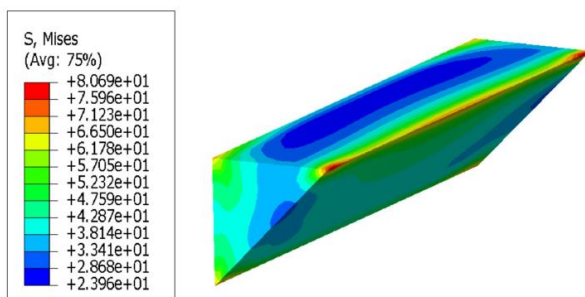
## 8.5 Kontrola svarů příčky

U příhradové konstrukce, která vnáší do soustavy axiální sílu, je kritické místo střední příčka příhradové konstrukce. Myšlena je příčka, na které je upevněn čep s ložiskem a kolem zatěžující tvarové kolo hřídele. Především kritickými se zdají svary, které tuto příčku spojují se stojnami. Svary jsou zatíženy kombinovaným namáháním, které by bylo analyticky velmi složité vyčíslit. Z tohoto důvodu bylo přikročeno k vytvoření MPK modelu, který by měl dát představu, jak jsou tyto svary namáhány.



Obr. 8.6: Namáhání příčky

Materiál čtvercových dutých profilů je S235. Z obr. 8.6 je vidět, že špičky napětí mají hodnotu  $137,5 \text{ N.mm}^{-2}$ . Tyto špičky se nacházejí na příčce v místech, kde začíná deska, která drží čep ložiska.



Obr. 8.7: Detail svaru

Při porovnání této špičky napětí s mezí kluzu materiálu vychází bezpečnost  $k=1,7$ . Na obr. 8.7 je pak vidět, že špička napětí přímo ve svaru je  $80,7 \text{ N.mm}^{-2}$ .

Výpočet napětí ve svarech je pouze informativní. Protože svary jsou modelovány jako součásti se stejnými materiálovými vlastnostmi, jako je materiál příhrady. V MKP modelu není zahrnuta nehomogenita svaru a tepelné ovlivnění materiálu.

## 8.6 Svary stojny příhrady

U svarů stojen příhradové konstrukce (viz obr. 8.8) byly použity koutové svary  $a=3$ . Tyto svary je potřeba zkontrolovat, zda dané namáhání vydrží. Stojny jsou z TR 4HR 30x4.

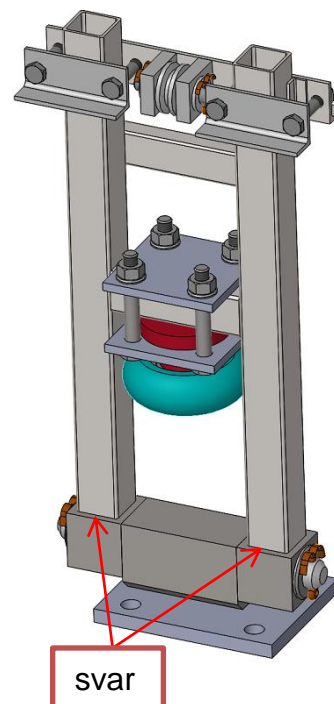
Při rozboru zatížení svaru bude vycházeno ze silového rozboru na obr. 8.4.

Na svar působí ohybový moment:

$$M_o = R_B \cdot c \quad (114)$$

Kde

$c = 20 \text{ mm}$  je vzdálenost svaru od osy otočného čepu



Obr. 8.8: Umístění svaru stojen

Ohybový modul bude stanoven pro plochu rozdíl ploch dvou čtverců odsazených o 3mm.

$$W_o = \frac{(B + 3)^4 - B^4}{12} \cdot \frac{2}{(B + 3)} \cdot 2 \quad (115)$$

Kde

$B = 30 \text{ mm}$  je velikost strany čtvercového profilu

Ohybové napětí pak bude:

$$\tau_{\perp} = \frac{M_o}{W_o} \quad (116)$$

Dále na svar bude působit posouvající síla, která se bude snažit svar usmýknout:

$$F_s = R_A - F_z \quad (117)$$



Smykové napětí pak bude:

$$\tau_{\parallel} = \frac{F_s}{(B+3)^4 - B^4} \cdot \frac{1}{2} \quad (118)$$

Výsledné napětí ve svaru bude:

$$\tau_{sv} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}}{\alpha_{\tau_{\perp}}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel}}{\alpha_{\tau_{\parallel}}}\right)^2} \quad (119)$$

Kde

$\alpha_{\tau_{\perp}} = 0,6$  je součinitel anisotropie svaru

$\alpha_{\tau_{\parallel}} = 0,5$  je součinitel anisotropie svaru

Výpočet pro konkrétní hodnoty byl proveden v příloze [B]. V tabulce 8.1 jsou zobrazeny výsledky pro axiální zatěžování tvarového kola hřídele 3 kN.

Tabulka 8.1: Výsledky výpočtu svarů stojen

$M_o$ [N.mm]	$F_s$ [N]	$W_o$ [mm <sup>3</sup> ]	$\tau_{\perp}$ [N.mm <sup>-2</sup> ]	$\tau_{\parallel}$ [N.mm <sup>-2</sup> ]	$\tau_{sv}$ [N.mm <sup>-2</sup> ]
38 000	1 900	3 797,2	10	5	19,5

Z tab. 8.1 je vidět, že napětí ve svarech je 19,5 N.mm<sup>-2</sup>. Toto napětí je několikanásobně menší než je mez kluzu základního materiálu - stojny jsou z S235. Proto napětí ve svarech je vyhovující.

## 8.7 Doporučení

- Matice ke šroubům se šestihrannou hlavou ISO4014-M8x55-8.8 přihrady axiální síly (šrouby držící příčnick s kladkou) utáhnout utahovacím momentem  $M = 10\,200 \text{ N} \cdot \text{mm}$ .
- Ostatní předepnuté šroubové spoje je vhodné přepočítat dle návrhů v předchozích diplomových prací
- Ke kluznému laku nebyla dodána tloušťka nanesené vrstvy a požadavky na opracování povrchů. Podle těchto požadavků bude třeba upravit tolerance součástí, tak aby mezi nimi byla dostateční vůle umožňující axiální pohyb souvisejících součástí.

## 9. Závěr

V rámci diplomové práce bylo modifikováno testovací zařízení kuželíkových ložisek. Největší úprava proběhla na systému vnášení vnějšího zatížení soustavy. Separace axiální a radiální síly přináší větší variabilitu zatěžovacích režimů. Úpravu zaznamenalo tvarové kolo uložené na hřídeli, které zachytává vnější zatížení. Kompletně byl změněn tvar ploch, na které působí vnější síly. Tvarové kolo je nově uloženo na kuželíková ložiska z důvodu zamezení rotace kola. Kolo lze také pomocí stavěcích čepů spojit s hřídelem.

Systém předepínání počítá s hydraulickým předepínáním ložisek, avšak tento systém je zaměnitelný se stávajícím předepínáním pomocí matice. Velký důraz byl kladen na minimalizaci počtu součástí, přes které předepínání ložisek probíhá.

Významnou konstrukční úpravou je uložení kuželíkových ložisek do kluzných pouzder. Na vnitřní průměry kluzných pouzder bude nanesen kluzný lak, který by měl snížit tření při axiálním pohybu ložisek. MKP analýzou bylo zjištěno, že tento lak by měl pohyb zlepšit až o 15,4% oproti stavu, kdy by nebyl kluzný lak použit. Toto zlepšení má pomoci odstranit nežádoucí stav, kdy se součásti soustavy po odlehčení nevrací do původních pozic.

Navrženo bylo umístění aparatury měřící teploty vnějších a vnitřních kroužků ložisek. Teploty kroužků vypovídají o provozních stavech ložisek. Také pomocí těchto teplot se bude moci sestavit výkonová bilance mechanismu.

Paralelně s návrhem konstrukčních úprav proběhly kontrolní výpočty, které byly provedeny, jak analyticky, tak pomocí metody konečných prvků. Vytvořen byl CAD model, nového uspořádání testovacího standu. K diplomové práci je přiložena výkresová dokumentace nových a upravených dílů.

## Seznam použité literatury

- [1] *MIDOL - kluzná ložiska* [online]. [cit. 2015-11-15]. Dostupné z: [www.kluznaloziska.cz/kompozit-ptfe-a-pom](http://www.kluznaloziska.cz/kompozit-ptfe-a-pom)
- [2] *HYPROSTATIC: hydrostatic bearing system* [online]. [cit. 2015-11-15]. Dostupné z: <http://hyprostatik.de/23/?L=2>
- [3] SHIGLEY, Joseph Edward., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. *Mechanical engineering design*. 7th ed. New York, NY: McGraw-Hill, c2004. ISBN 0072520361.
- [4] *Odborná terminologie* [online]. [cit. 2015-12-20]. Dostupné z: <http://vyuka.odbornaterminologie.cz/nemecky-jazyk/5-3-loziska-de>
- [5] SKF Rolling Bearings. Katalog 10000. [online]. [cit. 2015-12-22]. Dostupné z: [www.skf.com](http://www.skf.com)
- [6] MACEK, Jiří. *Problematika axiálních vůlí nebo předpětí ve valivých ložiskách*. Praha, 2006. Diplomová práce. Fakulta strojní ČVUT. Vedoucí práce Doc. Ing. Vojtěch Dinybyl Ph.D.
- [7] STUDENOVSKÝ, Michal. *Problematika chování předepnutých valivých ložisek a distribuce tepla vznikajícího v konstrukci*. Praha, 2007. Diplomová práce. Fakulta strojní ČVUT. Vedoucí práce Doc. Ing. Vojtěch Dinybyl Ph.D.
- [8] ZELENKA, Jiří. *Řízení provozních podmínek předepnutých ložisek*. Praha, 2008. Diplomová práce. Fakulta strojní ČVUT. Vedoucí práce Doc. Ing. Vojtěch Dinybyl Ph.D.
- [9] *Výrobce talířových pružin Mumba* [online]. [cit. 2016-06-12]. Dostupné z: <http://www.mubea.com/cz>
- [10] *Firma Ing. Zdeňka Nacházela* [online]. [cit. 2016-07-06]. Dostupné z: [www.nachazel.cz](http://www.nachazel.cz)
- [11] *Rotatechnology s.r.o.* [online]. [cit. 2016-06-20]. Dostupné z: <http://www.rotatech.cz>
- [12] *GMN Bearings: Non-Contact Seals* [online]. [cit. 2016-06-20]. Dostupné z: <http://www.gmnbt.com/labyrinth-non-contact-seals.htm>
- [13] VLADIMÍR STEJSKAL, Václav Bauma. *Kmitání mechanických soustav: doplňkové skriptum*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2003. ISBN 9788001027523.
- [14] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002. ISBN 80-01-02533-0.



## Seznam příloh

Příloha A: GLEIT- $\mu$ ® boltcoat 2301 - str. 79

Příloha B: Výpočty - příloha umístěna na CD

Příloha C: CAD model - příloha umístěna na CD

Příloha D: Výkresová dokumentace nových dílů

## Seznam obrázků

Obr. 2.1: Hydrodynamické kluzné ložisko [1].....	5
Obr. 2.2: Hydrostatické kluzné ložisko [2].....	5
Obr. 2.3: Části kuličkového ložiska [3] .....	6
Obr. 2.4: Ložisko: A) kuličkové, B) válečkové, C) jehlové, D) kuželíkové, E) soudečkové, F) toroidní [4] .....	7
Obr. 2.5: A) uspořádání do „X“, B) uspořádání do „O“, C) uspořádání do tandemu, .	8
Obr. 2.6: Axiální zatížení působící na uložení se dvěma jednořadými kuželíkovými ložisky [5].....	11
Obr. 2.7: Ložiskové vůle [5] .....	12
Obr. 2.8: Závislost vůle na trvanlivosti [5] .....	12
Obr. 2.9: Aplikace předepnutí ložisek - vřeteno obráběcího stroje [5] .....	13
Obr. 2.10: Závislost axiální síly na axiálním posunutí [5].....	15
Obr. 2.11: Závislost axiálního posunutí na předepínací síle [5].....	16
Obr. 2.12: Aplikace metody výsledného umístění [5].....	17
Obr. 2.13: Brodění ložiska v oleji [5] .....	21
Obr. 2.14: Odpor brodění - proměnná VM [5].....	22
Obr. 2.15: Zpětný tok maziva [5].....	23
Obr. 2.16: Třecí moment jako funkce otáček a viskozity [5] .....	23
Obr. 3.1: Aktuální stav testovacího standu .....	25
Obr. 3.2: Testovací stand vytvořený Ing. Mackem [7].....	26
Obr. 3.3: Chlazení ložiska [8].....	27
Obr. 5.1: Celkový pohled na stand .....	29
Obr. 5.2: Řez osou hřídele - rovina X-Y .....	30
Obr. 5.3: Rovina X-Y .....	31
Obr. 5.4: Rovina X-Z.....	32
Obr. 5.5: Rozměry kuželíkového ložiska [5].....	33
Obr. 5.6: Charakteristika talířové pružiny pro dané zástavbové rozměry [9] .....	36
Obr. 6.1: Výsledný návrh .....	37
Obr. 6.2: Nové konstrukční uspořádání .....	38
Obr. 6.3: Ložisko A uložené na kluzném pouzdru .....	40
Obr. 6.4: Ložisko B uložené v kluzném pouzdru.....	40

Obr. 6.5: Příhradová konstrukce .....	41
Obr. 6.6: SKF 6206-2Z .....	41
Obr. 6.7: Tvarové kolo .....	42
Obr. 6.8: Řez labyrintem [11] .....	43
Obr. 6.9: Labyrintové těsnění [11] .....	43
Obr. 6.10: Silové poměry tvarového kola v rovině X-Y .....	44
Obr. 6.11: Silové poměry tvarového kola v rovině X-Z .....	45
Obr. 6.12: Silové poměry hřídele v rovině X-Y .....	47
Obr. 6.13: Silové poměry hřídele v rovině X-Z .....	48
Obr. 7.1: Výpočtový model .....	51
Obr. 7.2: MKP model hřídele .....	52
Obr. 7.3: MKP model ložiska .....	53
Obr. 7.4: MKP model distanční trubky .....	53
Obr. 7.5: MKP model pouzdra 1 .....	53
Obr. 7.6: : MKP model pouzdra 2 .....	54
Obr. 7.7: Vazby MKP modelu .....	55
Obr. 7.8: MKP analýza tuhosti soustavy .....	56
Obr. 7.9: Axiální posunutí hřídele .....	57
Obr. 7.10: První vlastní frekvence hřídele .....	60
Obr. 8.1: Namáhání hřídele .....	61
Obr. 8.2: Šrouby příčky příhrady .....	62
Obr. 8.3: Díry šroubů .....	66
Obr. 8.4: Silový rozbor příhrady .....	66
Obr. 8.5: Detail upevnění svorníku .....	69
Obr. 8.6: Namáhání příčky .....	70
Obr. 8.7: Detail svaru .....	70
Obr. 8.8: Umístění svaru stojen .....	71



## Seznam tabulek

Tabulka 5.1: Parametry kuželíkového ložiska.....	33
Tabulka 5.2: Vstupní parametry.....	35
Tabulka 5.3: Výsledky varianty uložení tvarového kola na hřídeli.....	35
Tabulka 6.1: Parametry ložiska SKF 6206-2Z .....	41
Tabulka 6.2: Vstupní hodnoty parametrů - tvarové kolo .....	44
Tabulka 6.3: Parametry ložisek tvarového kola .....	46
Tabulka 6.4: Síly vstupující na hřídel z tvarového kola .....	47
Tabulka 6.5: Výsledky varianty výsledného návrhu .....	49
Tabulka 7.1: Posunutí hřídele.....	57
Tabulka 7.2: Hodnoty vlastních kmitů hřídele .....	60
Tabulka 8.1: Výsledky výpočtu svarů stojen .....	72



## Příloha A: GLEIT- $\mu$ ® boltcoat 2301

### Informace o výrobku

**GLEIT- $\mu$ ® boltcoat**  
**gearcoating 2301**



### Popis výrobku

**GLEIT- $\mu$ ® boltcoat 2301** je šedočerný suchý kluzný film pro vysoce zatížené strojní součásti s vynikajícími kluznými vlastnostmi. Odladěný a odsouhlasený pro odpovídající materiál je systém potažení **GLEIT- $\mu$ ® boltcoat** základem spolehlivého mazání kluzným lakem pro ty nejvyšší nároky. Prostřednictvím vysoké tlakové zatížitelnosti a nízkému koeficientu tření, při tomto postupu použitím kluzného laku **GLEIT- $\mu$  GL 230**, snižuje systém potažení svařování za studena také při vysokých plošných tlacích u vysoce zatížených šroubových spojů a dalších kluzných strojních součástí.

**GLEIT- $\mu$ ® boltcoat 2301** je také vhodný pro materiály vyrobené, z pohledu mazací techniky, z „kritických“ materiálů. Systém potažení je odolný olejům a tak je možné jej kombinovat s dalšími mazivy (kluzný lak + pasta, olej).

### Okruhy použití

Okruhem použití pro **GLEIT- $\mu$ ® boltcoat 2301** jsou četné průmyslové aplikace především ozubená kola, pro optimalizaci záběhových procesů povrchů zubů a kluzných ploch, kde se vyskytují vysoké plošné tlaky a současně nízké kluzné rychlosti.

Tímto nejsou špičky drsnosti povrchu vyhlazovány abrazivně (otěrem) ale přetvořeny vyhlazením (tečením) pod vrstvou kluzného laku, čímž je umožněno provoznímu mazivu (olej, tuk) od sebe spolehlivě oddělit kluzné páry.

### Vlastnosti potažení

- konstantní, nízké hodnoty tření při nepatrném rozptylu, a tím počítatelné pro strojní součásti
- extrémní odolnost tlaku a oděru
- pevný na omak
- odolný olejům
- žádný vliv na původní vlastnosti materiálu
- nahrazuje nepohodlné a nedostatečné mazání tuky
- široký okruh teplotního nasazení -180°C až +280°C
- umožňuje skladování montážně namazaných dílů

### Příklady použití

- záběh povrchů
- šnekové převodovky
- diferenciály
- osy, hřídele
- klouby, čepy
- zubové spojky



**GLEIT- $\mu$ ®**

wessely

Potahování kluznými laky:  
Wessely, Ges.m.b.H.  
Girak Strasse 13  
A-2100 Korneuburg  
tel.: 0043/2262/7583912, Fax: 0043/2262/7583915  
e-mail: beschichtung@wessely.co.at  
http://www.wessely.co.at

## Váš partner pro speciální maziva

Nacházel, s.r.o. • Průmyslová 11/1472 • 102 19 Praha 10 - Hostivař • tel.: 222 351 140 • fax: 222 351 149  
e-mail: maziva@nachazel.cz • http://www.nachazel.cz

**GLEIT- $\mu$ <sup>®</sup> boltcoat**  
gearcoating 2301

### Aplikace

Systém potažení s **GLEIT- $\mu$ <sup>®</sup> boltcoat 2301** je profesionálně a cenově výhodně prováděn v našem potahovacím závodě.

#### Perfektní potažení pro perfektní výsledky

již více jak 30 let potahujeme pro známé firmy prakticky ze všech oblastí průmyslu jako automobil, strojírenství, chemie nebo také elektrotechnickém a stavebním, od 600kg těžkých zubových kol až po malinké kloubové čepy vypínačů (jistíků) proudu. Naše systémy kluzných laků a aplikačních metod jsou komponovány a odladěny přesně podle Vašich požadavků, čímž umožňují optimální mazání.



### Technické údaje

Vlastnosti	Zkušební metoda	hodnota/stav	jednotka
vzhled	vizuálně	šedočerný	
teplotní okruh použití (závisí na vhodnosti materiálu)		-180 až +280	°C
koefficient tření $\mu$	šroubový test	ca 0,06 (M16)	
specifikace	Voith, Renk, ZF, Audi, atd.		
poznámky pro nebezpečí		žádné	

Údaje obsažené v tomto výtisku jsou založeny na našich dlouholetých zkušenostech a znalostech. Udané hodnoty představují střední hodnoty a mohou se pohybovat v obvyklých výrobních tolerancích. Vyhrazujeme si změny vzniklé dalším technickým vývojem. Z důvodu mnoha možných vlivů při zpracování a použití je nutné brát tyto údaje pouze jako doporučení. Právně závazné zajištění daných vlastností nebo vhodnost pro konkrétní způsob nasazení, není možné odvozovat z těchto údajů. Před vlastním nasazením doporučujeme provedení zkoušek.

Nacházel, s.r.o., Průmyslová 11, 102 19 Praha 10 – Hostivař, tel.: 222 351 140, fax: 222 351 149  
 e-mail: maziva@nachazel.cz, www.nachazel.cz