



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

# KONSTRUKCE EXPERIMENTÁLNÍHO ZAŘÍZENÍ PRO TRVANLIVOSTNÍ ZKOUŠKY LOŽISEK

DESIGN OF EXPERIMENTAL DEVICE FOR DURABILITY TESTING OF BEARINGS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. TOMÁŠ FREJLICH

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. PETR SVOBODA, Ph.D.

BRNO 2015



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav konstruování

Akademický rok: 2014/2015

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Tomáš Frejlich

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Konstrukční inženýrství (2301T037)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

### **Konstrukce experimentálního zařízení pro trvanlivostní zkoušky ložisek**

v anglickém jazyce:

### **Design of experimental device for durability testing of bearings**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem práce je konstrukční návrh univerzální experimentální stanice pro trvanlivostní zkoušky radiálních ložisek s těmito parametry: počet testovaných ložisek 4 ks, zatížení testovaných ložisek 20 kN, otáčky hřídele 4200 ot/min.

Cíle diplomové práce:

Diplomová práce musí obsahovat: (odpovídá názvům jednotlivých kapitol v práci)

1. Úvod
2. Přehled současného stavu poznání
3. Analýza problému a cíl práce
4. Koncepční řešení
5. Konstrukční řešení
6. Diskuze
7. Závěr
8. Seznam použitých zdrojů

Forma práce: průvodní zpráva, výkresy součástí, výkres sestavení, digitální data, funkční výrobek

Typ práce: konstrukční; Účel práce: výzkum a vývoj

Výstup práce: funkční vzorek; Projekt: Zakázka doplňkové činnosti (HS)

Rozsah práce: cca 72 000 znaků (40 - 50 stran textu bez obrázků)

Zásady pro vypracování práce:

[http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP\\_DP/Zasady\\_VSKP\\_2015.pdf](http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP_DP/Zasady_VSKP_2015.pdf)

Šablona práce: [http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/UK\\_sablona\\_praci.zip](http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/UK_sablona_praci.zip)

Seznam odborné literatury:

- 1) T. Karacay and N. Akturk, "Experimental Diagnostics of Ball Bearings Using Statistical and Spectral Methods," *Tribology International*, Vol. 42, 2009, pp. 836-843. <http://dx.doi.org/10.1016/j.triboint.2008.11.003>
- 2) N. Tandon, A. Choudhury, A review of vibration and acoustic measurement methods for the detection of defects in rolling element bearings, *Tribol Int*, 32 (1999), pp. 469–480.
- 3) R.J. Alfredson, J. Mathew, Time domain methods for monitoring the condition of rolling element bearings, *Inst Eng Aust Mech Eng Trans*, 10 (1985), pp. 102–107.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Petr Svoboda, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 21.11.2014

L.S.

---

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.  
Ředitel ústavu

---

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.  
Děkan fakulty

---

## **ABSTRAKT**

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem a následnou realizací funkčního prototypu experimentálního zařízení pro trvanlivostní zkoušky ložisek. V první části se práce zabývá přehledem současného stavu poznání a shrnuje informace o testování trvanlivosti ložisek. V další části práce následuje návrh, výběr a rozbor optimální konstrukční varianty. Poslední část práce se zabývá ověřením funkčnosti prototypu testováním trvanlivosti ložisek a vyhodnocením dat naměřených při testování.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Ložisko, trvanlivost, zkušební zařízení, vibrace, vibrační diagnostika, kontaktní poškození, pitting,

## **ABSTRACT**

Diploma thesis deals with the structural design and subsequent implementation of a functional prototype of an experimental device for durability testing of bearings. The first part of the thesis deals with an overview of the current state of knowledge and summarizes information about testing the durability of bearings. In the next part follows the design, selection and analysis of the optimal design variants. The last part deals with the verification of the functionality of the prototype bearing life testing and evaluation of data measured during testing.

## **KEYWORDS**

Bearing, durability, testing device, vibrations, vibrodiagnostics, contact damage, pitting,

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

FREJLICH, T. *Konstrukce experimentálního zařízení pro trvanlivostní zkoušky ložisek*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 95 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Svoboda, Ph.D..

---



---

## **ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma *Konstrukce experimentálního zařízení pro trvanlivostní zkoušky ložisek* vypracoval samostatně pod vedením Ing. Petra Svobody, Ph.D. a uvedl v seznamu všechny použité literární zdroje.

V Brně, dne 22. května 2015

\_\_\_\_\_  
Tomáš Frejlich

---





---

## **PODĚKOVÁNÍ**

Tímto bych chtěl poděkovat svému vedoucímu diplomové práce panu Ing. Petru Svobodovi, Ph.D. za odborné vedení, za pomoc a rady při zpracování této práce. Také rodině, která mne během celého studia maximálně podporovala a otci za jeho cenné rady z praxe. V neposlední řadě také přítelkyni, která mi byla během studia vždy oporou.

Tato práce vznikla za podpory a na přístrojovém vybavení NETME Centre, regionálního výzkumného a vývojového centra vybudovaného z finančních prostředků OP VaVpI v rámci projektu NETME Centre (Nové technologie pro strojírenství), Reg. č.: CZ.1.05/2.1.00/01.0002 a podporovaného v navazující fázi udržitelnosti prostřednictvím projektu NETME CENTRE PLUS (LO1202) za finančního příspěví MŠMT v rámci účelové podpory programu NPU I.

---



<b>OBSAH</b>	
<b>ÚVOD</b>	<b>15</b>
<b>1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ</b>	<b>17</b>
1.1 Valivá ložiska	17
1.1.1 Rozdělení valivých ložisek	17
1.2 Parametry valivých ložisek	18
1.2.1 Spolehlivost valivých ložisek	18
1.2.2 Základní dynamická únosnost	18
1.2.3 Trvanlivost	19
1.2.4 Životnost ložiska	20
1.2.5 Rovnice základní trvanlivosti	20
1.2.6 Modifikovaná rovnice trvanlivosti	20
1.2.7 Ekvivalentní dynamické zatížení	21
1.3 Metoda zkoušení základní trvanlivosti ložisek	21
1.3.1 Průběh a ukončení trvanlivostní zkoušky	22
1.3.2 Vyhodnocení zkoušky	22
1.4 Zkušební zařízení pro trvanlivostní zkoušky ložisek	22
1.4.1 Zkušební zařízení firmy ZKL	22
1.4.2 Zkušební zařízení Timken Company	23
1.4.3 Zkušební zařízení s možností předepnutí ložisek	23
1.4.4 Zkušební zařízení CTD-ML1	24
1.4.5 Zkušební zařízení pro radiální zatěžování ložisek	24
1.4.6 Zkušební zařízení pro ložiska, zejména válečková a jehlová	25
1.4.7 Čtyř-ložiskové zkušební zařízení	26
1.4.8 Zkušební zařízení ložisek kolejových vozidel SKF	26
1.4.9 Zkušební zařízení výrobců ložisek ZYS a NES Bearing	26
1.5 Mechanismus poškození ložisek	27
1.5.1 Pitting	27
1.5.2 Vtisky a otlaky	28
1.5.3 Oděr	28
1.5.4 Průchod elektrického proudu ložiskem	28
1.5.5 Koroze	29
1.5.6 Opotřebení	29
1.6 Metody diagnostiky ložiskových poruch	30
1.6.1 Sledování stavu a diagnostika strojů	30
1.6.2 Termografie	30
1.6.3 Hluková diagnostika	30
1.6.4 Akustická emise	30
1.6.5 Vibrodiagnostika	31
1.7 Montáž a demontáž ložisek	33
1.7.1 Montáž zastudena	34
1.7.2 Montáž zatepla	34
1.7.3 Demontáž	35
<b>2 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE</b>	<b>37</b>
2.1 Analýza problému	37
2.2 Cíl práce	38
2.2.1 Dílčí cíle	38
<b>3 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ</b>	<b>39</b>

---

3.1	Varianta č. 1	39
3.2	Varianta č. 2	40
3.3	Varianta č. 3	41
3.4	Výběr optimální varianty	41
<b>4</b>	<b>KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ</b>	<b>42</b>
4.1	Popis konstrukce testovacího zařízení pro trvanlivostní zkoušky ložisek	42
4.2	Těleso s uloženými ložisky	44
4.2.1	Těleso	44
4.2.2	Soustava uložení ložisek	45
4.2.3	Upínací příruby	46
4.2.4	Hřídel	47
4.2.5	Výpočet průhybu hřídele	47
4.2.6	Víčka	49
4.2.7	Axiální zajištění hřídele v tělese	49
4.3	Pákový mechanismus	50
4.3.1	Rám	51
4.3.2	Páka	52
4.3.3	Přípravek pro páku	54
4.3.4	Zatěžovací čep	56
4.4	Držák motoru	57
4.5	Motor	58
4.6	Spojka	58
4.7	Ložisková jednotka	59
4.7.1	Ložiskový domek	59
4.7.2	Hřídel ložiskové jednotky	60
4.8	Řemenové ústrojí s prvky	60
4.8.1	Výpočet řemenového převodu	61
4.8.2	Upínací přípravek pro napínák	63
4.8.3	Napínák řemene TERE	63
4.8.4	Kryt řemenového převodu	63
4.9	Upínací deska	64
4.10	Diagnostika poškození ložisek	65
4.10.1	Snímač vibrací ATW08Pt	65
4.10.2	Analyzátor ViDiTech 2000CV	65
4.10.3	Software VDTControl	66
4.11	Chladicí okruh	67
<b>5</b>	<b>DISKUZE</b>	<b>68</b>
5.1	Diskuze konstrukce funkčního prototypu	68
5.2	Výsledky z měření	70
5.2.1	Vibrace ložisek	71
5.2.2	Kondice ložisek	72
5.2.3	Teplota ložisek	72
5.3	Celkové zhodnocení funkčnosti zařízení	73
5.4	Ekonomický náhled	73
<b>6</b>	<b>ZÁVĚR</b>	<b>74</b>
<b>7</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ</b>	<b>75</b>
<b>8</b>	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ, TABULEK A GRAFŮ</b>	<b>77</b>
8.1	Seznam obrázků	77

8.2	Seznam tabulek	78
8.3	Seznam grafů	78
<b>9</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ</b>	<b>80</b>
<b>10</b>	<b>SEZNAM PŘÍLOH</b>	<b>82</b>
	<b>PŘÍLOHA 1</b>	<b>83</b>
	<b>PŘÍLOHA 2</b>	<b>87</b>
	<b>PŘÍLOHA 3</b>	<b>88</b>
	<b>PŘÍLOHA 4</b>	<b>94</b>



## ÚVOD

V dnešní moderní době, jde vývoj velmi rychle dopředu. Na stroje jsou kladeny stále vyšší požadavky, aby pracovaly rychleji, přesněji a to při nízkých finančních provozech. Zároveň však musí tyto požadavky splňovat dlouhou dobu provozní životnosti.

Jednou z hlavních částí strojů a různých dalších výrobků jsou valivá ložiska. Na valivá ložiska je rok od roku kladen stále vyšší důraz na jejich provozní vlastnosti. Aby nedošlo k výraznému poškození či zcela zničení stroje, je nutné neustále vyvíjet nové způsoby, jak tyto vlastnosti ověřovat. Při výpočtech založených na počátečních předpokladech nelze určit skutečný stav ložisek, který může být ovlivněn různými ději, které se při výpočtech nezohledňovaly. Vizualní kontrola rozebráním ložisek na stroji je v praxi nereálná.

Proto se pro ověření základních parametrů ložisek používá experimentálně vyhodnocená trvanlivost ložisek. K zjištění této trvanlivosti slouží experimentální testovací zařízení s vhodnou metodou diagnostického snímání, které simulují reálné provozní podmínky. Nejpoužívanější diagnostickou metodou pro ověřování trvanlivosti ložisek je vibrační diagnostika. Měření u této metody probíhá do doby překročení nastavené hladiny vibrací. Navíc lze díky použití výpočetní techniky sledovat trend vývoje poškození ložisek.

Tato práce se zabývá konstrukcí experimentálního testovacího zařízení pro trvanlivostní zkoušky radiálních ložisek. Výstupem práce je funkční prototyp zařízení a zhodnocení jeho funkčnosti v závislosti na výsledcích experimentu.





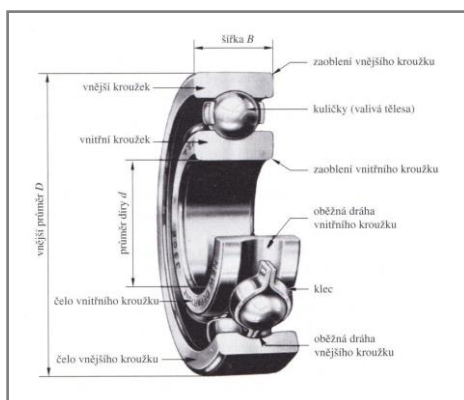
## 1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

1

### 1.1 Valivá ložiska

1.1

Pojem valivé ložisko se používá pro označení takového ložiska, ve kterém je působící zatížení přenášeno prostřednictvím valivých tělísek, která se odvalují téměř bez skluzu. Konstrukce valivého ložiska se skládá z následujících částí: z valivých tělísek, která obíhají v co nejpřesněji obrobených oběžných drahách ve vnitřním a vnějším kroužku ložiska. Tato tělíska jsou rovnoměrně umístěna v kleci a zabraňují tak mezi sebou vzájemnému kontaktu. Vnitřní kroužek ložiska se lisuje na čep, zatímco vnější kroužek je nalisován a zasazen do rámu či konstrukce zařízení. Na Obr. 1-1 je názvosloví pro jednořadé kuličkové ložisko.



Obr. 1-1 Názvosloví kuličkového ložiska  
[1]

Jak již bylo zmíněno, zatížení je přenášeno prostřednictvím valivých tělísek, ale i vnějším a vnitřním kroužkem. Proto musí být tyto části vyrobeny z kvalitních, zejména pevných a tvrdých materiálů, které jsou následně povrchově zušlechťeny pro snížení opotřebení ložiska. Naopak klec nepřenáší žádné zatížení nebo pouze minimální, a proto se ji výrobci snaží vyrobít co nejlehčí pro snížení konečné hmotnosti ložiska. V dnešní době se můžeme setkat i s klecí, která je vyrobena z umělé hmoty. Ložiska jsou také často zakrytována, aby se zamezilo vniknutí nečistot mezi dvě kontaktní části ložiska a nedocházelo k úniku maziva ven z ložiska. Všechny tyto popsané části valivých ložisek spolu ve většině případů tvoří nerozebíratelný celek. Konstrukce ložisek je samozřejmě ovlivňována požadavky zákazníků a možnostmi výrobců dané ložisko vyrobít. [1]

#### 1.1.1 Rozdělení valivých ložisek

1.1.1

Dle způsobu zatížení:

- Radiální
- Axiální
- Kombinované

Dle počtu řad valivých elementů:

- Jednořadé
- Dvouřadé

- Víceřadé

Dle tvaru valivých těles:

- Kuličková
- Válečková
- Soudečková
- Kuželíková
- Jehlová

## 1.2

---

### 1.2 Parametry valivých ložisek

Výběr valivých ložisek se odvíjí od požadavků zákazníků či konstruktéra na vyžadovanou hodnotu zatížení a délku trvanlivosti ložiska. Zatímco ve většině případů velikost zatížení známe, můžeme správnou volbou velikosti ložiska vypočítat potřebnou trvanlivost. Na délku trvanlivosti ložiska působí mnoho ovlivňujících faktorů. Za tyto faktory lze považovat vnější zatížení, mazání, teplota, způsob uložení ložisek a další. Pokud je ložisko správně namontováno a mazáno a zároveň bude provozováno při normálních podmínkách tzn. bez vysokého přetěžování a zahřívání, dojde k jeho vyřazení únavou materiálu.

Podle působení vnějších sil a způsobu uložení ložiska v konstrukčním uzlu, můžeme rozlišit dva typy zatížení [20]:

- **Statické zatížení ložiska** – Ložiskové kroužky se vůči sobě neotáčejí nebo se otáčejí velmi pomalu. Přenáší kyvavý pohyb nebo zatížení na ložiska působí kratší dobu, než je doba jedné otáčky.
- **Dynamické zatížení ložiska** – Ložiskové kroužky se vůči sobě otáčejí a během tohoto pohybu je aplikováno vnější zatížení.

#### 1.2.1

---

##### 1.2.1 Spolehlivost valivých ložisek

Pojem spolehlivost ložisek můžeme rozdělit na dva typy. Jedním je spolehlivost skupiny ložisek, která pracují za stejných provozních podmínek a kde určité procento z této skupiny překročí nebo dodrží stanovenou trvanlivost. Druhým typem je spolehlivost jednotlivého ložiska, kde se očekává, že ložisko překročí nebo dosáhne stanovené trvanlivosti. Nesmíme zapomenout, že ložisko je soustava dílů, která se podílí na délce trvanlivosti. Teoreticky můžeme říct, že je dosaženo optimální trvanlivosti, jestliže všechny díly ložiska dosáhnou stejné trvanlivosti. Největší roli v praxi hraje únavové poškození materiálu [19].

#### 1.2.2

---

##### 1.2.2 Základní dynamická únosnost

Podle normy ISO 281:1990 je základní dynamická únosnost definována jako stálé neproměnné zatížení, které teoreticky může ložisko přenášet při základní trvanlivosti jednoho milionu otáček.

Dynamická únosnost je definována jak pro radiální ložiska, tak i pro axiální ložiska.  $C_r$  značí radiální dynamickou únosnost, která je popsána jako stálé neproměnné zatížení, čistě radiálního směru.  $C_a$  je pak axiální dynamická únosnost, popsána jako stálé neproměnné zatížení působící čistě v ose ložiska. Tyto hodnoty jsou uvedeny v tabulkách výrobců pro každý typ ložiska. Velikosti se odvíjí od rozměrů ložiska, počtu valivých tělísek, materiálu a konstrukce ložiska. Stanovují se na zkušebních strojích a následně jsou potvrzeny provozními podmínkami [19,20].

See page B-10 of the Ball and Roller Bearings catalog.

Open type      Shielded type (ZZ)      Non-contact seal (LLB, Z LB)

$d$  20~35mm

d	Boundary dimensions				Basic load ratings				Limiting speeds	
	D	B	$r_{s\ min}$	$r_{Ns\ min}$	dynamic		static		grease open type ZZ	oil open type Z LB
					$C_r$	$C_{or}$	$C_r$	$C_{or}$		
20	72	19	1.1	—	28.5	13.9	2,900	1,420	12,000	14,000
22	44	12	0.6	0.5	9.40	5.05	955	515	17,000	20,000
	50	14	1	0.5	12.9	6.80	1,320	690	14,000	17,000

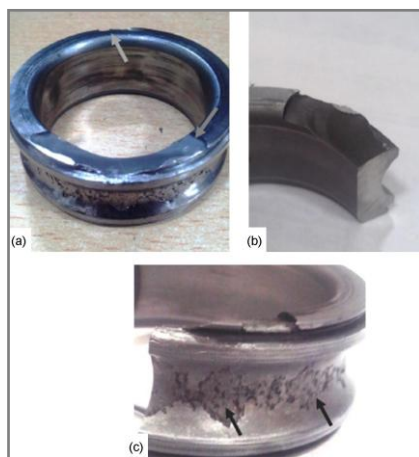
Obr. 1-2 Základní dynamická únosnost, NTN [20]

### 1.2.3 Trvanlivost

Trvanlivost lze popsat jako celkový počet otáček, které ložisko vydrží než dojde k únavě některé z jeho částí, která se projeví odlupováním materiálu. Vyjadřuje se celkovým počtem otáček nebo počtem provozních hodin a tam, kde je to vhodnější, například u kolejových vozidel, počtem ujetých kilometrů. Z provedených zkoušek a provozních podmínek je známo, že stejně zatížená ložiska nedosáhnou v konečném součtu stejné trvanlivosti. Důvod tak velkého rozptylu u větší skupiny zkoušených ložisek je zejména v materiálu. Žádný materiál není homogenní a může mít slabá místa. Jestliže je toto slabé místo na oběžné dráze, kde dochází k přenosům vysokých zatížení, bude trvanlivost malá. Rozptyl trvanlivosti bude u špatných materiálů nižší než u lépe vyrobených a to proto, že u horších materiálů je větší pravděpodobnost výskytu slabších bodů v místech s vysokým namáháním.

Na rozptyl trvanlivosti mají značný vliv také výrobní tolerance jednotlivých částí. Tolerance poloměrů oběžných drah a průměrů valivých těles vysoce ovlivňují namáhání valivých ploch. Z důsledku tolerancí dochází k změnám radiální vůle a tím k nerovnoměrnému rozdělení tlaku na valivá tělíska. V neposlední řadě ovlivňuje trvanlivost i špatné chemické složení materiálu, jeho čistota a tepelné zpracování. Dnešní výzkumy také ukázaly, že i kvalita maziva, jeho čistota a množství ovlivní celkovou trvanlivost ložiska [18, 19].

### 1.2.3



Obr. 1-3 Příklad poškození ložisek [5]

#### 1.2.4

#### 1.2.4 Životnost ložiska

Pojem životnost ložiska lze definovat jako dobu, kterou ložisko vydrží, než dojde k jeho trvalému poškození. To znamená, že je ložisko již dále nepoužitelné.

#### 1.2.5

#### 1.2.5 Rovnice základní trvanlivosti

Tato rovnice je matematicky definovanou rovnicí základní trvanlivosti, která platí pro všechny typy ložisek. Základní trvanlivostí ložiska rozumíme trvanlivost, kterou překročí 90 % ložisek ze stejné skupiny ložisek, které pracují při stejných provozních podmínkách. Pro tuto spolehlivost se provádí všechny výpočty trvanlivosti ložisek. Rovnice má dva různé tvary. Můžeme ji vyjádřit buď v celkových provozních otáčkách nebo v celkových provozních hodinách, které ložisko vydrží [19].

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

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

$L_{10}$	– základní trvanlivost v otáčkách	$[10^6 \text{ ot}]$
$L_{10h}$	– základní trvanlivost v hodinách	$[\text{hod}]$
$C$	– základní dynamická únosnost ( $C_r, C_a$ )	$[\text{kN}]$
$P$	– ekvivalentní dynamické zatížení	$[\text{kN}]$
$p$	– mocnitél pro ložiska	$[-]$
	– kuličková ložiska	$p=3$
	– válečková, soudečková,	$p=10/3$
$n$	– frekvence otáčení	$[\text{min}^{-1}]$

#### 1.2.6

#### 1.2.6 Modifikovaná rovnice trvanlivosti

Jak již bylo zmíněno výsledná trvanlivost je ovlivněna mnoha faktory. Výzkumy a provozními podmínkami bylo dokázáno, že při dokonalém mazání, kdy dochází k oddělení valicích se povrchů, a při výrobě ložisek moderními postupy dojde k zvýšení trvanlivosti. Proto byla zahrnuta úprava rovnice základní trvanlivosti do

normy ISO 281, kde vstupují další členy pro spolehlivost  $a_1$ , mazání  $a_2$  a provozních podmínek  $a_3$ . Dále bylo zjištěno, že mazání spolu s provozními podmínkami úzce souvisí, a proto byly tyto dva členy spojeny v  $a_{23}$  [19].

$$L_{na} = a_1 + a_{23} + L_{10}$$

- $L_{na}$  – upravená trvanlivost pro spolehlivost [100-n] %a jiné než běžné podmínky [ $10^6$  ot]
- $a_1$  – koeficient pro jinou než 90 % spolehlivost [-]
- $a_{23}$  – koeficient materiálu, maziva a technologie výroby a provozních podmínek [-]
- $L_{10}$  – základní trvanlivost [ $10^6$  ot]

### 1.2.7 Ekvivalentní dynamické zatížení

1.2.7

Ložisko je v provozu vystaveno všeobecně působícím silám různých velikostí, při různých otáčkách a různé době působení. Proto je nutné přepočítat toto zatížení na konstantní zatížení, při kterém bude vypočtená trvanlivost odpovídat trvanlivosti v provozních podmínkách. Takovéto zatížení nazýváme ekvivalentním dynamickým zatížením  $P$  respektive  $P_r$ ,  $P_a$ . Jestliže působí na radiální ložisko síly v radiálním i axiálním směru, platí pro výpočet ekvivalentního dynamického zatížení rovnice: [20]

$$P_r = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

- |       |  |      |
|-------|--|------|
| $P_r$ | – radiální ekvivalentní dynamické zatížení | [kN] |
| $F_r$ | – radiální zatížení ložiska                | [kN] |
| $F_a$ | – axiální zatížení ložiska                 | [kN] |
| $X$   | – koeficient radiálního zatížení           | [-]  |
| $Y$   | – koeficient zatížení                      | [-]  |

Koeficienty  $X$  a  $Y$  jsou závislé na poměru  $F_a/F_r$ . Jejich hodnoty jsou k nalezení v tabulkách výrobců, pro každý typ ložiska.

Axiální ložiska dovedou přenášet zatížení pouze v axiálním směru, proto pro ně platí rovnice [20]:

$$P_a = F_a$$

- |       |   |      |
|-------|---|------|
| $P_a$ | – axiální ekvivalentní dynamické zatížení | [kN] |
| $F_a$ | – axiální zatížení ložiska                | [kN] |

### 1.3 Metoda zkoušení základní trvanlivosti ložisek

1.3

Pro kontrolu vlastností ložisek, v tomto případě zejména trvanlivosti, se používá zkouška trvanlivosti ložisek. Během této zkoušky se zjišťuje, zda vypočtená základní trvanlivost odpovídá testovanému ložisku. Tyto zkoušky jsou prováděny hlavně při vývoji nových ložisek na zkušebních zařízeních, které lze rozdělit dle typu zkoušeného ložiska či způsobu zatěžování (statické, cyklické). [11]

Zkouška základní trvanlivosti se provádí na skupině dvaceti ložisek ze stejné výrobní dávky a vyhodnocuje se matematicko-statistickým odhadem. Trvanlivost ložiska je omezena vznikem únavy materiálu na plochách ložisek, která jsou namáhána

kontaktním zatížením (oběžné dráhy, valivé elementy). Během zkoušky musí být zajištěny stejné podmínky pro všechna testovaná ložiska z výrobní řady, z důvodu regulérnosti měření. Pro zajištění kvalitního mazání obsahují zařízení mazací systém, který zároveň slouží k chlazení testovaných ložisek. Maximální přípustné teploty ložisek jsou dané výrobcem zkoušeného ložiska. [11]

### 1.3.1

---

#### **1.3.1 Průběh a ukončení trvanlivostní zkoušky**

Před samotnou zkouškou trvanlivosti je nutné na testovaných ložiskách provést záběh. Během zkoušky je pak nutné sledovat přesnost zatížení, vibrace, které upozorňují na vznik pittingu a teplotu ložisek. Do vzniku pittingu je nutné pečlivě sledovat průběh zkoušky. Dojde-li k zničení nejvýše tří ložisek z jiného důvodu než kvůli pittingu, je nutné tato ložiska vyřadit z hodnocení výsledků. Pokud dojde ke zničení více ložisek, je zkouška ukončena z důvodu nevyhovující trvanlivosti. [11]

### 1.3.2

---

#### **1.3.2 Vyhodnocení zkoušky**

Vyhodnocení zkoušky je provedeno matematicko-statistickým způsobem dané výrobní dávky. Pro vyhodnocení je nutné znát hodnoty proběhnuté zkoušky a to:

- trvanlivost jednotlivých ložisek zničených pittingem,
- délku trvanlivostní zkoušky,
- počet zkoušených ložisek,
- zatížení ložiska a frekvenci otáčení.

Veškerá ložiska se podrobí vizuální kontrole a popíše se jejich stav. Pro ověření základní trvanlivosti se provede zhodnocení dosažené základní trvanlivosti s popisem hlavních příčin. [11]

### 1.4

---

#### **1.4 Zkušební zařízení pro trvanlivostní zkoušky ložisek**

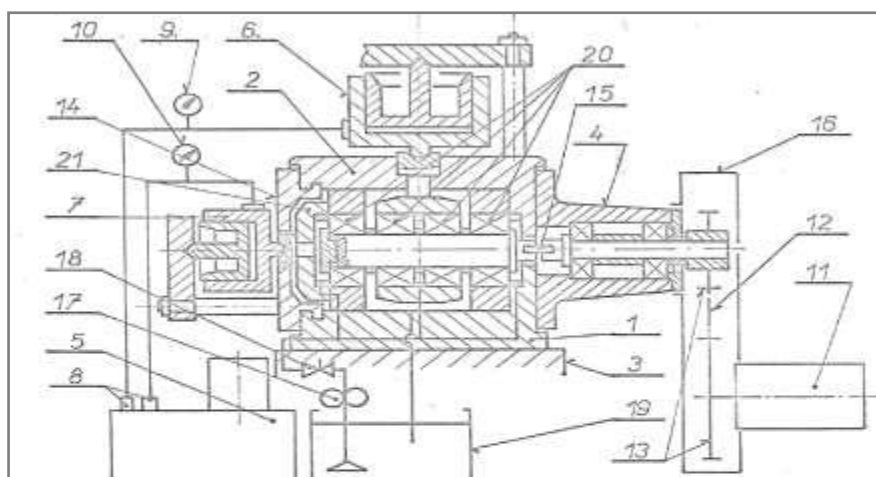
V této kapitole bude představeno několik zkušebních zařízení pro trvanlivostní zkoušky ložisek. Nebudou zde představeny všechny typy zkušebních zařízení, nýbrž zařízení, které souvisí s touto diplomovou prací.

### 1.4.1

---

#### **1.4.1 Zkušební zařízení firmy ZKL**

Toto zařízení umožňuje testovat čtyři ložiska zároveň (Obr. 1-4). Zatížení je prováděno pomocí hydraulického válce. Pro různé velikosti ložisek mají různě velké testovací stroje, které dokážou vyvodit zatížení až 100 kN. Dvě ložiska jsou zatížena přímo silou od pístu hydraulického válce a zbylá dvě jsou podpůrná, ale reakcemi sil jsou zatěžována stejnou silou jako první dvě. Zároveň je možné zatížit ložisko i v axiálním směru. Pro snímání poškození slouží snímače vibrací a teploty. [13]

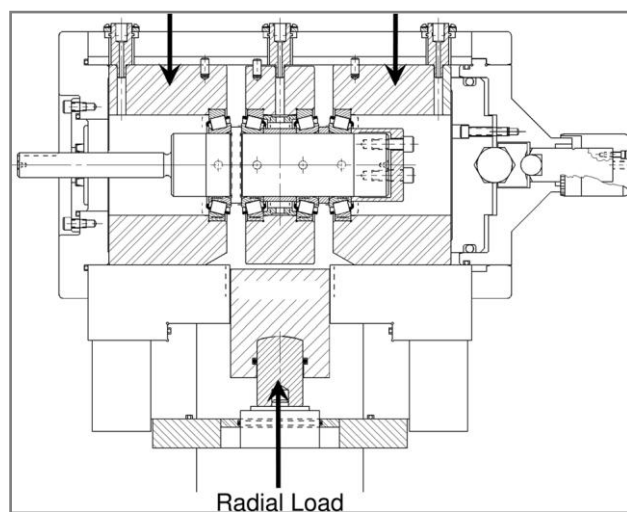


Obr. 1-4 Zkušební zařízení řady RAH [13]

### 1.4.2 Zkušební zařízení Timken Company

Další zkušební zařízení pro čtyři zkoušená ložiska (Obr. 1-5) je od firmy Timken. Zatížení ložisek je jako v předchozím případě vyvoláno pomocí hydraulických komponentů. V tomto případě je zatížení aplikováno ze spodní části zařízení, tzn. zdola nahoru. Dvě ložiska jsou zatížena přímou zatěžovací silou a dvě jsou podpůrná a zachytávají reakce sil a zároveň jsou testována. [2]

1.4.2



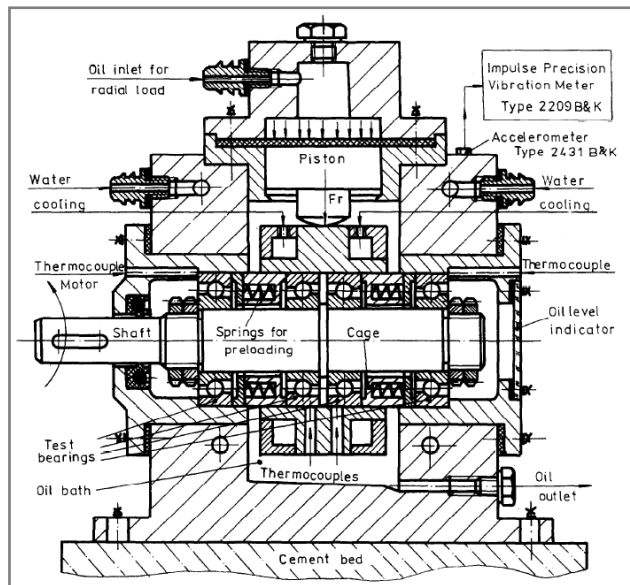
Obr. 1-5 Zkušební zařízení Timken [2]

### 1.4.3 Zkušební zařízení s možností předepnutí ložisek

Další příklad zkušebního zařízení pro čtyři ložiska (Obr. 1-6). Toto zařízení je pro ložiska s kosoúhlým stykem, kde je požadováno předpětí ložisek. Hydraulickým válcem je aplikováno zatížení na dvě ložiska a podpůrná ložiska pak přenáší reakční síly od zatěžující síly. Předepínací pružiny působí na vnější kroužky ložisek. K snímání poškození ložisek slouží termočlánky, které jsou přivedeny na vnější kroužky a snímač vibrací. [3]

1.4.3



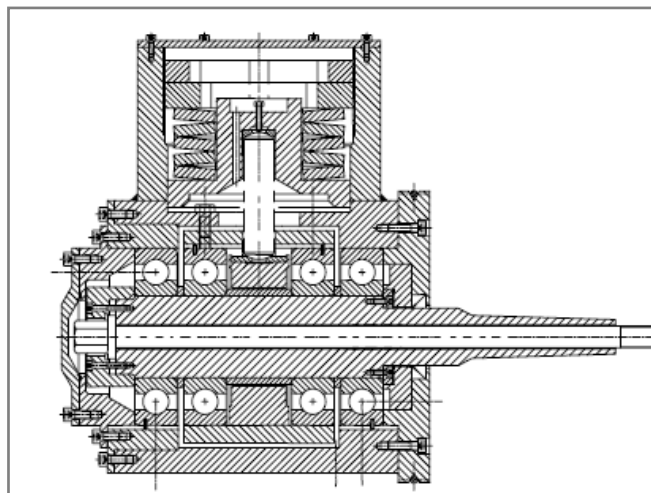


Obr. 1-6 Zkušební zařízení s předepnutím ložisek [3]

## 1.4.4

**1.4.4 Zkušební zařízení CTD-ML1**

Tento návrh zkušebního zařízení (Obr. 1-7) se od dříve představených mírně liší. Odlišnost je ve způsobu zatěžování. Zatěžovací síla je vyvolána předepnutím pěti talířových pružin, které pomocí příruby a kolíku tlačí na těleso s uloženými ložisky. Zařízení funguje opět na principu dvou zatížených ložisek a dvou zatížených podpůrných ložisek. [4]



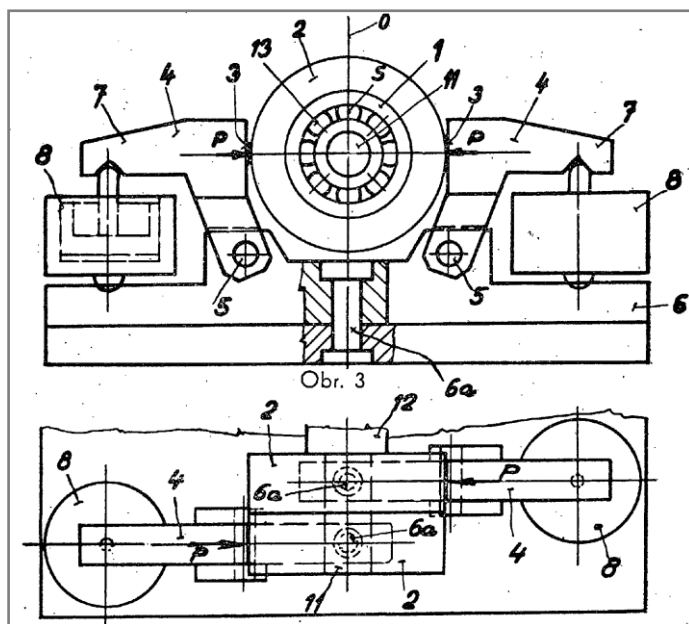
Obr. 1-7 Zkušební zařízení CTD-ML1 [4]

## 1.4.5

**1.4.5 Zkušební zařízení pro radiální zatěžování ložisek**

Ač se z obrázku nezdá (Obr. 1-8), zařízení je určeno pro testování čtyř ložisek. Ložiska jsou upnuta v upínacích tělesech a nalisována v těsné blízkosti na hřídeli. Pákami působícími proti sobě jsou pak zatěžována. Síly na páky jsou vyvozené pomocí hydraulických válců. Výhoda tohoto zařízení je v tom, že nedochází téměř k žádnému průhybu unášecí hřídele a podpůrná ložiska jsou namáhána jen vahou hřídele a upínacích těles, což značně prodlužuje jejich trvanlivost. [6]



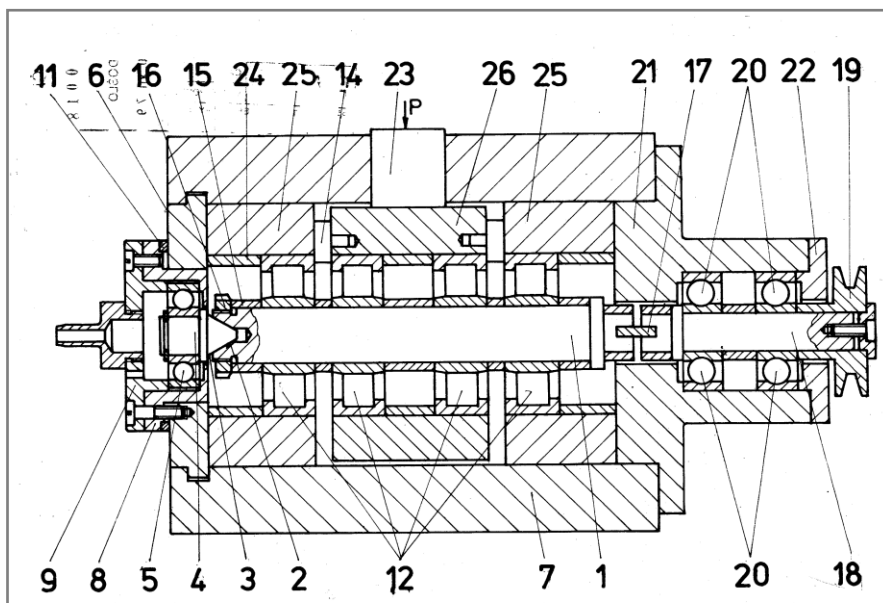


Obr. 1-8 Zkušební zařízení pro radiální zatěžování ložisek [6]

#### 1.4.6 Zkušební zařízení pro ložiska, zejména válečková a jehlová

1.4.6

Toto zařízení je určeno pro zkoušení axiálně volných ložisek (Obr. 1-9). Jako v předchozích případech, jsou dvě ložiska upnuta do příruby a zbylá dvě plní funkci podpor při současném testování. Radiální síla je aplikována na prostřední přírubu. V levé části zařízení se nachází mechanismus pro axiální zajištění hřídele. V pravé části pak mechanismus pro přenos otáček na hřídel. Ve spisu nebylo uvedeno snímání poškození a způsob vyvození zatížení. [7]

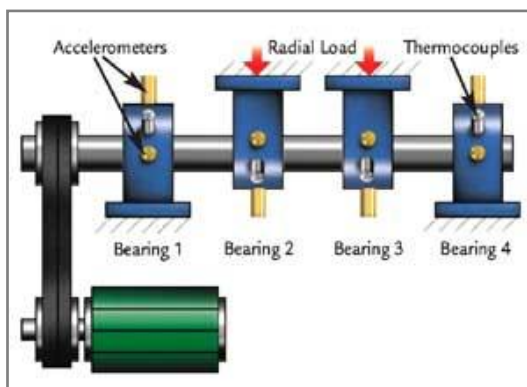


Obr. 1-9 Zkušební zařízení pro ložiska, zejména válečková a jehlová [7]

## 1.4.7

**1.4.7 Čtyř-ložiskové zkušební zařízení**

V tomto případě se testují čtyři ložiska ve čtyřech ložiskových jednotkách (Obr. 1-10). Zatížení je aplikováno na dvě prostřední ložiska a dvě krajní pak plní funkci podpor, tak jako v předchozích případech. Zatížení není specifikováno a pro snímání poškození jsou do každé z jednotek přivedeny akcelerometry a termočlánky. [14]

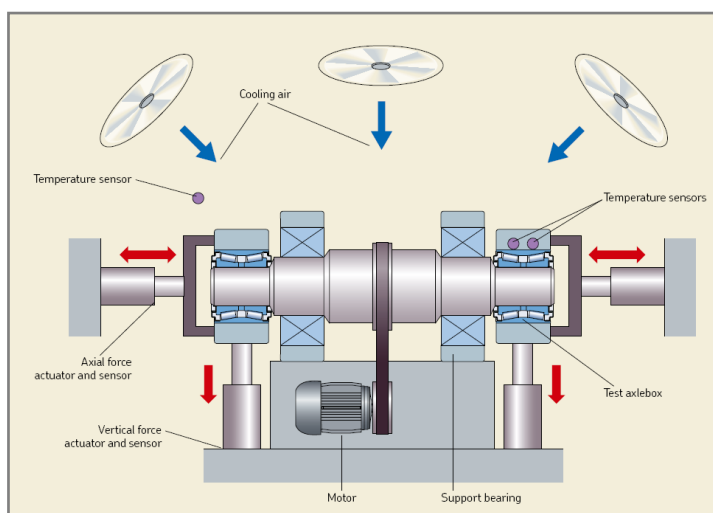


Obr. 1-10 Čtyř-ložiskové zkušební zařízení [14]

## 1.4.8

**1.4.8 Zkušební zařízení ložisek kolejových vozidel SKF**

Tentokrát se jedná pouze o dvou-ložiskové testovací zařízení SKF (Obr. 1-11). Testovaná ložiska jsou do kolejových vozidel a jsou uložena na konci hřídele. Jsou zatížena radiální i axiální silou. Toto zařízení jsem vybral z toho důvodu, že se od ostatních liší ve způsobu chlazení, kdy je ve většině případů použit olej. Zde jsou použity větráky, které simulují proud vzduchu při jízdě vozidla. [15]



Obr. 1-11 Zkušební zařízení ložisek kolejových vozidel SKF [15]

## 1.4.9

**1.4.9 Zkušební zařízení výrobců ložisek ZYS a NES Bearing**

Na Obr. 1-12 lze vidět zkušební zařízení výrobce ložisek ZYS. Různé typy tohoto zařízení umožňují vyvodit radiální sílu od 0,5 kN až do 500 kN. Zařízení snímá vibrace, provozní teplotu a hlavní parametry motoru. [16]

Zařízení od výrobce ložisek NES je na Obr. 1-13. Zařízení je určeno pro testování velkých kuličkových či válečkových ložisek s radiálním zatížením až 770 kN. Zařízení snímá vibrace a teplotu testovaných ložisek. [17]



Obr. 1-12 Zkušební zařízení ZYS [36]



Obr. 1-13 Zkušební zařízení NES Bearing [37]

Každý výrobce ložisek podrobuje svoje výrobky testování. Avšak ne vždy poskytnou pohled na svoji technologii testování. Testovacích zařízení je spousta, ze zde několika uvedených typů zařízení je vidět, že způsob testování je velmi podobný, a odlišnost je pouze v různých modifikacích.

## 1.5 Mechanismus poškození ložisek

1.5

---

Téměř většina strojů a dopravních prostředků se dnes neobejde bez použití ložisek. V praxi se setkáváme s několika příčinami, které způsobí selhání ložisek. Každá příčina má charakteristický druh poškození, na ložisku zanechá typické stopy, které můžeme podle prohlídky rozpoznat a případně odstranit. Selhání ložisek v důsledku špatné výroby či provozních podmínek může vést k fatálním dopadům, zvláště pak jedná-li se právě o dopravní prostředky. Proto je velmi důležité tyto poruchy včas zachytit a předejít případným nehodám. K jakému poškození a příčině vzniku může dojít bude popsáno v této kapitole.

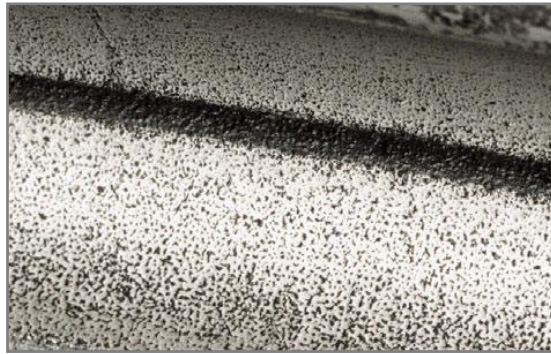
### 1.5.1 Pitting

1.5.1

---

Nejčastější příčinou poškození ložisek v provozu bývá únavové opotřebení. Únavové opotřebení vzniká cyklickým namáháním oběžných drah a valivých tělísek ložiska. První trhlinky vycházejí od drobných nehomogenit nacházejících se v materiálu v určité hloubce pod povrchem. Tyto trhliny se postupně rozrůstají až dojde k vylovení kousku povrchu. Charakteristickými rysy únavového opotřebení jsou pomalý vývoj a pozvolné zvyšování vibrací a hlučnosti. Nejčastějším typem únavového poškození je tzv. pitting. Na vzniku typických důlků má podíl i mazivo,

keré účinkem kontaktních tlaků vniká do trhlin, kde v důsledku pohybu součástí dojde k uzavření maziva v trhlíně. Kvůli kontaktnímu namáhání se tlak v mazivu zvyšuje a způsobuje šíření trhliny až k vytvoření důlku. Dalšími příčinami jsou pak přetížení, nedostatečné mazání nebo jiné porovozní podmínky. Dříve se pojem pitting používal právě pro tento druh poškození, později se pak rozšířil pro veškeré případy kontaktního únavového opotřebení. [8,21]



Obr. 1-14 Pitting [22]

#### 1.5.2

##### 1.5.2 Vtisky a otlaky

Oběžná dráha může být poškozena nešetrnou montáží nebo na ni mohou vzniknout mělká prohloubení, která vznikají zaválcováním tvrdších nečistot při chodu ložiska. Tato poškození jsou v rozsáhlém stádiu nepřijatelná a mohou rozvinout únavové poškození – pitting. Nebezpečným poškozením jsou i otlaky, které mohou vzniknout při přetížení ložiska v klidu nebo následkem vibrací. [21]



Obr. 1-15 Mělké prohloubení na oběžné dráze [22]

#### 1.5.3

##### 1.5.3 Oděr

K odírání může dojít, pokud budou zároveň působit dva jevy. A to, že bude docházet k přetížení ložiska a bude porucha v mazání. Tento druh poškození je nepřijatelný. [21]

#### 1.5.4

##### 1.5.4 Průchod elektrického proudu ložiskem

Poškození vzniká jiskřením přes tenkou vrstvu maziva, následně v těchto místech vznikají vypálené jícny, které jsou zdrojem vibrací a hlučnosti. Odizolováním jednoho kroužku nebo použitím hybridních ložisek lze předcházet poškození. [21]



Obr. 1-16 Vyjiskřená oběžná dráha [22]

### 1.5.5 Koroze

1.5.5

---

Koroze může vzniknout nedostatečnou ochranou před vlhkostí nebo volbou nevhodného maziva. Může být počátkem odlupování povrchu a tím vede k zhoršení vlastností. Pokud je součást uložená s vůlí mohou vznikat kmity či vibrace a to může zapříčinit vznik stykové koroze. [21]



Obr. 1-17 Styková koroze na vnitřním kroužku [22]

### 1.5.6 Opotřebení

1.5.6

---

Opotřebení vzniká na valivých plochách válečku nebo oběžných drahách selháním mazání, aniž by došlo k vytrhávání materiálu. Dochází k němu v místech, kde se hůř udržuje mazací film. Opotřebení je charakterizováno stopami zadírání a prokluzování na oběžné dráze, které je provázeno zahnědlými místy. [21]



Obr. 1-18 Zadření ložiska [22]



---

**1.6****1.6 Metody diagnostiky ložiskových poruch**

---

**1.6.1****1.6.1 Sledování stavu a diagnostika strojů**

Souhrnným sledováním provozu a provozních parametrů na stroji lze přibližně odhadnout jeho závadu. Takovéto sledování provozních parametrů stroje popisuje norma ČSN ISO 13380. Jsme schopni rozpoznat i závady na ložisku sledováním otáček, příkonu, výkonu a dalších parametrů. Tímto přístupem jsme ovšem schopni zjistit závady na ložisku až v pokročilé fázi, tzn. v době, kdy ložisko ztrácí provozuschopnost. [9]

---

**1.6.2****1.6.2 Termografie**

Jedná se o nedestruktivní metodu, která je založena na zobrazení a vyhodnocení teplotního pole na povrchu testovaného tělesa. Při provozu ložiska se pro sledování teploty využívá pasivní termografie. Pasivní termografie se zabývá zobrazením teplotních polí povrchu. Ke snímání se používá termografická kamera. Podstatou termografie je rozdílnost snímané povrchové teploty, podle které je možné lokalizovat místo poruchy. V důsledku tření a dalších degradačních procesů se zvyšuje teplota v poškozeném ložisku, která se následně objeví na termokameře. Při porovnání referenčních hodnot s naměřenými je možné diagnostikovat nepřipustný stav pro dané ložisko. [9]

---

**1.6.3****1.6.3 Hluková diagnostika**

Hluk je označení pro nežádoucí zvuk ve frekvenčním rozmezí 20 Hz až 20 kHz. Při odvalování tělísek ložiska přes poškozené místo dochází ke vzniku vibrací, které jsou zdrojem akustického hluku. Další příčiny vzniku hluku u ložisek jsou nevyvážené hmoty v ložisku, prokluzování valivých tělísek či celého ložiska v místě uložení. Vibrace rozkmitají částice prostředí a šíří se v podobě podélných vln. Tyto vlny snímáme pomocí zvukoměru, jehož základem je mikrofon. Měřenými veličinami jsou akustický tlak a hladina akustického tlaku, které lze následně použít pro vyhodnocení stavu součásti. [9]

---

**1.6.4****1.6.4 Akustická emise**

Při působení vnějších a vnitřních sil dochází k uvolňování energie ve zdroji akustické emise. Akustická emise je jev, který popisuje uvolňování energie v místních zdrojích struktur materiálu ve formě elastických napěťových vln. Tyto vlny vznikají dynamickým uvolněním mechanického napětí. Zdrojem elastických vln mohou být poškození v materiálu, styk kontaktních ploch ve valivém ložisku. Dalšími zdroji akustické emise mohou být degradační procesy v materiálu či kavitace v lopatkových strojích. Vzniklá napěťová vlna se šíří tělesem a při dopadu na rozhraní tělesa dochází k částečnému odrazu a částečně se transformuje a dále se šíří povrchovou vlnou nazývanou Rayleighovou. Zároveň dochází i k částečné transformaci na Lambovu deskovou vlnu. Transformované vlny se snímají snímači akustické emise a každá z nich se šíří jinou rychlostí. Lze snímat frekvence v rozhraní od 100kHz až do 4MHz (širokopásmové piezoelektrické snímače). Pomocí snímačů AE jsme schopni zaznamenávat dislokace materiálu až do  $10^{-14}$  m. Přicházející vlny jsou pomocí snímačů převáděny na elektrický signál. Metody akustické emise se zabývají zpracováním elektrického signálu z vln a jsou i vhodné k nepřetržitému sledování stavu valivých ložisek, či k detekci vznikajících trhlin. Velkou nevýhodou této

metody je, že dosud nejsou známy přesné příčiny vzniku akustické vlny. Akustické vlny jsou navíc ovlivněny tvarem a povrchem tělesa a proto je nutné rozlišit podstatný signál od šumů. [9]

### 1.6.5 Vibrodiagnostika

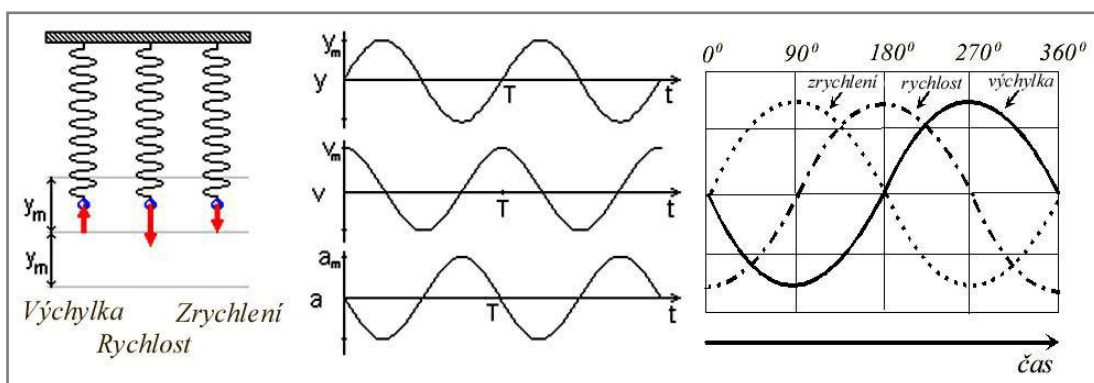
1.6.5

Mechanické vibrace jsou mechanickým kmitáním způsobeným externí nebo interní budící silou. Při této síle konají hmotné body vratný pohyb kolem rovnovážné polohy, která je dána nulovými působícími silami. Hodnoty veličin vibrací závisí na velikosti budící síly, jejím kmitočtu a směru. Vibrace lze popsat amplitudou a fází v daném časovém okamžiku. Skládají se ze šesti pohybů, z 3 posuvů a z 3 rotací v ortogonálním systému souřadnic. Mechanické vibrace jsou vybuzené jak přímočaře pohybujícími se a rotujícími částmi nebo tekutinami tak i rázy, které jsou způsobené střetem dvou navazujících částí a dochází ke změně gradientu veličin popisujících vibrace.

Vibrace souvisí s technickým stavem zařízení a jeho částí. Dle změn veličin v čase můžou mít vibrace periodický, neperiodický nebo náhodný charakter jevu. Jako harmonické vibrace jsou označovány periodické vibrace, které obsahují pouze jednu frekvenci. U takovýchto vibrací stačí zjistit jednu z veličin mechanických vibrací a další lze veličiny lze spočítat matematickými vztahy.

Fázový posun je dán posunem dvou periodických veličin. U rotačních součástí se měří fáze vůči vztažnému bodu (na hřídeli) a slouží k zjištění poškození. Součtem různých časových průběhů pak vznikají složené vibrace periodické nebo neperiodické. U strojů se vyskytuje superpozice složených vibrací a náhodných vibrací, tzv. šumu. Ten je rušivým elementem, který se odstraňuje pomocí filtrů, analogových či digitálních.

Pomocí snímačů jsou měřeny také veličiny vibrací: výchylka, rychlost a zrychlení. [9,10]



Obr. 1-19 Určující veličiny vibrací [10]

#### 1.6.5.1 Snímače

1.6.5.1

Snímače pro vibrační diagnostiku můžeme rozdělit na absolutní a relativní. Můžeme je také nazývat senzory. Absolutní snímače snímají určující veličinu vibrací vůči gravitačnímu poli, naopak relativní snímače vůči vztažnému bodu. Výběr snímače závisí na typu stroje a je dán normou. [10]

## 1.6.5.2

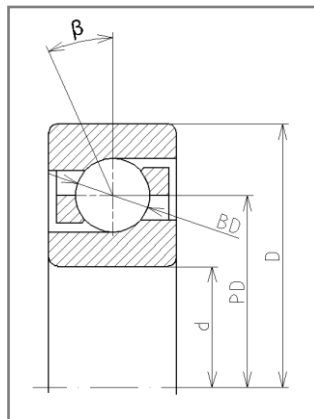
**1.6.5.2 Celkové vibrace stroje**

Technický stav stroje lze stanovit porovnáním celkových vibrací s normou. Norma je dána měřením stroje, nacházejícím se v bezporuchovém stavu. Směrnice pro takovéto měření se nachází v normě ČSN ISO 10816. Jedná se o levný přístup, avšak nelze z něho lokalizovat poškození a určit přesnou příčinu poruchy. Diagnostická informace se ztrácí v šumu, který je způsoben vibracemi jiných částí stroje. [10]

## 1.6.5.3

**1.6.5.3 Lokalizace poškození valivých ložisek**

Poškození ložisek odpovídá kmitočtové pásmo vysokých a velmi vysokých frekvencí. Díky charakteristickým frekvencím, tzv. chybovým frekvencím lze u ložiska stanovit, na které komponentě se poškození nachází. Uvedené vzorce platí, pokud jsou známy rozměry ložiska (Obr. 1-20) a počet valivých elementů  $n$ . Zároveň platí pro neotáčející se vnější kroužek ložiska. [9,10]



Obr. 1-20 Rozměry ložiska [9]

Frekvence závady vnějšího kroužku BPFO (Ball Pass Frequency - Outer Race)

$$f = \frac{n}{2} \cdot f_r \cdot \left(1 - \frac{B_d}{P_d} \cdot \cos \beta\right)$$

Frekvence závady vnitřního kroužku BPFI (Ball Pass Frequency – Inner Race)

$$f = \frac{n}{2} \cdot f_r \cdot \left(1 + \frac{B_d}{P_d} \cdot \cos \beta\right)$$

Frekvence závadě valivého tělesa BSF (Ball Spinn Frequency)

$$f = \frac{P_d}{2 \cdot B_d} \cdot f_r \cdot \left(1 - \left(\frac{B_d}{P_d} \cdot \cos \beta\right)^2\right)$$

Frekvence závady klece kroužku FTF (Fundamentals Train Frequency)



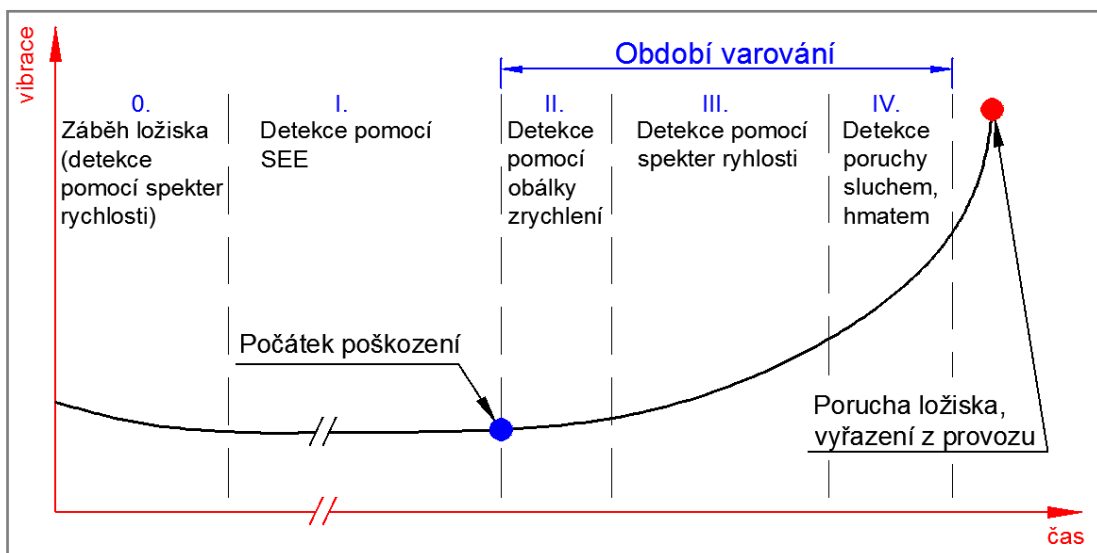
$$f = \frac{1}{2} \cdot f_r \cdot \left(1 + \frac{B_d}{P_d} \cdot \cos \beta\right)$$

Pokud se ve frekvenčním spektru objeví chybové frekvence tak ještě neznamená, že je omezena funkce ložiska. Závažnost poškození určují postranní pásma, která se kolem této frekvence mohou vyskytovat. V tabulkách jsou jednotlivými výrobci udávány hodnoty, které je pro získání chybové frekvence potřeba násobit konkrétní relativní frekvenci otáčení vnitřního a vnějšího kroužku ložiska. [10]

#### 1.6.5.4 Fáze poškození

1.6.5.4

Závady u ložiska se šíří podle snadno předvídatelné křivky vibrací v závislosti na čase (Obr. 1-21). Průběh závad složený z etap II. až IV. lze aplikovat zhruba na 80% valivých ložisek. Typické poškození ložiska se rozvíjí přibližně exponenciálně v průběhu posledních 10% - 20% životnosti ložiska. [9]



Obr. 1-21 Fáze poškození [9]

### 1.7 Montáž a demontáž ložisek

1.7

Valivá ložiska jsou přesné součásti, s kterými je nutné při montáži velmi opatrně manipulovat. Důležité je tedy zvolit správný způsob montáže a vhodné nářadí tak, aby byla zaručena správná funkce ložiska a nedošlo k jeho předčasné kolizi.

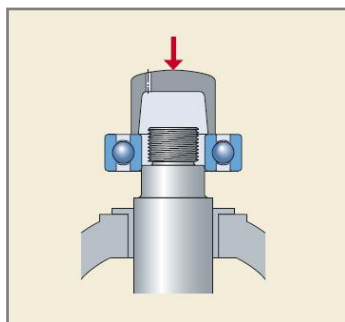
Ložiska by měla být montována v suchém a bezprašném prostředí, případně je chránit folií. Před montáží je potřeba připravit si všechny důležité díly a nástroje. Dále je pak vhodné nastudovat výkresy či jiné dokumenty, které určují správné pořadí montovaných součástí. Dále je potřeba zkontrolovat čistotu součástí a jejich rozměrovou přesnost.

Způsob montáže závisí na typu a velikosti ložiska. Montáž může být prováděna různými způsoby, např.: mechanicky, hydraulicky či ohřevem. Je nutné se vyvarovat přímých úderů kladiva na části ložisek, aby nedošlo k jejich poškození. Montážní síla nesmí být přenášena valivými tělísky. [23]

## 1.7.1

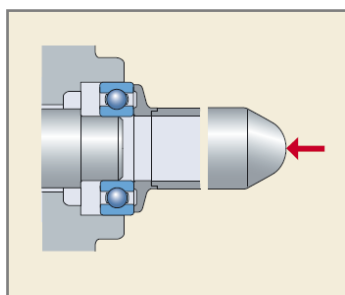
**1.7.1 Montáž zastudena**

Pro montáž malých ložisek, která nejsou uložena příliš pevně, lze použít montážní pouzdro opřené o čelo kroužku. Poté slabými údery kladiva na pouzdro ložisko namontovat. Je důležité, aby údery směřovaly rovnoměrně po obvodu ložiskového kroužku tak, aby nedošlo k šikmému naražení ložiska. Vhodnější je však použití montážního přípravku místo pouzdra, který zajistí osově působení montážní síly (Obr. 1-22). [23]



Obr. 1-22 Montáž ložiska na hřídel [23]

Pokud je montováno ložisko s přesahem současně do tělesa i na hřídel, musí montážní síla působit rovnoměrně na oba kroužky ložiska. Zároveň však musí dotykové plochy montážního nástroje ležet v jedné rovině. V tomto případě je nutné použít montážní nástroj, jehož opěrný kroužek tlačí na vnitřní i vnější kroužek ložiska. Rovnoměrnou osovou sílu pak zajistí montážní pouzdro (Obr. 1-23). [23]



Obr. 1-23 Montáž ložiska současně na hřídel a do tělesa [23]

## 1.7.2

**1.7.2 Montáž zatepla**

Montážní síla se v závislosti na velikosti ložiska podstatně zvětšuje, proto není v zásadě možné větší ložiska montovat za studena. Proto se ložiska, vnitřní kroužky nebo tělesa, před montáží ohřívají.

Rozdíl mezi teplotou ložiskového kroužku a hřídele či tělesa závisí na velikosti přesahu a na průměru hřídele nebo díry tělesa. Ložiska by však neměla být ohřívána na teplotu vyšší než 125 °C. Nad touto teplotou dochází ke změnám rozměrů vyvolaných změnami struktury materiálu ložiska. Ložiska, která jsou oboustranně zakrytá, by se neměla ohřívát na víc jak 80 °C, kvůli náplni plastického maziva či materiálu těsnění. Během ohřevu ložiska nesmí dojít k přehřátí. Při použití ohřívací plotny, je nutné ložisko během ohřevu několikrát otočit. Plotny by však neměly být

používány pro ohřev ložisek s těsněním. Vhodné je použití indukčního ohřívacího přístroje, který zajistí rovnoměrné prohřátí ložiska (Obr. 1-24). [23]



Obr. 1-24 Elektrický indukční ohřívací přístroj [23]

### 1.7.3 Demontáž

Pokud mají být ložiska znovu použita, nesmí demontážní síla působit na valivá tělesa. U rozebíratelných ložisek můžeme kroužek s valivými tělesy demontovat zvlášť. Naopak u nerozebíratelných ložisek by se měl demontovat nejprve volněji uložený kroužek. [23]

1.7.3

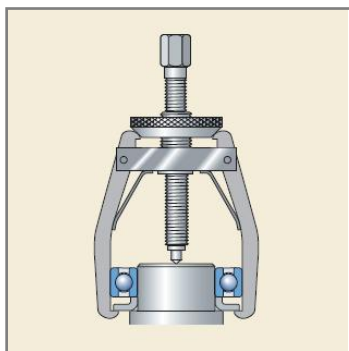
---

#### 1.7.3.1 Demontáž zastudena

Malá ložiska je nejvhodnější demontovat pomocí stahováku. Čelisti stahováku by měly být zaklesnuty za čelní plochu demontovaného kroužku (Obr. 1-25).

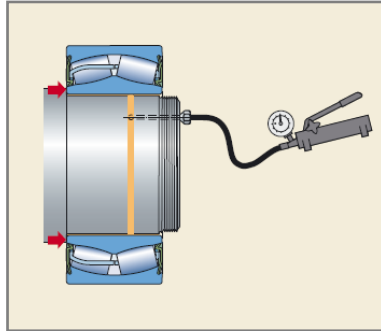
1.7.3.1

---



Obr. 1-25 Demontáž ložiska pomocí stahováku [23]

Lze však využít i měkký trn, který se přikládá po obvodu kroužku a lehkými údery kladiva se kroužek demontuje. Při demontáži větších ložisek je nutné vyvinout větší demontážní sílu, zvláště pak, pokud dojde během používání ke vzniku stykové koroze. V tomto případě výrazně ulehčí demontáž použití metody tlakového oleje, která však vyžaduje, aby bylo uložení opatřeno přiváděcími kanálky a rozváděcími drážkami (Obr. 1-26). [23]

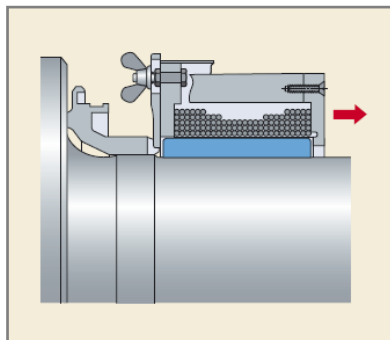


**Obr. 1-26** Demontáž ložiska tlakovým olejem [23]

### 1.7.3.2

#### **1.7.3.2 Demontáž zatepla**

Pro demontáž vnitřních kroužků válečkových ložisek byla vyvinuta speciální indukční ohřívací zařízení. Zařízení dokáže zahřát kroužek velmi rychle, aniž by došlo k ohřátí hřídele. Díky ohřátí dojde k roztažení kroužku a následná demontáž je velmi jednoduchá. (Obr. 1-27) Zařízení se skládá z několika cívek napájených střídavým proudem a po ohřevu a demontáži je nutné demagnetizovat vnitřní kroužky ložisek. Tato zařízení jsou ekonomicky výhodná tam, kde dochází k časté montáži a demontáži ložisek stejných velikostí. [23]



**Obr. 1-27** Demontáž ložiska indukčním zařízením [23]

## 2 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

### 2.1 Analýza problému

Aby nedocházelo k neočekávaným nehodám ložisek, je nutné ložiska před uvolněním do provozu podrobit testování, které ukáže případné nedostatky. K tomu slouží testovací zařízení. Vypracováním kritické rešerše byla zjištěna různá konstrukční uspořádání testovacích strojů, důležité parametry ložisek a jejich poškození. Dále pak možnosti diagnostiky poškození a způsoby montáže a demontáže ložisek.

Testovacích zařízení pro trvanlivostní zkoušky ložisek, které umožňují testovat čtyři ložiska, je spousta. Většina z nich však funguje stále na stejném principu. Zařízení [2, 3,13] mají zatížení vyvozeno hydraulickými komponenty, což umožňuje elegantně měnit zatěžující sílu, ale je to velice nákladné. V případě zařízení [4] lze uvažovat i o zatížení pomocí předepnutých pružin. Kombinace hydrauliky a pákového systému je složitá a do prototypu se nehodí [6]. Uložení ložisek je v 90% zařízení stejné, a jeho úprava bude použita při řešení konstrukce zařízení.

Pro správné pochopení životnosti ložisek je nutné znát jejich základní vztahy, které do životnosti zasahují. Mezi tyto vztahy patří: dynamická únosnost, základní trvanlivost, ekvivalentní dynamické zatížení. Všechny popsané vlastnosti se podílejí na celkové trvanlivosti. Při otestování ložisek je pak možné porovnat teoretickou hodnotu trvanlivosti s výsledky experimentální zkoušky. [19,20]

Nejčastější příčinou poruchy ložisek je pitting. Další druhy poškození mohou nastat v důsledku špatného uložení, nekvalitní výroby nebo dalších jevů. Zda při testování bude docházet k nějakému druhu poškození, ukáží až první testy. Pro správné vyhodnocení je však nutné tyto druhy poškození znát. [21,22]

Pro vyhodnocení poškození ložiska je možné použít několik metod snímání. Přehled těchto metod je uveden v kapitole 1.6. Jako nejvýhodnější z těchto metod se jeví snímání pomocí akustické emise nebo vibrační diagnostiky. Akustická emise sice umožňuje zjistit poškození ložiska dříve, ale nevýhodou je, že není přesně objasněn vznik akustické vlny a zejména pak to, že snímání signál obsahuje velké množství šumů a je náročné ho zpracovat. Vibrační diagnostika je pro tento způsob nejvýhodnější a v praxi je nejvíce používána. Zpracování signálu je snadnější a zároveň je metoda plně dostačující na to, aby snímala průběh testování ložiska a s dostatečným předstihem detekovala vznikající poškození. Vibrační diagnostika proto bude použita k snímání poškození ložisek v navrhovaném zařízení. [9,10]

Aby se ložiska neznehodnotila již před samotným testováním, je nutné dodržet zásady pro jejich montáž. Nabízí se několik způsobů, jakými lze ložiska montovat (1.7). Při použití montážních přípravků lze montovat ložiska zastudena nebo zatepla. Malá ložiska můžeme montovat zastudena, zatímco velká je nutné zahřát. Pro demontáž je pak možné použít stahováký či speciální ohřívací zařízení. [23]

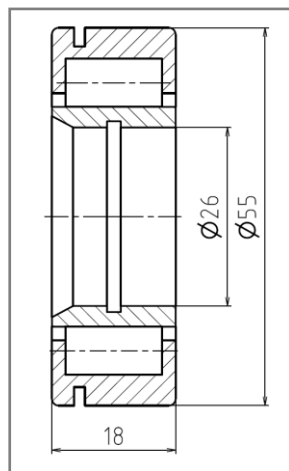


Obr. 2-1 Současné testovací stanice

Na Ústavu konstruování v současnosti probíhá testování ložisek na jednoložiskových testovacích stanicích (Obr. 2-1).

Proces testování ložisek je však časově náročnou operací. Testy mohou probíhat od 300 až do 1000 hodin v závislosti na výrobní kvalitě ložiska či dodržení montážních postupů. Objem otestovaných ložisek na jednoložiskových stanicích při takovéto délce testu je velmi malý. Úkolem je tedy navrhnout a zhotovit zařízení, které vícenásobně zefektivní testování trvanlivosti ložisek. Zkonstruováním nového zařízení se navíc sníží energetická náročnost a zároveň se ušetří místo, které by jednoložiskové stanice zabíraly.

Nové zařízení musí umožnit testovat radiální válečková ložiska s parametry dle Obr. 2-2.



Obr. 2-2 Schéma testovaného ložiska

## 2.2

### 2.2 Cíl práce

Cílem diplomové práce je konstrukční návrh univerzální experimentální stanice pro trvanlivostní zkoušky radiálních ložisek.

Hlavními parametry, které musí konstrukce testovacího zařízení splňovat jsou:

- Čtyři kusy zároveň testovaných ložisek
- Vyvození statického zatížení 20 kN (při rozkladu sil zatížení 10 kN na jedno ložisko)
- Dosáhnutí 4200 ot/min na hřídeli

### 2.2.1

#### 2.2.1 Dílčí cíle

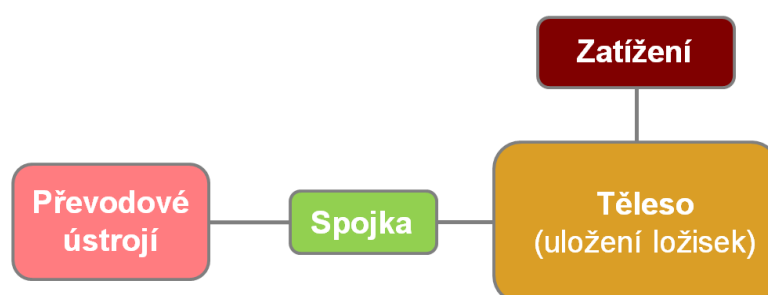
- Návrh vhodného uspořádání ložisek
- Návrh způsobu zatěžování
- Návrh vhodné pojistné spojky
- Návrh převodového ústrojí
- Výroba funkčního vzorku
- Zprovoznění zařízení
- Ověření funkčnosti zařízení

### 3 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

Před každou konstrukcí nového zařízení je vždy vhodné provést několik koncepčních návrhů. Koncepční návrhy je následně nutné kriticky zhodnotit a vybrat z nich nejvýhodnější řešení.

Konstrukce testovacího zařízení se skládá z několika uzlů. Tyto konstrukční uzly, u kterých se nabízely různé varianty, jsou znázorněny na blokovém schématu na Obr. 3-1. První část k návrhu je těleso, ve kterém budou testovaná ložiska uložena. Další částí je návrh způsobu zatížení ložisek. Pro případ, že by došlo k fatálnímu poškození testovaných ložisek, je vhodné vybrat pojistnou spojku. Poslední konstrukční část se pak týká návrhu vhodného převodového ústrojí.

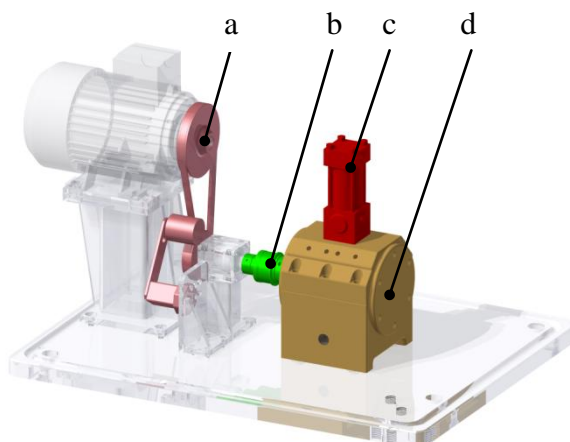
Následující představené varianty budou kriticky zhodnocené a bude z nich vybrána optimální varianta, která bude v následující kapitole podrobně popsána.



Obr. 3-1 Schéma hlavních řešených uzlů

#### 3.1 Varianta č. 1

První varianta se skládá z děleného tělesa (d). To znamená, že je složeno ze dvou částí, z vany a víka, což umožňuje snazší výměnu testovaných ložisek. Zatížení je aplikováno pomocí hydraulického válce a hydraulických komponent (c). Pro spojení dvou hřídelí je použita pojistná kuličková spojka (b). Pro zvýšení otáček od motoru je v této variantě použit řemenový převod (a). Varianta 2 je zobrazena na Obr. 3-2.



Obr. 3-2 Varianta č. 1

**Výhody:**

- Snadnější nastavení spojky na požadovaný kroutící moment
- Tichý chod převodu

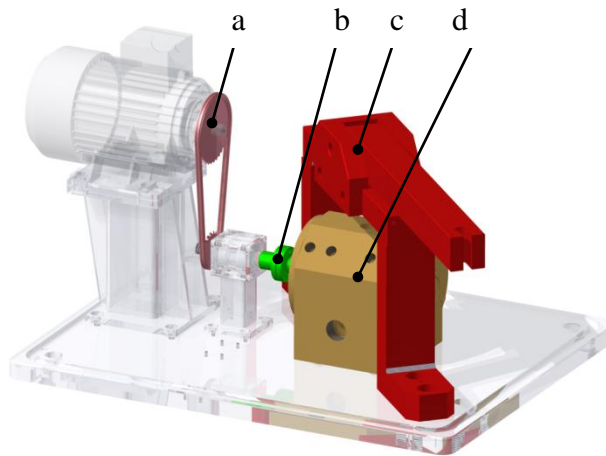
**Nevýhody:**

- Vysoká finanční nákladnost hydraulických komponent
- Složitá výroba děleného tělesa při zachování vysoké přesnosti dílu
- Při montáži nutnost zvedat spolu s víkem hydraulický válec nebo válec vždy demontovat

## 3.2

**3.2 Varianta č. 2**

Druhá varianta se skládá z neděleného tělesa, vyrobeného z jednoho kusu materiálu (d). Oproti předchozí variantě je zatížení vyvozeno pákovým mechanismem (c). Ten je méně finančně nákladný než hydraulika. V této variantě je použita pojistná kolíková spojka (b), která při překročení daného kroutícího momentu přestřihne vložený kolík. Přenos otáček mezi motorem a hnanou hřídelí je proveden pomocí řetězového převodu (a). Varianta 2 je zobrazena na Obr. 3-3.



Obr. 3-3 Varianta č. 2

**Výhody:**

- Snazší výroba tělesa při dodržení vysokých přesností dílu
- Výrazně levnější způsob zatěžování

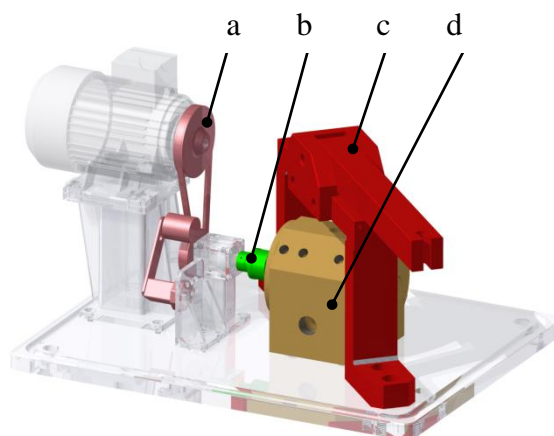
**Nevýhody:**

- Hlučný chod řetězového převodu
- Přenos vibrací do zařízení
- Nastavitelnost kroutícího momentu u kolíkové spojky



### 3.3 Varianta č. 3

Třetí varianta kombinuje výhody předchozích dvou variant. Skládá se tedy z neděleného tělesa (d). Pro zatížení bude použit pákový mechanismus (c). Pro zajištění bezpečnosti zařízení je použita pojistná kuličková spojka (b), u které lze snáze nastavit kroučící moment bez nutnosti výměny některé z částí spojky. A z řemenového převodu (a). Varianta 3 je zobrazena na Obr. 3-4.



Obr. 3-4 Varianta č. 3

#### Výhody:

- Snazší výroba neděleného tělesa
- Menší finanční nákladnost při použití pákového mechanismu
- Snazší nastavení kroučícího momentu u kuličkové spojky
- Tišší chod řemenového převodu
- Převod lehce tlumí rázy

#### Nevýhody:

- Výměna testovaných ložisek v tělese

### 3.4 Výběr optimální varianty

Byly představeny tři různé konstrukční varianty, z jakých částí by se zařízení mohlo skládat. Po zhodnocení výhod a nevýhod byla vybrána varianta č. 3. Kritériem pro výběr optimální varianty bylo, aby výsledná cena byla s ohledem na funkčnost co nejnižší, aby se usnadnila jeho výroba, a aby se nepřenesly nežádoucí vibrace do zařízení, zejména z oblasti převodového ústrojí. V neposlední řadě také to, aby bylo zařízení pro obsluhu co nejpřívětivější.

Tato varianta bude rozpracována do konečné podoby. Konečné konstrukční řešení zařízení a jeho konstrukční části budou podrobně popsány v následující kapitole.

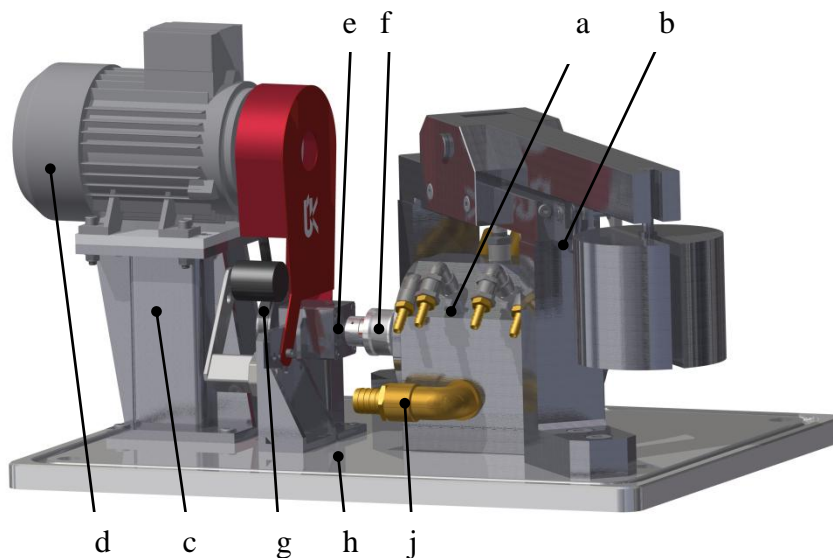
## 4 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

V této kapitole bude detailně popsáno výsledné konstrukční řešení navrhnutého zařízení. Dále bude popsána měřicí soustava, která byla použita k snímání poškození ložisek. Nakonec bude uvedeno vyhodnocení funkčnosti zkonstruovaného zařízení v závislosti na uvedených naměřených hodnotách otestovaných ložisek.

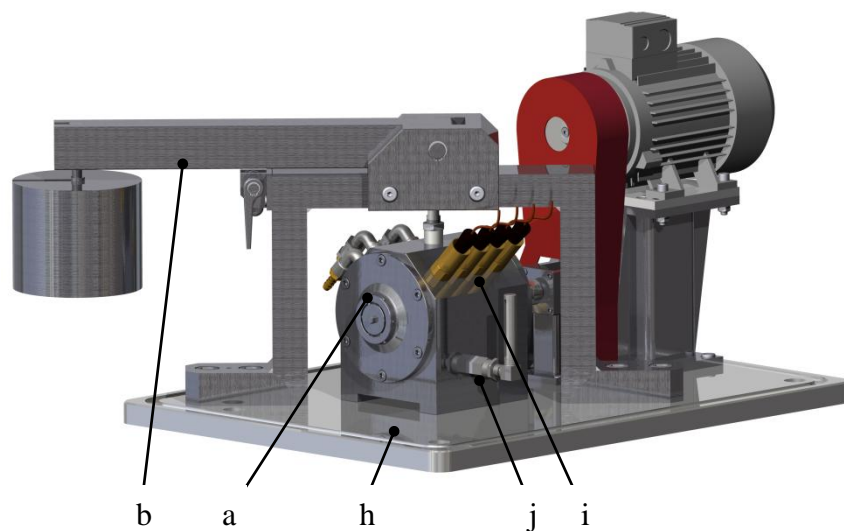
### 4.1 Popis konstrukce testovacího zařízení pro trvanlivostní zkoušky ložisek

Konstrukce testovacího zařízení pro trvanlivostní zkoušky ložisek se skládá z několika hlavních podsestav a dílů (Obr. 4-1, Obr. 4-2). Jednotlivé podsestavy a díly budou podrobně popsány v následujících podkapitolách.

- a. Těleso s uloženými testovanými ložisky
- b. Pákový mechanismus
- c. Držák motoru
- d. Motor
- e. Ložisková jednotka
- f. Spojka
- g. Řemenové ústrojí s prvky
- h. Upínací deska
- i. Diagnostika poškození ložisek
- j. Chladicí okruh

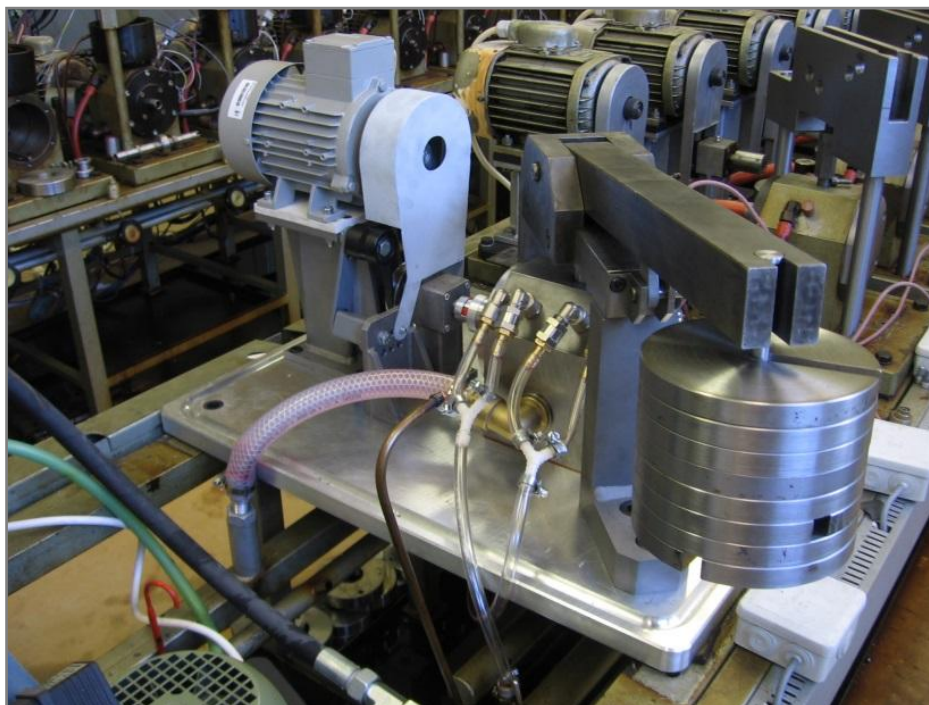


Obr. 4-1 Testovací zařízení pro trvanlivostní zkoušky ložisek  
a - Těleso s uloženými testovanými ložisky, b- Pákový mechanismus,  
c - Držák motoru, d - Motor, e - Ložisková jednotka, f - Spojka, g - Řemenové  
ústrojí, h - Upínací deska, j - Chladicí okruh



Obr. 4-2 Testovací zařízení pro trvanlivostní zkoušky ložisek  
a - Těleso s uloženými testovanými ložisky, b- Pákový mechanismus,  
h - Upínací deska, i - Diagnostika poškození ložisek, j - Chladicí okruh

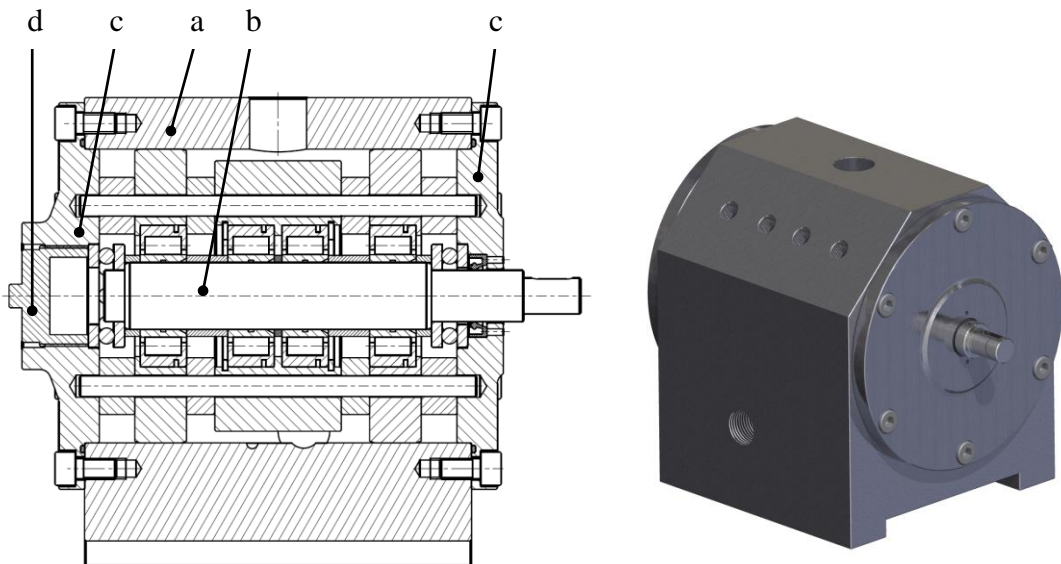
Vyrobený prototyp je na Obr. 4-3. Postup skládání zařízení je v obrázkové příloze č. 1.



Obr. 4-3 Prototyp testovacího zařízení

## 4.2 Těleso s uloženými ložisky

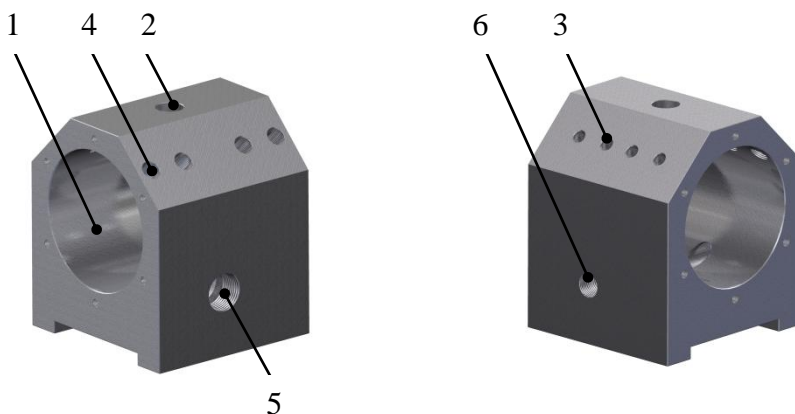
První, ale zároveň nejhlavnější podsestavou (Obr. 4-4), která tvoří testovací zařízení je těleso s testovanými ložisky. Podstava se skládá z tělesa (a), soustavy uložení ložisek (b), krycích víček (c) a předepínací matice (d), které budou nyní popsány.



Obr. 4-4 Těleso s uloženými ložisky

### 4.2.1 Těleso

Těleso (Obr. 4-5), ve kterém jsou uložena testovaná ložiska je vyfrézováno z materiálu 16MnCr5. Materiál byl zvolen díky jeho vlastnostem vhodným k tepelnému zpracování, zejména pak kalení. Středem tělesa prochází průchozí díra (1) o průměru 114 mm, která je zakalena na tvrdost 60 HRC a broušena. Díra je vyrobena tak, aby lícovala s upínacími přírubami testovaných ložisek. Na horní ploše tělesa je vyvrtána díra o průměru 22 mm (2) pro průchod zatěžovacího čepu. Dále jsou na tělese vyvrtány čtyři závitové díry M12 (3) vedoucí ke každému testovanému ložisku, a sloužící k připojení snímačů vibrací. Na zrcadlově obrácené straně jsou pak vyvrtány čtyři závitové díry G3/8" (4) k připojení přírodního šroubení chladícího oleje. Ve spodní části je vyrobena díra G1" pro odvod oleje (5) a díra G1/2" pro montáž olejovoznaku (6). Na každé z bočních stran tělesa je vyvrtáno šest závitových děr M8 pro přišroubování krycích víček. Aby těleso neleželo na celé ploše, je ve spodní části vyfrézována drážka, která stykovou plochu zmenší na dva úzké obdélníky. V těchto patkách jsou vyrobeny čtyři závitové díry M12 pro připevnění tělesa k upínací desce a dvě díry pro stavěcí kolíky průměru 6mm.

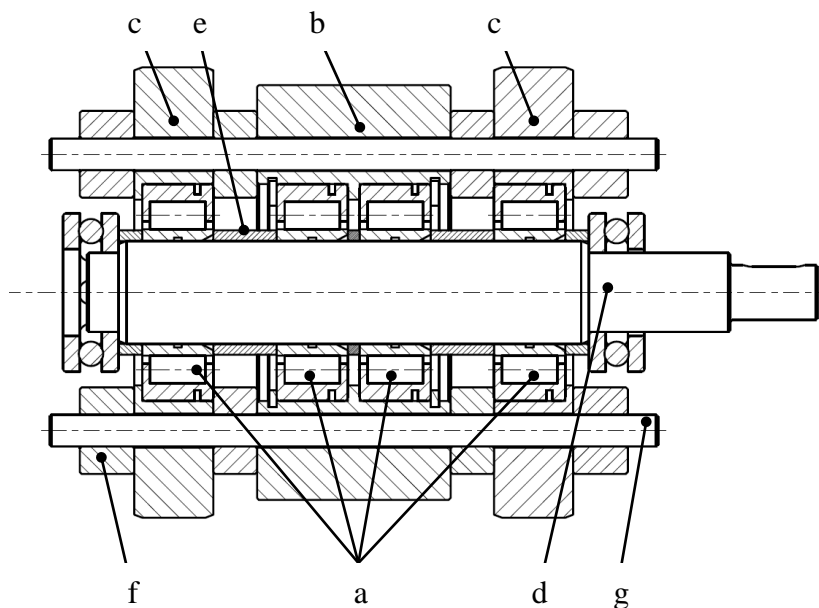


Obr. 4-5 Těleso

#### 4.2.2 Soustava uložení ložisek

4.2.2

Srdcem zařízení je soustava uložení testovaných ložisek (Obr. 4-6). Zatížení ložisek a rozložení sil vychází z vypracované rešerše. Při konstrukci bylo nutné naskládat ložiska co nejbližše k sobě tak, aby se co nejvíce snížila hodnota průhybu hřídele. Zatěžovací síla je přenášena na prostřední přírubu s dvěma testovanými ložisky a reakční síly pak působí na dvě podpurná ložiska. Více o zatížení v kapitole 4.3. Soustava se skládá ze čtyř testovaných ložisek (a), upínací příruby (b), dvou krajních upínacích přírub (c) a hřídele (d). Vzdálenost mezi vnitřními kroužky ložisek tvoří rozpěrné kroužky různých šířek (e). Aby bylo zajištěno, že budou tělíska ložisek přesně umístěna na vnitřních kroužcích ložisek, jsou mezi upínací příruby vloženy distanční kroužky (f). Distanční a rozpěrné kroužky bylo nutné spočítat a vyrobit na velmi přesné rozměry tak, aby v případě součtu mezních tolerancí nedošlo k situaci, kdy by tělíska přečnivala přes okraj vnitřního kroužku ložiska a tím k znehodnocení funkce ložiska. Přírubami pak prochází dva čepy (g), bránící protočení přírub při vzniku neočekávané nehody, např. k zaseknutí. Přírubami prochází ke každému ložisku snímač vibrací (Obr. 4-33) a protočením přírub by došlo k jeho zničení.



Obr. 4-6 Soustava uložení ložisek



## 4.2.2.1

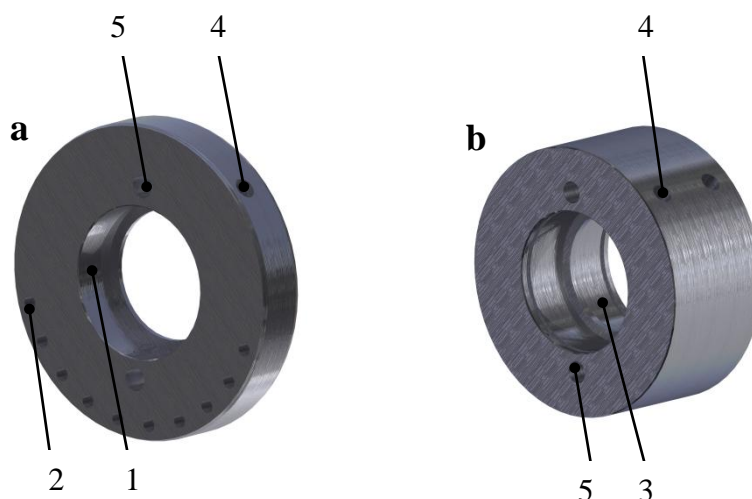
**4.2.2.1 Montáž soustavy uložení**

V prvním kroku byl na kratší osazení hřídele nalisován kroužek axiálního ložiska. Ten pak slouží jako zarážka pro postupné skládání dalších dílů. Následně byl nasunut rozpěrný kroužek (e) na hřídel až ke kroužku axiálního ložiska. Poté byl nalisován na hydraulickém lisu první vnitřní kroužek testovaného ložiska. Tento střídavý postup montáže byl ještě třikrát zopakován. Před nalisováním druhého kroužku axiálního ložiska bylo nutné na hřídel nasadit příruby s vnějšími kroužky testovaných ložisek. Z důvodu rozdílných průměrů kroužku axiálního ložiska a vnějších kroužků testovaných ložisek, by to obráceně nebylo možné. Ložiska byla do přírub nalepena speciálním lepidlem Loctite 641. V přírubě (b) jsou ložiska navíc zajištěna pojistnými kroužky. O zajištění posunutí ložisek na krajních přírubách (c) se stará distanční kroužek (f), který lehce přesahuje přes vnější kroužek ložiska. Po nasazení dvou čepů (g) skrz příruby byl nalisován na druhém konci hřídele kroužek axiálního ložiska. Takto poskládaná sestava pak byla vložena do tělesa a zakryta dvěma víčky.

## 4.2.3

**4.2.3 Upínací příruby**

Upínací příruby (Obr. 4-7) jsou vyrobeny z materiálu 16MnCr5 a jsou zakaleny na tvrdost 60 HRC. Krajní příruby "a" jsou vyrobeny ve dvou kusech stejných rozměrů, pouze zrcadlově obráceně. Jsou broušeny a mají vnější průměr 114 mm a lícují s dírou v tělese. Do krajních přírub jsou vysoustruženy přesné díry (1) pro testovaná ložiska o průměru 55 mm. Na čele přírub je vyvrtáno deset děr (2) průměru 5 mm sloužící k odvodu chladicího oleje. Upínací příruba "b" má vnější průměr 105 mm. Z obou stran je do ní vyvrtána přesná díra (3) o průměru 55 mm. Vysoustružením těchto děr vzniká uprostřed příruby osazení, o které se opřou vnější kroužky testovaných ložisek. V těchto dírách jsou vysoustruženy drážky pro pojistné kroužky. Na vnějších průměrech všech upínacích přírub jsou vyvrtány díry (4) průměru 8 mm pro průchod snímače vibrací. Na čelech přírub jsou vyvrtány dvě díry (5) o průměru 8,6 mm pro průchod zajišťovacích čepů.



Obr. 4-7 Upínací příruba

#### 4.2.4 Hřídel

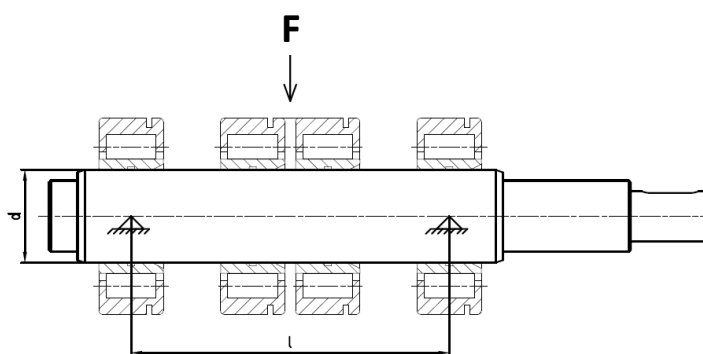
Hřídel (Obr. 4-8) je vyrobena z materiálu 42CrMo4+QT, který je svými vlastnostmi vhodný k tepelnému zpracování. Hřídel je 178,8 mm dlouhá a průměr pod testovaným ložiskem je 26 mm. Na obou stranách je osazení o průměru 20 mm pro kroužky axiálního ložiska. Na výstupní straně hřídele je osazení s průměrem 14 mm, ve kterém je vyfrézována drážka pro pero o tloušťce 5 mm. Pomocí svěrného spojení a pera bude přes spojku přenášén kroutcí moment od převodového ústrojí na hřídel. Hřídel je z důvodu vysokého namáhání, jak při zatěžování, tak při montáži a demontáži ložisek nitridována na tvrdost 70 HRC. U hřídele musí být při výrobě dodržena vysoká rozměrová i geometrická přesnost spolu s kvalitním zpracováním povrchu.



Obr. 4-8 Hřídel

#### 4.2.5 Výpočet průhybu hřídele

Kvůli vysokému namáhání hřídele na ohyb, způsobeného vyvozeným zatížením, bylo nutné vypočítat maximální průhyb hřídele. Schéma zatížení a podpor je uvedeno na Obr. 4-9. Parametry vstupující do výpočtu jsou uvedeny v Tab. 1.



Obr. 4-9 Schéma zatížení a podpor

Tab. 1 Výpočtové parametry - průhyb hřídele

Název veličiny		Hodnota	Jednotka
Zatížení	F	20	kN
Průměr hřídele	d	26	mm
Délka hřídele	l	89	mm
Modul pružnosti	E	210	GPa

**Výpočet kvadratického momentu průřezu:**

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$$

$$I = \frac{\pi \cdot 26^4}{64}$$

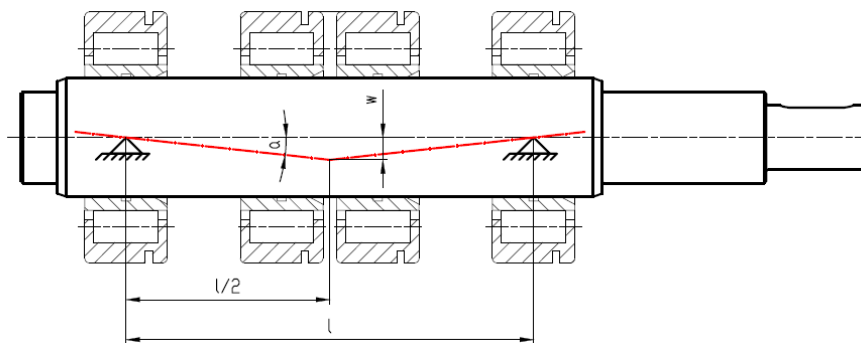
$$I = 224318 \text{mm}^4$$

**Výpočet průhybu hřídele [24, tab. C35, ř. 2]:**

$$w = \frac{F \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I}$$

$$w = \frac{20 \cdot 89^3}{48 \cdot 210 \cdot 224318}$$

$$w = 0,0624 \text{mm}$$

**Přepočet průhybu (mm) na velikost úhlu  $\alpha$ :**

Obr. 4-10 Schéma průhybu hřídele

$$\text{tg} \alpha = \frac{w}{l/2}$$

$$\text{tg} \alpha = \frac{0,0624}{44,5}$$

$$\text{tg} \alpha = 0,0014$$

Hodnota největšího průhybu na hřídeli je 0,0624 mm a nachází se v místě zatěžování přesně v polovině délky mezi podporami. Při návrhu hřídele bylo důležité dbát nejen na co nejmenší průhyb, ale také na to, aby se testovaná ložiska při testech dostatečně chladila. Kombinací dvou důležitých parametrů a to zajištěním dobrého průchodu chladicího oleje kolem ložisek a snížením průhybu na minimum, se podařilo

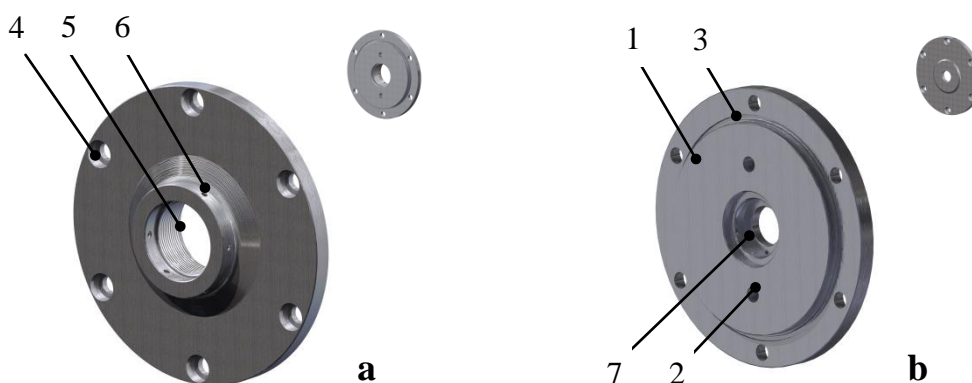


dosáhnout úhlu vychýlení hřídele 0,0014. Dovolené vychýlení testovaných ložisek je pak 0,0015. [25, str. 15, tab. A-5]

#### 4.2.6 Víčka

4.2.6

Víčka (Obr. 4-11) slouží k zakrytí díry v tělese a zamezují úniku oleje ven z tělesa. Zatímco jsou obě víčka hlavními rozměry stejná, tvarově se lehce liší podle strany, na které se nachází. Víčka jsou vyrobena z materiálu C45. Největší jejich průměr je 150 mm. Na straně, která se zasune do díry tělesa je vyrobeno osazení o průměru 114 mm (1). Toto osazení určuje polohu víčka v tělese. Z vnitřní strany na čele víček jsou vyvrtány vždy dvě díry (2) o průměru 8,6 mm, do kterých se zasune zajišťovací čep. Na obou víčkách je vysoustružena díra, do které se vsune a opře kroužek axiálního ložiska. Na čele z vnitřní strany víček je vysoustružena drážka (3) pro těsnicí O-kroužek o průměru 118 mm. Posledním prvkem, který se nachází na obou víčkách je šest zahluobených děr pro šrouby s válcovou hlavou M8 (4). Víčko "a" má v sobě vysoustruženu závit M39x1 (5). Závit spolu s předepínací maticí slouží k zajištění pohybu hřídele (viz kap. 4.2.7). Po obvodu osazení víčka je vyvrtáno šest závitových děr M4 pro stavěcí šroub (6). Naopak víčko "b" má z vnitřní strany vysoustruženu díru pro gufero (7) průměru 32 mm.

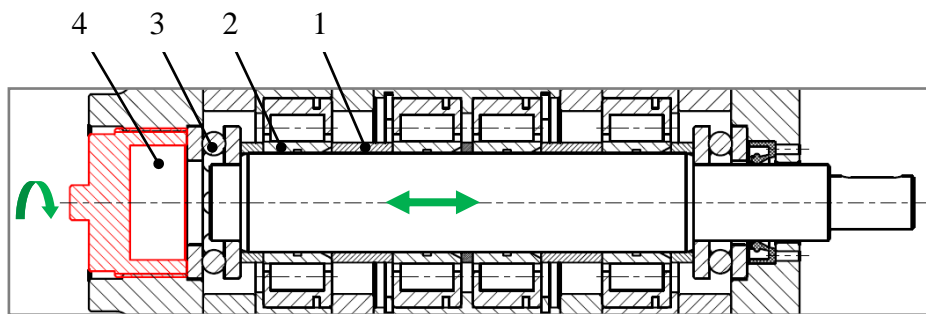


Obr. 4-11 Víčka

#### 4.2.7 Axiální zajištění hřídele v tělese

4.2.7

Vnitřní kroužek testovaných ložisek lze zcela vysunout z ložiska ven. To znamená, že pokud by nebyly vnitřní kroužky ložisek vymezeny rozpěrnými kroužky, docházelo by k samovolnému posunu hřídele v axiálním směru. Aby nedošlo ke styku rozpěrného kroužku s čelem víčka, a tím k zvýšení tření, byly mezi ně přidána axiální ložiska. I když je soustava rozpěrných kroužků (1), vnitřních kroužků ložisek (2) a axiálních ložisek (3) z obou stran zapřena o víčka, může nastat situace, kdy by mohlo docházet k nepatrnému axiálnímu posunu. Tato situace vzniká vlivem výrobních tolerancí. Proto bylo nutné navrhnout způsob, jak tento posuv vymežit. Na Obr. 4-12 je řez touto soustavou a v ní červeně vyznačena předepínací matice (4). Předepínací matice se čelem dotýká kroužku axiálního ložiska a díky jemnému závitě (M39x1) lze dostatečně zajistit hřídel proti posunu. Při utahování matice je však nutné dávat pozor na to, aby nedošlo vlivem velkého utažení k zablokování axiálních ložisek. Předepínací matice je zajištěna šesti stavěcími šrouby, které ji upevňují po obvodu.

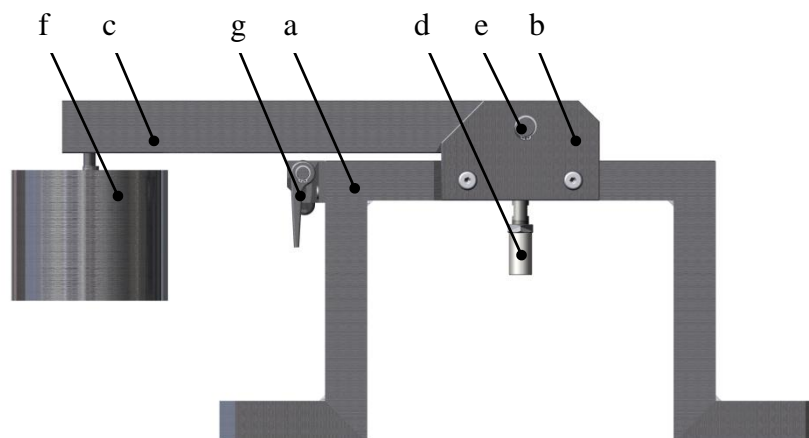


Obr. 4-12 Axiální zajištění hřídele

4.3

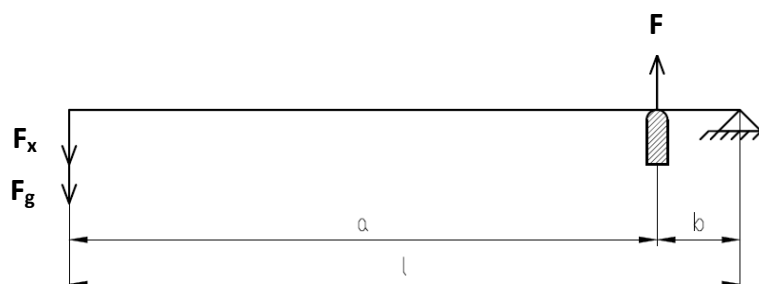
### 4.3 Pákový mechanismus

Druhá podsestava testovacího zařízení tvoří pákový mechanismus (Obr. 4-13), který vytváří zatížení potřebné k testování ložisek. Pákový mechanismus se skládá z rámu (a), přípravku pro páku (b), páky (c) a zatěžovacího čepu (d). Dále pak z čepu (e), kolem kterého se páka otáčí a ze závaží (f). K rámu je navíc přišroubován přípravek (g), který slouží k podložení a k aretaci páky při odlehčení ložisek na konci testovacího cyklu.



Obr. 4-13 Pákový mechanismus

Zatížení, které musí zařízení dokázat vyvodit je 20 kN. Zatěžovací síla působící na dvě prostřední ložiska (viz Obr. 4-9) se dělí dvěma. Každé ložisko, i v podporách, je tedy zatíženo silou 10 kN. Pro vyvození síly 20 kN bylo nutné navrhnout a vypočítat rozměry pákových poměrů a hmotnost, resp. sílu potřebnou k tomuto vyvození. Na Obr. 4-14 je schéma navrhnutého mechanismu. Tab. 2 obsahuje hodnoty vstupující do výpočtu.



Obr. 4-14 Schéma pákového mechanismu

Tab. 2 Výpočtové parametry - pákový mechanismus

Název veličiny		Hodnota	Jednotka
Zatěžující síla	F	20	kN
Hmotnost páky	m	8,63	kg
Délka páky	l	413	mm
Délka mezi závažím a bodem zatěžování	a	408	mm
Délka mezi bodem zatěžování a bodem otáčení	b	5	mm
Tíhové zrychlení	g	9,81	m.s <sup>-2</sup>

**Tíhová síla páky  $F_g$ :**

$$F_g = m \cdot g$$

$$F_g = 8,63 \cdot 9,81$$

$$F_g = 84,66N$$

**Rovnováha sil - výpočet síly  $F_x$ :**

$$F_x \cdot (a + b) + F_g \cdot (a + b) - F \cdot b = 0$$

$$\Rightarrow$$

$$(F_x + F_g) \cdot (a + b) = F \cdot b$$

$$F_x = \frac{F \cdot b}{(a + b)} - F_g$$

$$F_x = \frac{20000 \cdot 5}{(408 + 5)} - 84,66$$

$$F_x = 157,47N$$

**Hmotnost závaží:**

$$m_z = \frac{F_x}{g}$$

$$m_z = \frac{157,47}{9,81}$$

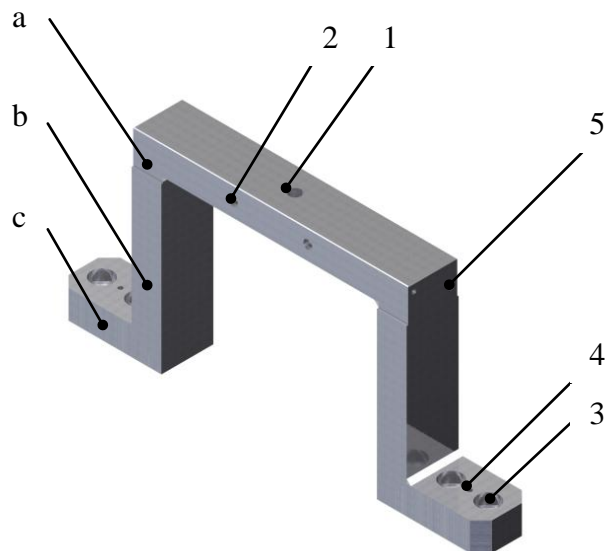
$$m_z = 16,05kg$$

Pro vyvození zatížení 20 kN je potřeba na páku zavěsit 16 kilogramů závaží.

#### 4.3.1 Rám

Rám (Obr. 4-15) je svařen ze tří různých částí. Z horního profilu (a), dvou bočních profilů (b) a dvou spodních podstav (c). Byly vybrány obdélníkové profily o velikosti 70 x 40 mm tak, aby svařením vznikl robustní rám, přes který se nebudou přenášet vibrace do zařízení. Profily jsou z materiálu S235 JR, který má zaručenou svařitelnost. Obrobení částí rámu proběhlo až po svaření kvůli dosažení požadované

přesnosti, jak rozměrové, tak geometrické. V rámu je vyvrtána díra o průměru 16 mm (1), líčující s částí zatěžovacího čepu. Z každé strany rámu jsou vyvrtány dvě díry pro líčované šrouby M10 (2). V každé podstavě (c) jsou vyvrtány dvě zahloubené díry (3) pro šrouby s válcovou hlavou M18. Pro přesné ustavení rámu na upínací desce vůči tělesu jsou v podstavách vyvrtány dvě přesné díry (4) průměru 6 mm pro stavěcí kolíky. Na jednom z bočních profilů (b) jsou vyvrtány dvě závitové díry M8 (5).

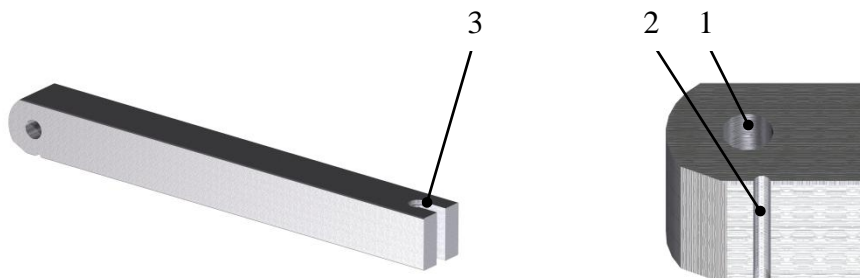


Obr. 4-15 Rám

4.3.2

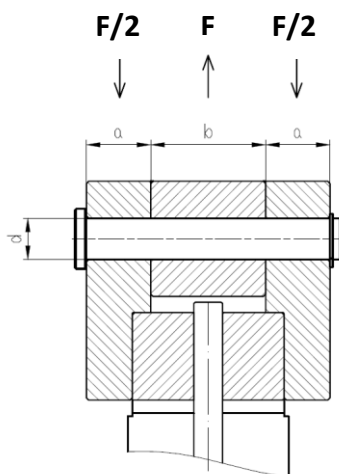
**4.3.2 Páka**

Páka (Obr. 4-16) je vyrobena ze čtvercového profilu 55 mm a z materiálu 16MnCr5. Jelikož se na páce nachází části, které budou vysoce namáhány, je páka zakalena na tvrdost 55 HRC. V páce je vyvrtána díra pro čep (1) o průměru 18 mm. Ve vzdálenosti 5 mm od této díry, je na spodní ploše vyfrézována drážka (2) o průměru 6 mm. Do této drážky bude přilepen zakalený kolík, který bude přenášet sílu 20 kN do zatěžujícího čepu. Na konci páky je vyfrézována drážka (3) do které bude vsunut čep, na který se bude skládat závaží.



Obr. 4-16 Páka

Čep, okolo kterého se bude páka otáčet, bude velmi namáhán, proto bylo nutné provést pevnostní výpočty na stříh a otláčení. Na Obr. 4-17 je řez čepem společně s pákou a přípravkem pro páku.



Obr. 4-17 Namáhání čepu

Tab. 3 Výpočtové parametry - pevnostní kontrola čepu páky

Název veličiny		Hodnota	Jednotka
Zatížení	F	20	kN
Průměr čepu	d	18	mm
Šířka přípravku	a	28	mm
Šířka páky	b	50	mm
Dovolené napětí ve stříhu	$\tau_{SDOV}$	275	MPa
Dovolené otláčení	$p_{DOV}$	216	MPa

#### Kontrola čepu na stříh:

$$\tau_s = \frac{F}{2S} \leq \tau_{SDOV}$$

$$\tau_s = \frac{2F}{\pi \cdot d^2}$$

$$\tau_s = \frac{2 \cdot 20000}{\pi \cdot 18^2}$$

$$\tau_s = 39,29 \text{ MPa} \leq 275 \text{ MPa}$$

#### Kontrola na čepu otláčení:

$$p_1 = \frac{F}{2 \cdot d \cdot a} \leq p_{DOV}$$

$$p_1 = \frac{20000}{2 \cdot 18 \cdot 28}$$

$$p_1 = 19,84 \text{ MPa} \leq 216 \text{ MPa}$$

$$p_2 = \frac{F}{d \cdot b} \leq p_{DOV}$$

$$p_2 = \frac{20000}{18 \cdot 50}$$

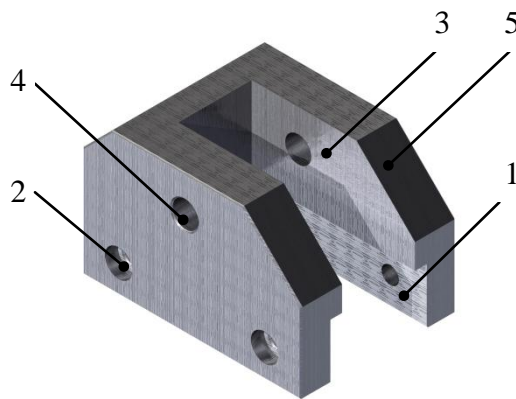
$$p_2 = 22,22 \text{ MPa} \leq 216 \text{ MPa}$$

Výsledky pevnostní kontroly čepu vyšly pozitivně s velkou rezervou vůči dovolenému napětí ve stříhu a dovolenému otláčení.

## 4.3.3

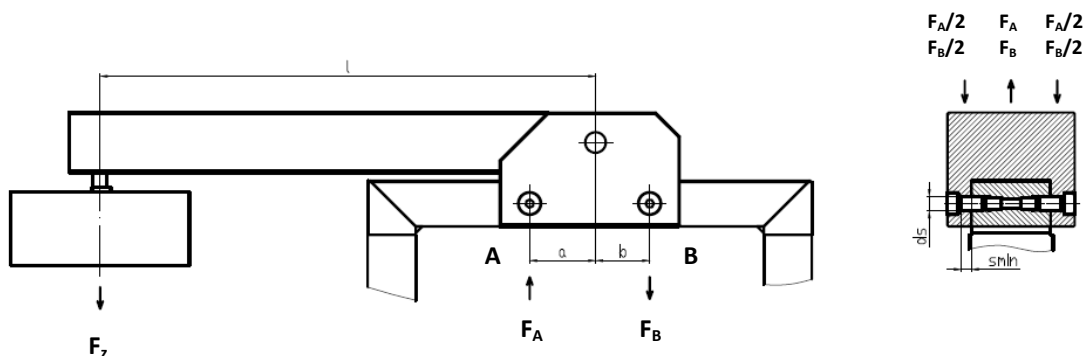
**4.3.3 Přípravek pro páku**

Přípravek (Obr. 4-18) je vyroben z materiálu 16MnCr5 a dále je tepelně zpracován kalením na tvrdost 60 HRC. Prostřední částí přípravku je vyfrézována drážka (1), která svými rozměry lícuje na rám. Z bočních stran přípravku jsou vyvrtány vždy dvě zahloubené díry (2) pro lícované šrouby M10 s průměrem dřívku 12 mm. V horní části je pak skrz přípravek frézována drážka (3), ve které se bude pohybovat páka. Ze strany je vyvrtána přesná díra pro čep páky (4) průměru 18 mm. Pro snížení hmotnosti přípravku byly sraženy hrany v horní části přípravku (5).



Obr. 4-18 Přípravek pro páku

Lícované šrouby, kterými je přípravek přišroubován k rámu, budou namáhány reakční silou od zatěžování. Pevnost šroubů je 12.9. Nejprve je nutné síly, které působí v místě lícovaných šroubů, vypočítat. Vzdálenost od místa otáčení se mírně liší, proto budou vypočítány síly v obou místech. Poté budou lícované šrouby zkontrolovány pevnostními výpočty na stříh a na otláčení. Na Obr. 4-19 jsou vlevo znázorněny pákové poměry a vpravo pak řez v místě lícovaných šroubů. Řez je v obou místech stejný, liší se pouze v síle, která v daném místě působí. Tab. 4 obsahuje hodnoty potřebné k výpočtu.



Obr. 4-19 Rozložení sil v lícovaných šroubech

Tab. 4 Výpočtové parametry - pevnostní kontrola lícovaných šroubů

Název veličiny		Hodnota	Jednotka
Zatížení závaží + hmotnost páky	$F_Z$	242,13	N
Průměr dřívku šroubu	$d_s$	12	mm
Minimální šířka otláčení	$s_{min}$	8,47	mm
Délka páky	$l$	413	mm
Délka v místě A od bodu otáčení	$a$	50	mm
Délka v místě B od bodu otáčení	$b$	45	mm
Dovolené napětí ve střihu	$\tau_{SDOV}$	220	MPa
Dovolené otláčení	$p_{DOV}$	216	MPa

**Rovnováha sil - výpočet síly  $F_A$ ,  $F_B$ :**

$$\begin{aligned}
 F_Z \cdot l - F_A \cdot a &= 0 & F_Z \cdot l - F_B \cdot b &= 0 \\
 \Rightarrow & & \Rightarrow & \\
 F_A &= \frac{F_Z \cdot l}{a} & F_B &= \frac{F_Z \cdot l}{b} \\
 F_A &= \frac{242,13 \cdot 413}{50} & F_B &= \frac{242,13 \cdot 413}{45} \\
 F_A &= 1999,99N & F_B &= 2222,22N
 \end{aligned}$$

**Kontrola lícovaných šroubů na střih v místě A, B:**

Síly  $F_A$  a  $F_B$  v obou místech přenáší dva lícované šrouby. Proto budou ve výpočtu plochy vynásobeny dvěma.

$$\begin{aligned}
 \tau_{SA} &= \frac{F_A}{2S} \leq \tau_{SDOV} & \tau_{SB} &= \frac{F_B}{2S} \leq \tau_{SDOV} \\
 \tau_{SA} &= \frac{2 \cdot F_A}{\pi \cdot d^2} & \tau_{SB} &= \frac{2 \cdot F_B}{\pi \cdot d^2} \\
 \tau_{SA} &= \frac{2 \cdot 1999,99}{\pi \cdot 12^2} & \tau_{SB} &= \frac{2 \cdot 2222,22}{\pi \cdot 12^2} \\
 \tau_{SA} &= 8,84MPa \leq 220MPa & \tau_{SB} &= 9,82MPa \leq 220MPa
 \end{aligned}$$

**Kontrola lícovaných šroubů na otláčení v místě A, B:**

Jako v předchozím případě přenáší síly  $F_A$  a  $F_B$  dva lícované šrouby. Opět zde tedy budou plochy vynásobeny dvěma.

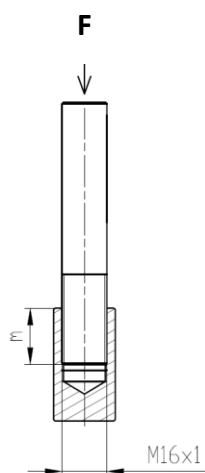
$$\begin{aligned}
 p_A &= \frac{F_A}{2 \cdot (s_{min} \cdot d_s)} \leq p_{DOV} & p_B &= \frac{F_B}{2 \cdot (s_{min} \cdot d_s)} \leq p_{DOV} \\
 p_A &= \frac{1999,99}{2 \cdot (8,47 \cdot 12)} & p_B &= \frac{2222,22}{2 \cdot (8,47 \cdot 12)} \\
 p_A &= 9,84MPa \leq 216MPa & p_B &= 10,93MPa \leq 216MPa
 \end{aligned}$$

Díky malým hodnotám působících sil  $F_A$  a  $F_B$  na čtyři lícované šrouby nedošlo při kontrolním výpočtu k překročení dovoleného napětí ve stříhu. Lícované šrouby mají však vyšší pevnost než je pevnost materiálu přípravku. Aby byl výpočet relevantní, je nutné vzít hodnotu  $p_{DOV}$  materiálu s nižší pevností. Kontrolní výpočet na otláčení v materiálu s nižší pevností je taktéž vyhovující.

4.3.4

**4.3.4 Zatěžovací čep**

Zatěžovací čep (Obr. 4-20) se skládá ze dvou částí. Tyto dvě části jsou k sobě přišroubovány závitem M16x1. Nastavitelnost čepů pomocí jemného závitu umožňuje korigovat sklopení páky. Páka by měla být ve vodorovné pozici, aby nedocházelo k rozkládání zatěžující síly a ta působila pouze v kolmém směru. Zatěžující čep proto bylo nutné zkontrolovat na otláčení v závitech.



Obr. 4-20 Zatěžovací čep

Tab. 5 Výpočtové parametry - zatěžovací čep

Název veličiny		Hodnota	Jednotka
Zatížení	F	20	kN
Závit		M16x1	mm
Šířka zašroubování	$m_m$	20	mm
Rozteč	$P_z$	1	mm
Velký průměr vnějšího závitu	d	16	mm
Střední průměr závitu	$d_2$	15,35	mm
Malý průměr vnitřního závitu	$D_1$	14,917	mm
Dovolené otláčení v závitech	$p_{DOVZ}$	120	MPa

**Kontrola zatěžovacího čepu na otláčení v závitech:**

$$z = \frac{m_m}{P}$$

$$z = \frac{20}{1}$$

$$z = 20$$



$$H_1 = \frac{d - D_1}{2}$$

$$H_1 = \frac{16 - 14,917}{2}$$

$$H_1 = 0,54 \text{ mm}$$

$$p_z = \frac{F}{z \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1} \leq p_{Dovz}$$

$$p_z = \frac{20000}{20 \cdot \pi \cdot 15,35 \cdot 0,54}$$

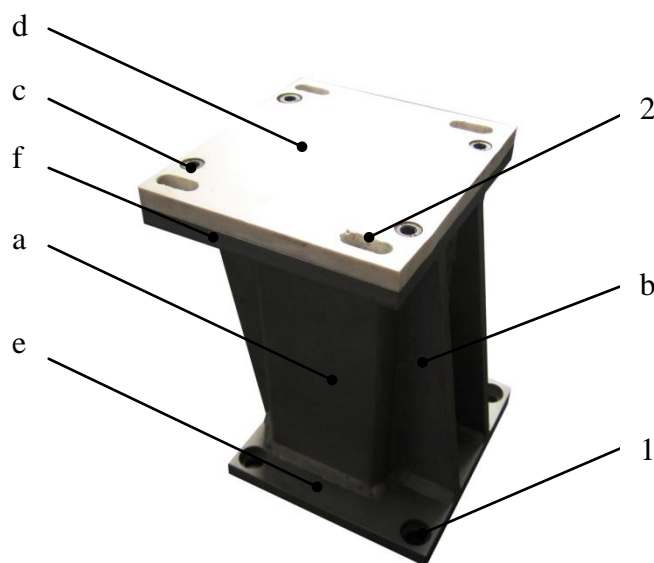
$$p_z = 38,4 \text{ MPa} \leq 120 \text{ MPa}$$

Při kontrolním výpočtu na otlacení v závitech nedošlo k překročení dovoleného napětí materiálu. Závít M16x1 vydrží zatížení 20 kN.

#### 4.4 Držák motoru

4.4

Držák pro motor (Obr. 4-21) je svařen z několika částí. Stěžejní částí je obdélníkový profil o rozměrech 100 x 90 - 173 mm (a). Na spodní a horní část profilu jsou navařeny dvě desky stejných rozměrů. Díky tomu, že jsou desky vůči sobě přesunuty, se snížila zástavbová plocha zařízení. Pro zvýšení tuhosti držáku jsou na každé straně mezi deskami přivařena dvě žebra (b). Všechny svařované části jsou vyrobeny z materiálu S235 JR. Na horní části je k držáku připevněna čtyřmi šrouby M8 (c) pryžová deska (d), z materiálu MVQ60, která slouží k tlumení vibrací působících od motoru. Ve spodní desce (e) jsou vyvrtány čtyři zahloubené díry (1) pro šrouby s válcovou hlavou M10. Těmito šrouby bude držák připevněn k upínací desce. V horní desce (f) jsou vyvrtány čtyři závitové díry M8 pro připevnění tlumící desky. Dále jsou v horní desce vyfrézovány čtyři drážky (2) jimiž budou procházet šrouby M8, které upevňují motor k držáku.



Obr. 4-21 Držák motoru

### 4.5 Motor

Motor (Obr. 4-22) byl pořízen jako náhrada za již zastaralý typ, který se nachází na původních testovacích stanicích. Na parametrech nového motoru vůči původnímu nebylo nutné nic měnit, protože se motor při testech osvědčil. Jedná se o trojfázový asynchronní elektromotor Siemens 1LA7083-2AA. Má výkon 1,1 kW s výstupními otáčkami hřídele  $2845 \text{ min}^{-1}$ . Kroutící moment motoru je 3,7 Nm. Konstrukce motoru je patkového typu, bude tedy přišroubován čtyřmi šrouby M8 k držáku motoru. Výstupní hřídel má průměr 19 mm a pro přenos kroutícího momentu je v hřídeli drážka s perem. Z čela hřídele je vyrobena závitová díra M6 pro zajištění řemenice.



Obr. 4-22 Elektromotor Siemens

### 4.6 Spojka

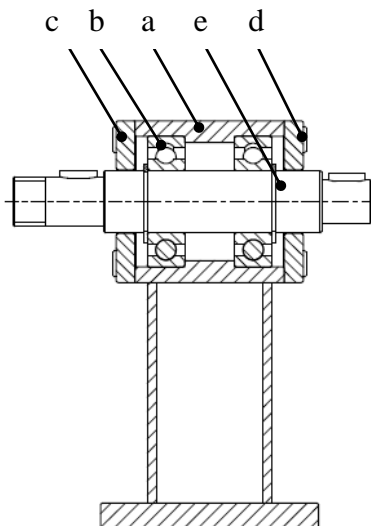
Pro přenos kroutícího momentu z převodového ústrojí na hřídel a ochranu testovacího zařízení před neočekávanou nehodou, byla pořízena pojistná kuličková spojka (Obr. 4-23). Spojka je od německého výrobce StS Coupling s označením SWK/EN-10. U této spojky lze jednoduše pomocí tří stavěcích šroubů nastavit požadovaný kroutící moment, kdy spojka vypne a to v rozmezí od 2 do 10 Nm. V případě překročení nastaveného kroutícího momentu dojde k vysmeknutí kuliček z vybrání a jedna část spojky přestane být unášena. Spojka je kombinací pojistné spojky s pružným členem v podobě polyuretanového kříže. Díky pružnému členu dokáže eliminovat vzniklé nesouososti v radiálním směru 0,05 mm, v axiálním směru 1,2 mm a úhel  $0,9^\circ$ . Spojka je na hřídele upevněna pomocí svěrného spojení. Pro zaručení přenosu kroutícího momentu byla navíc na každé straně vyrobena drážka pro pero.



Obr. 4-23 Pojistná spojka SWK/EN-10

## 4.7 Ložisková jednotka

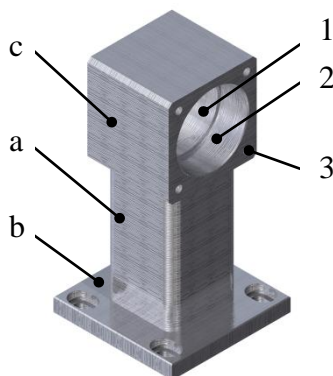
Ložisková jednotka (Obr. 4-24) je mezičlen mezi převodovým ústrojím a tělesem s testovanými ložisky. Je složena z ložiskového domku (a), dvou kuličkových ložisek 6004 (b), dvou krycích víček (c) přišroubovaných osmi šrouby s válcovou hlavou M5 (d). V ložiskách je nalisována hřídel (e) a pojištěna pojistnými kroužky. Prostor uvnitř jednotky je naplněn tuhým mazivem pro zajištění mazání a chlazení ložisek. Lze použít i ložiska s trvalou náplní maziva bez nutnosti plnit jednotku dodatečným mazivem.



Obr. 4-24 Ložisková jednotka

### 4.7.1 Ložiskový domek

Ložiskový domek je svařen ze tří částí (Obr. 4-25). Ze čtvercového profilu 40 x 40 mm s tloušťkou stěny 3 mm (a). Dále pak z desky (b), ve které jsou vyfrézovány drážky pro zapuštění čtyř šroubů s válcovou hlavou M6, kterými se ložisková jednotka montuje k upínací desce a nakonec z čtvercového profilu 52 x 52 mm (c). Všechny části jsou z materiálu S235 JR, který má zaručenou svařitelnost. Po svaření těchto částí byla do profilu (c) vysoustružena průchozí díra o průměru 38 mm (1). Následně byly z každé strany profilu vysoustruženy do hloubky 16 mm přesné díry průměru 42 mm (2), do kterých se zasune kuličkové ložisko. Pro připevnění krycích víček jsou na obou stranách profilu vyvrtány čtyři závitové díry M5 (3).

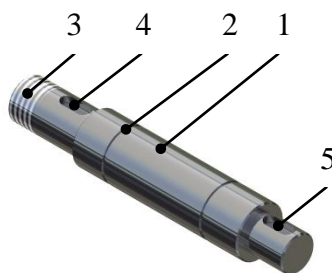


Obr. 4-25 Ložiskový domek

## 4.7.2

**4.7.2 Hřídel ložiskové jednotky**

Hřídel (Obr. 4-26) je vyrobena z materiálu 16MnCr5 a zakalena na tvrdost 50 HRC. Je obrobena na průměr 20 mm (1), na který se nalisují ložiska. Na tomto průměru jsou vysoustruženy dvě drážky pro pojistné kroužky (2). Výstupní část hřídele, na kterou bude nalisována řemenice, je obrobena na průměr 16 mm. Na konci je vysoustružen vnější závit M16 pro zajištění polohy řemenice (3) a vyfrézována drážka pro pero (4). Na opačném konci je hřídel obrobena na průměr 14 mm a do něho je vyfrézována drážka pro pero (5). Na tento konec bude připojena pojistná spojka.

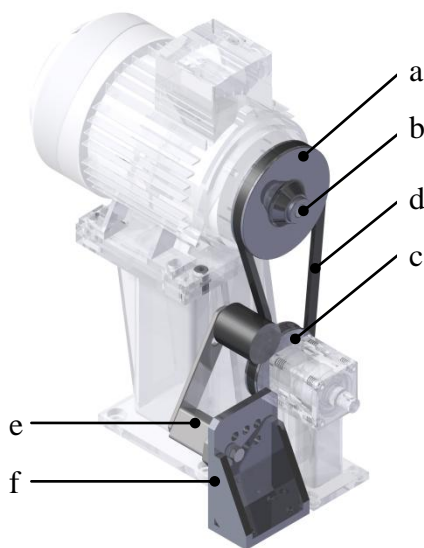


Obr. 4-26 Hřídel ložiskové jednotky

## 4.8

**4.8 Řemenové ústrojí s prvky**

Testování daných ložisek musí probíhat při  $4200 \text{ ot.min}^{-1}$ . Motor má však maximální otáčky  $2845 \text{ ot.min}^{-1}$ . Bylo proto nutné navrhnout vhodné parametry řemenového převodu tak, aby bylo dosaženo požadovaných otáček. Výpočet řemenového převodu je uveden v kapitole 4.8.1. Řemenový převod (Obr. 4-27) se skládá z velké řemenice (a), která je nalisována na výstupní hřídeli motoru a zajištěna šroubem M6 s podložkou (b). Menší řemenice (c) je pak nalisována na hřídeli ložiskové jednotky a zajištěna maticí. Spojení je provedeno úzkým klínovým řemenem SPZ (d). Součástí řemenového převodu je také napínák řemene (e), který je připevněn na upínacím přípravku (f). Pro zajištění bezpečnosti obsluhy je řemenový převod chráněn krytem, viz Obr. 4-30.



Obr. 4-27 Řemenový převod

**4.8.1 Výpočet řemenového převodu**

Jak již bylo zmíněno v předchozí kapitole, motor má otáčky  $2845 \text{ ot.min}^{-1}$  zatímco požadované otáčky při testování jsou  $4200 \text{ ot.min}^{-1}$ . Bude se tedy jednat o výpočet řemenového převodu dorychla. Na začátku bylo nutné zvolit si vstupní parametry. Zvolil jsem pohon úzkým klínovým řemenem SPZ. Výpočty jsou vztaženy k tomuto typu převodu. Byl zvolen výpočtový průměr menší řemenice a to  $d_p = 71 \text{ mm}$ . Vstupní parametry zasahující do výpočtu jsou uvedeny v Tab. 6.

Tab. 6 Výpočtové parametry - řemenový převod

Název veličiny		Hodnota	Jednotka
Výpočtový průměr malé řemenice	$d_p$	71	mm
Požadované otáčky	$n_1$	4200	$\text{ot.min}^{-1}$
Otáčky motoru	$n_2$	2845	$\text{ot.min}^{-1}$
Výkon motoru	$P_v$	1,1	kW

**Převodový poměr:**

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{4200}{2845} = 1,48$$

**Výpočtový průměr velké řemenice:**

$$D_p = d_p \cdot i = 71 \cdot 1,48 = 104,8 \text{ mm}$$

*volím\_nejbližší*  $\Rightarrow D_p = 106 \text{ mm}$

**Skutečný převodový poměr:**

$$i_{skut} = \frac{D_p}{d_p} = \frac{106}{71} = 1,49$$

**Navrhovaná osová vzdálenost:**

$$0,7(D_p + d_p) \leq A_N \leq 2(D_p + d_p)$$

$$0,7(106 + 71) \leq A_N \leq 2(106 + 71)$$

$$123,9 \text{ mm} \leq A_N \leq 354 \text{ mm}$$

Z intervalu volím  $A_N = 180 \text{ mm}$

**Úhel opásání řemenice  $\alpha_1$ :**

$$\cos \frac{\alpha_1}{2} = \frac{D_p - d_p}{2A_N} = \frac{106 - 71}{2 \cdot 180} \Rightarrow \alpha_1 = 168,84^\circ$$

$$\gamma = \frac{180^\circ - \alpha}{2} = \frac{180^\circ - 168,84^\circ}{2} = 5,57^\circ$$

**Stanovení délky řemene:**

$$L_w = 2 \cdot A_N \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \frac{\pi}{2} (D_p + d_p) + \frac{\pi \cdot \gamma}{180^\circ} (D_p - d_p)$$

$$L_w = 2 \cdot 180 \cdot \sin \frac{168,84^\circ}{2} + \frac{\pi}{2} (106 + 71) + \frac{\pi \cdot 5,57^\circ}{180^\circ} (106 - 71)$$

$$L_w = 639,7 \text{ mm}$$

Volím nejbližší délku řemene  $L_w = 637 \text{ mm}$

**Skutečná osová vzdálenost:**

$$p = 0,25 \cdot L_w - 0,125 \cdot \pi \cdot (D_p + d_p) \qquad q = 0,125 \cdot (D_p - d_p)^2$$

$$p = 0,25 \cdot 637 - 0,125 \cdot \pi \cdot (106 + 71) \qquad q = 0,125 \cdot (106 - 71)^2$$

$$p = 89,74 \text{ mm} \qquad q = 153,13 \text{ mm}$$

$$A = p + \sqrt{p^2 - q}$$

$$A = 89,74 + \sqrt{89,74^2 - 153,13}$$

$$A = 178,6 \text{ mm}$$

**Počet klínových řemenů:**

Pro výpočet je nutné nejprve zvolit několik součinitelů ze strojnických tabulek [12] již dle známých parametrů.

Součinitel úhlu opásání  $c_1 = 0,97$  volen dle [12, str. 530, tab. 11]

Součinitel provozního zatížení  $c_2 = 1,3$  volen dle [12, str. 531, tab. 12]

Součinitel délky klínového řemene  $c_3 = 0,83$  volen dle [12, str. 533, tab. 13]

Výkon přenášený jedním klínovým řemenem  $P_{r1} = 3,19$  volen dle [12, str. 534-535, tab. 14]

$$n_r = \frac{P_v \cdot c_2}{P_{r1} \cdot c_1 \cdot c_3} = \frac{1,1 \cdot 1,3}{3,19 \cdot 0,97 \cdot 0,83} = 0,57$$

Nejbližší vyšší číslo pro počet řemenů je jedna. Volím tedy pohon jedním klínovým řemenem SPZ.

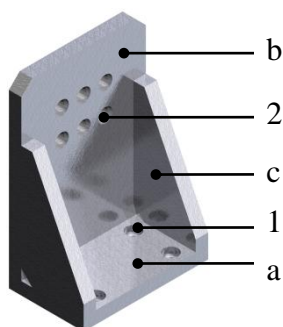
**Shrnutí návrhu řemenového převodu:**

Zařízení bude poháněno řemenovým převodem s jedním úzkým klínovým řemenem SPZ. Výpočtová délka řemene je  $L_w = 637 \text{ mm}$ , vnější délka je pak  $L_a = 650 \text{ mm}$ .

Převod umožní zvýšit otáčky z  $2845 \text{ ot.min}^{-1}$  na požadovaných  $4200 \text{ ot.min}^{-1}$ . Osová vzdálenost řemenic je  $178,6 \text{ mm}$ .

### 4.8.2 Upínací přípravek pro napínák

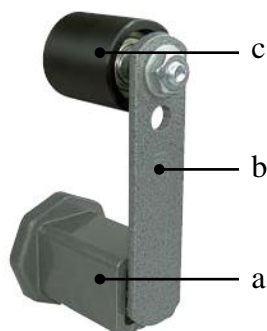
Upínací přípravek pro napínák (Obr. 4-28) je svařen ze tří částí. Z desky (a), dále pak z lící desky (b) a dvou vyztužovacích žebér (c). Všechny části jsou vyrobeny z materiálu S235 JR. V desce (a) jsou vyvrtány čtyři zahluobené díry (1) pro šrouby s válcovou hlavou M5. V lící desce (b) je pak vyvrtáno šest děr o průměru 9 mm (2). Tyto díry slouží k variabilnímu přišroubování napínáku řemene.



Obr. 4-28 Upínací přípravek pro napínák

### 4.8.3 Napínák řemene TERE

Pro napínání řemene byl pořízen napínák TERE 3 (Obr. 4-28) od firmy Haberkorn. Uvnitř těla napínáku (a) je pružná část, která umožňuje přes rameno (b) napínáku napnout řemen. Na konci ramene je přišroubován váleček s polyamidem PA6 (c) s kvalitními kuličkovými ložisky. Pružná část dovoluje vyklopení ramene na obě strany s maximálním úhlem až 32°. Rozsah působící síly na řemen je až 110 N. Síla roste úměrně s naklopením ramene napínáku. Napínák je k přípravku přišroubován šroubem M8.

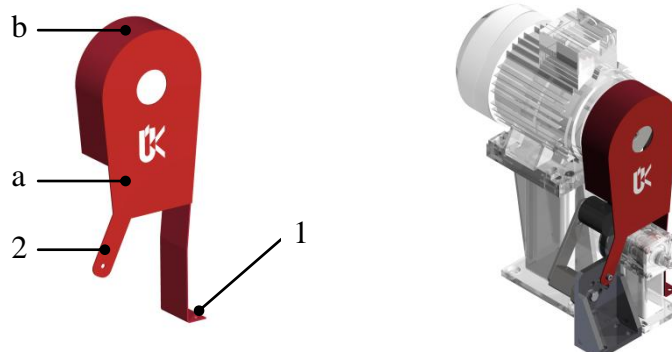


Obr. 4-29 Napínák TERE [26]

### 4.8.4 Kryt řemenového převodu

Kryt řemenového převodu (Obr. 4-30) je svařen ze dvou plechových částí o tloušťce 1 mm, které jsou z materiálu S235 JR. Na přední část (a) je navařena zohýbaná část (b), která kryje řemenový převod po obvodu. Kryt bude připevněn dvěma šrouby M5 k upínací desce (1). Na přední části se nachází další upínací prvek (2), kterým se kryt připevní k přípravku pro napínák šroubem M5. Přípravek pro napínák má tak

víceúčelové využití. Celý kryt byl povrchově upraven a to lakováním. Funkce krytu je na obrázku 4-30 vpravo. V levé části je vytvořeno místo pro napínák řemene.

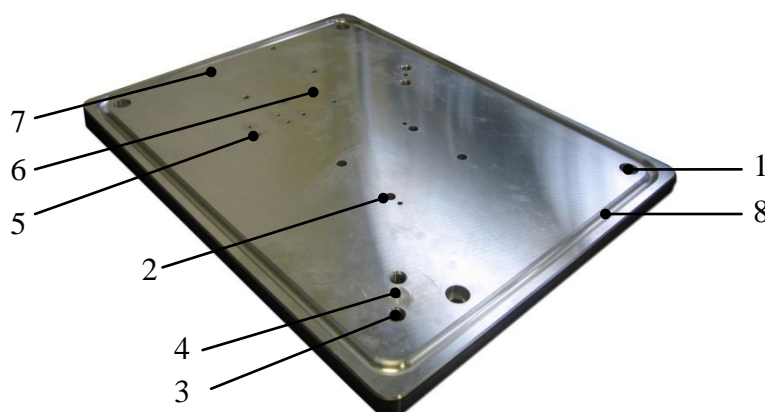


Obr. 4-30 Kryt řemenového převodu

4.9

#### 4.9 Upínací deska

Upínací deska (Obr. 4-31) slouží k ustavení všech částí testovacího zařízení. Z důvodů velkého rozměru (680 x 520 x 25 mm) bylo nutné vybrat materiál s co nejmenší hustotou, ale zároveň s co největší pevností. V případě, že by byla deska vyrobena z oceli, vážila by spoustu kil a znemožnila by snadnou manipulaci při montáži. Byla proto vybrána slitina hliníku EN AW 2024, která má jednu z největších hodnot meze pevnosti mezi slitinami hliníku a to  $R_m = 460$  MPa. Vysoká pevnost je u desky požadována kvůli tomu, aby nedošlo k vymačkání děr pro stavěcí kolíky. Díky volbě slitiny hliníku se výrazně snížila celková hmotnost desky na 23 kg. V desce jsou vyvrtány čtyři zahluobené díry pro šrouby M16 (1), kterými se deska přišroubuje k rámu. Dále jsou vyvrtány čtyři zahluobené díry pro šrouby M12 (2), pro přišroubování tělesa s testovanými ložisky. Pro upnutí rámu jsou vyvrtány čtyři závitové díry M18 (3). Pro ustavení tělesa a rámu na desce, jsou vyvrtány čtyři díry průměru 6 mm (4) pro stavěcí kolíky. Dále se jsou na desce vyvrtány čtyři díry M5 (5) pro upnutí přípravku, M6 pro upnutí ložiskové jednotky (6) a M10 pro upnutí držáku motoru (7). Po obvodu desky je vyfrézována drážka pro zachycení zbytkového oleje (8), který může vytéct z tělesa při demontáži na konci testu.

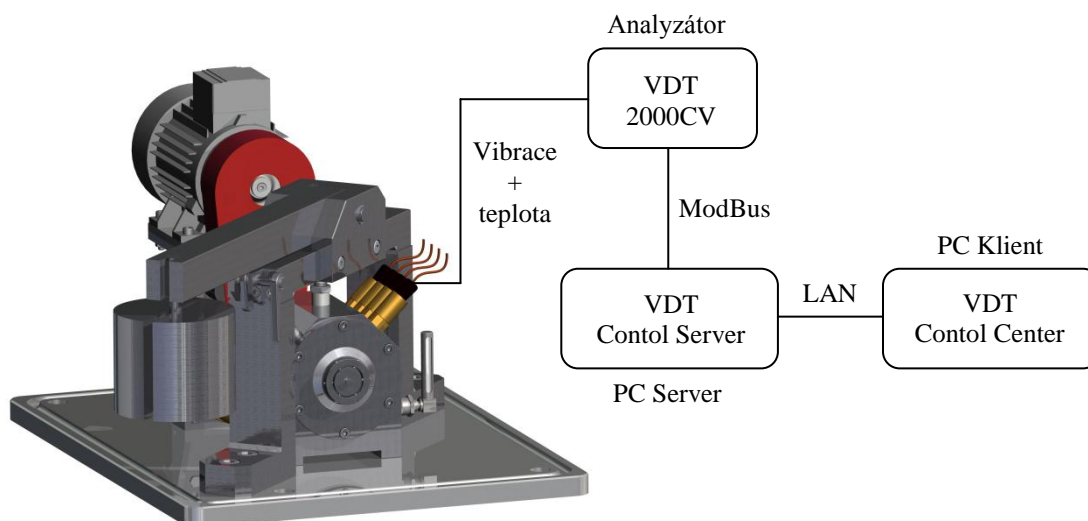


Obr. 4-31 Upínací deska



#### 4.10 Diagnostika poškození ložisek

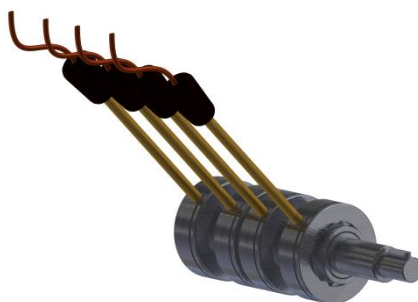
Měřicí řetězec (Obr. 4-32) pro detekci poškození ložisek se skládá ze čtyř snímačů vibrací se zabudovaným termočlánkem. Snímače vedou ke každému ložisku. Snímače jsou napojeny na analyzátor ViDiTech 2000CV a ten pak na software pro vzdálenou správu a vyhodnocování dat VDTControl Server od firmy ViDiTech, s.r.o.



Obr. 4-32 Měřicí řetězec

##### 4.10.1 Snímač vibrací ATW08Pt

Snímače fungují na principu elektromagnetické indukce, kdy je mechanickými vibracemi vyvolán pohyb magnetu, který indukuje napětí. Součástí snímačů je také čidlo teploty Pt100. Každý snímač má vlastní vlnovod, který je přiveden na vnější kroužek testovaného ložiska, viz Obr. 4-33. Vlnovod je k pouzdru snímače připojen přes pružinu, která zajišťuje dostatečný a stejný přítlak vlnovodu k vnějšímu kroužku ložiska při každém měření. Parametry snímačů jsou uvedeny v příloze 2.



Obr. 4-33 Snímače ATW08Pt s vlnovody

##### 4.10.2 Analyzátor ViDiTech 2000CV

Jedná se o osmi-kanálový digitální přístroj pro měření a vyhodnocování vibrací, teploty a kondice ložisek rotačních strojů (Obr. 4-34). Veškeré funkce potřebné k měření a vyhodnocování jsou vnořeny do přístroje a ten se tak stává nezávislou měřicí jednotkou. [27]



Obr. 4-34 Analyzátor ViDiTech 2000CV

Přístroj obsahuje měřící kanály: 2x pro vibrace a 4x pro teplotu (3vodičová PT 100). Každý kanál má limitu L1 pro výstrahu a L2 pro ochranu vypnutím. Přístroj provádí FFT - Fast Fourier Transform, obsahující až 1000 hodnot amplitud vibrací frekvenčního spektra. FFT lze aplikovat na rychlost vibrací v každém měřícím kanále A, B a to ve frekvenční oblasti 1 Hz až 1 kHz. To stejné platí i pro analýzu zrychlení vibrací, ale pouze ve frekvenční oblasti 500 Hz až 5 kHz. [9, 27]

Výstupy a relé přístroje jsou následující: 2x vibrace (A, B), dále pak 2x teplota (A, B) a 2x univerzální výstup (teplota C, D nebo kondice ložiska A, B). Relé OK zajišťuje bezproblémový chod přístroje, relé L1 je uživatelem nastavená výstraha zvýšené hodnoty a relé L2 je uživatelem nastavitelná výstraha vysoké hodnoty, při které dochází k vypnutí stroje. [27]

Přístroj VDT umožňuje záznam dat pomocí VDTControl Center (viz 4.10.3). Komunikační rozhraní, přes které je přístroj také možné sledovat a ovládat, je datový převodník ModBus, který zajišťuje připojení přístroje k síti. [27]

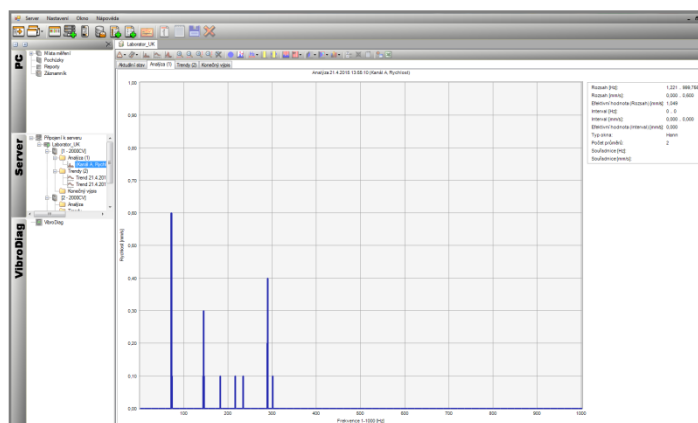
#### 4.10.3

#### 4.10.3 Software VDTControl

Soubor VDTControl je software vyvinutý firmou ViDiTech sloužící pro vzdálenou správu, obsluhu, monitoring a vyhodnocování měření přístrojů VDT. Celý komplet je založen na modelu klient-server. Modul server tvoří VDTControl Server a klientskou část pak VDTControl Center. S touto dvojicí programů lze odkudkoliv, kde je síťové připojení, obsluhovat a spravovat přístroje VDT. [27]

Na počítači, ke kterému je přes datový převodník (USB/ModBus) připojeno zařízení VDT, musí být spuštěn VDTControl Server a pak na jakémkoliv počítači kdekoliv s připojením k síti monitorovací část VDTControl Center. [27]

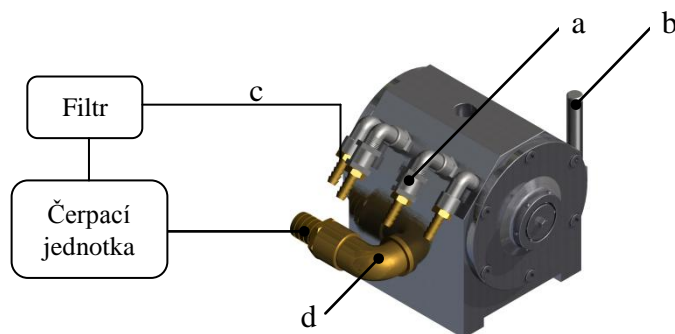
Naměřené výsledky lze exportovat do MS Excelu a dále s nimi pracovat.



Obr. 4-35 VDTControl Center - pracovní prostředí

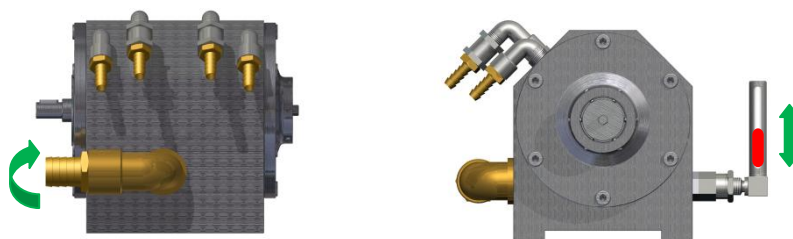
### 4.11 Chladicí okruh

Chladicí okruh (Obr. 4-36) tvoří čerpací jednotka se zásobníkem chladicího oleje, dále olejový filtr a pak šroubení (a), které je připojeno na těleso s testovanými ložisky. Poslední částí je olejoznak pro nastavení hladiny oleje (b). Ke každé hadicové koncovce (c) je přivedena větev s chladicím olejem. Celkem jsou do tělesa přivedeny čtyři větve, tzn. ke každému ložisku jedna větev s chladicím olejem. Tím je zaručeno dostatečné chlazení každého ložiska. Ve středu tělesa je připojeno rohové šroubení (d), kterým odchází olej pryč z tělesa.



Obr. 4-36 Chladicí okruh

K hadicové koncovce rohového šroubení (d) je připojena hadice, kterou odchází olej do sběrných trubek a pak dále do nádrže. Zvyšování či snižování výšky hladiny oleje se provádí tak, že čím více natočíme rohové šroubení směrem nahoru nebo dolů, tím je vyšší nebo nižší hladina oleje v tělese. Olej musí překonat tento výškový rozdíl, a proto se udržuje hladina na požadované výšce. (Obr. 4-37)



Obr. 4-37 Nastavení výšky hladiny oleje

Pro chlazení je použit olej od výrobce Fuchs s označením Titan ATF 3353. Olej je určen do převodovek automobilů. Jeho hustota při 15 °C je 848 kg/m<sup>3</sup>. Bod vzplanutí je při 190 °C a bod tuhnutí při -54 °C. Kinematická viskozita je při 40 °C 29 mm<sup>2</sup>/s. Olej je červené barvy. [28]

Hydraulický filtr pevných částic nese označení 45M110QBPKG161 a je od výrobce Parker. Pracovní tlak může být až 40 bar s průtokem až 260 l/min. Filtr dokáže zachytit částice do velikosti 10 μm. Filtrační část je vyrobena ze skelných vláken. [29]

## 5 DISKUZE

Optimální konstrukční varianta byla rozpracována do konečné podoby, která byla podrobně popsána v předchozí kapitole. Z konečného konstrukčního řešení pak byla vytvořena výkresová dokumentace. Na základě výkresové dokumentace byly vyrobeny jednotlivé díly u firmy ZOS, Ladislava Říhy. Dále byly zakoupeny další potřebné součásti jako spojka, motor apod.

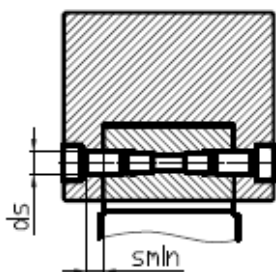
Proběhlo sestavení a zprovoznění prototypu a následovalo prvotní odzkoušení při provozu. Následně se spustilo ověřovací testování trvanlivosti ložisek.

V této kapitole bude diskutována výsledná konstrukce prototypu a následně zde budou shrnuty výsledky měření z proběhlého testu. Na základě těchto výsledků bude zhodnocena funkčnost testovacího zařízení.

### 5.1 Diskuze konstrukce funkčního prototypu

V rámci diplomové práce byl zkonstruován a vyroben funkční prototyp testovacího zařízení pro trvanlivostní zkoušky ložisek. Výroba byla prováděna externí firmou a během samotné výroby nenastal žádný problém. Komplikace nastala v termínu dodání, který se oproti plánovanému dodání v listopadu loňského roku, prodloužil téměř o měsíc. Montáž začala v lednu a během ní se objevilo pár problémů.

První problém nastal při montáži přípravku pro páku na rám zařízení. Přípravek je k rámu přišroubován čtyřmi lícovanými šrouby (Obr. 5-1). Vyrobené díry v přípravku a rámu však byly vůči sobě nepatrně vyosené, tudíž nešly všechny lícované šrouby přišroubovat k rámu. Byla provedena drobná úprava šroubu a to tím, že se lehce obrousil průměr dřívku lícovaných šroubů.



Obr. 5-1 Montáž přípravku k rámu

Další komplikace nebyla způsobena vinou špatné výroby, ale nevhodnou volbou tolerance. Jednalo se o upínací příruby podpůrných ložisek, které jsou vloženy do tělesa a lícují s jeho dírou. Díra v tělese a vnější průměr upínacích přírub byly vyrobeny tak přesně, že do sebe šly vsunout, ale stěží. Tato situace by zkomplikovala montáž soustavy uložení ložisek (kap. 4.2.2) do tělesa. Proto bylo nutné provést úpravu upínacích přírub. Obroušení přírub zajistil pan Kratochvíl. Po této úpravě došlo k výraznému zlepšení montáže soustavy uložení ložisek do tělesa se současným dodržáním lícování přírub v díře tělesa.

K dalšímu časovému zdržení došlo kvůli rekonstrukci laboratoře, kdy nebylo k dispozici elektrické připojení. Během montáže zařízení již však nedošlo k žádným problémům a zařízení tak bylo připraveno k provozu.

První testy byly tedy spuštěny až na začátku března. V první etapě bylo zařízení spuštěno vždy na pár hodin a zároveň byla ložiska zatížena pouze hmotností páky. Jelikož se jednalo o první spuštění celého prototypu, bylo zapotřebí ověřovat funkci a správný chod postupně. Během této fáze testování bylo zařízení velmi často kontrolováno. Díky softwaru VDTControl center, byly sledovány hodnoty vibrací jednotlivých ložisek a teploty. Vibrace ložisek si držely svoji hladinu. Dále také bylo potřeba kontrolovat teploty jednotlivých ložisek, aby se zjistilo, zda je chlazení dostatečné. Bylo zjištěno, že jsou ložiska velmi dobře chlazena. Důvodem bylo, že si olej díky cirkulaci velkého množství oleje za poměrně krátkou dobu, držel nízkou teplotu. Z pozorování těchto několika testovacích cyklů nebyly zjištěny žádné problémy či závady na testovacím zařízení a testování probíhalo, tak jak by mělo.

Druhá etapa zahrnovala spuštění zařízení od brzkých ranních hodin do pozdního večera, aby se zjistilo chování zařízení a výsledky měření během delšího časového intervalu testování. Stejně jako v předchozím případě probíhalo testování bez jakýchkoliv problémů.

Ve třetí etapě bylo zařízení spuštěno nepřetržitě od pondělního rána do pátečního večera. Testování probíhalo již při plném zatížení, tedy 20 kN. Opět byly sledovány trendy měření vibrací a teploty. Zatímco hladina vibrací jednotlivých ložisek se neměnila, teplota oproti předchozím etapám mírně vzrostla. To bylo zapříčiněno tím, že se během celého týdne, celé množství oleje stačilo zahřát na provozní hodnotu okolo 45°. Problém nastal ke konci týdne, kdy došlo k opotřebení plastového kříže umístěného v pojistné spojce (Obr. 5-2). Došlo tedy k výměně za nový kus, ale nastala stejná situace. Důvodem tohoto problému bylo, že spojované hřídele svíraly větší úhel, než který spojka umožňuje. To způsobovalo, že v jednom místě plastového kříže docházelo k odebírání materiálu a oslabování místa, až k jeho poškození. Jelikož je ložisková jednotka k upínací desce pouze přišroubována bez stavěcích kolíků, bylo nutné při montáži dalšího plastového kříže ustavit spojku s ložiskovou jednotkou pomocí úhelníku a zajistit tak co nejpřesnější přenos kroutícího momentu. V případě výroby dalších testovacích zařízení by bylo vhodné ložiskovou jednotku spolu s držákem motoru ustavit pomocí stavěcích kolíků k upínací desce předcházet tak tomuto problému. Kromě již zmíněné situace probíhalo testování v pořádku.



Obr. 5-2 Poškozený plastový kříž spojky

V poslední fázi bylo spuštěno finální testování trvanlivosti ložisek. Test byl spuštěn 30. 3. 2015 a byl zastaven 7. 5. 2015. Během tohoto časového rozmezí bylo zařízení vždy před víkendem zastaveno. Podrobné výsledky z měření jsou uvedeny v následující kapitole.

## 5.2

## 5.2 Výsledky z měření

Jak již bylo řečeno, test byl spuštěn 30. 3. 2015 a byl zastaven 7. 5. 2015. V tomto časovém intervalu bylo zařízení vždy před víkendem vypnuto a v pondělí ráno znovu zapnuto. V následujících podkapitolách jsou uvedeny v grafech výsledky měření vibrací, kondice a teploty ložisek. Ve veškerých grafech jsou uvedena data z období 9. 4. 2015 až po skončení testu 7. 5. 2015. Z analyzátoru VDT 2000CV byly vyexportovány dlouhodobé záznamy vždy v časových úsecích 30x8 hodin. Hodnoty těchto záznamů byly následně zpracovány v MS Excel a z nich pak byly vytvořeny jednotlivé grafy, které se nacházejí v příloze 3.

### Výpočet základní trvanlivosti testovaného ložiska:

Pro predikci možného poškození je vhodné vypočítat základní trvanlivost testovaného ložiska. Ložisko je axiálně volné a zatíženo 10 kN, tzn. že  $P=10$  kN. Dynamická únosnost  $C=38,5$  kN. Testování probíhalo při  $4200$  ot.min<sup>-1</sup>.

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

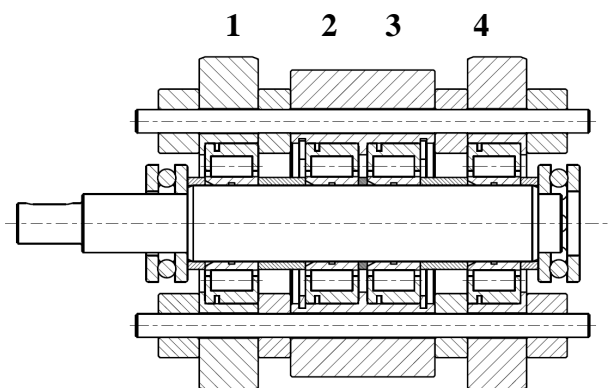
$$L_{10h} = \left(\frac{38,5}{10}\right)^{3,33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 4200}$$

$$L_{10h} = 353,3 \text{ hod}$$

Dle definice rovnice pro základní trvanlivost by mělo vydržet dobu 353,3 hodiny 90% ložisek při stejných provozních podmínkách.

Při přepočtu doby testování na hodiny vychází, že test probíhal 535 hodin. Během této doby nedošlo k poškození žádného ložiska. Testovaná ložiska tak výrazně překročila základní trvanlivost.

Na Obr. 5-3 jsou číselně označena jednotlivá ložiska, ke kterým se vztahují vyhodnocené grafy

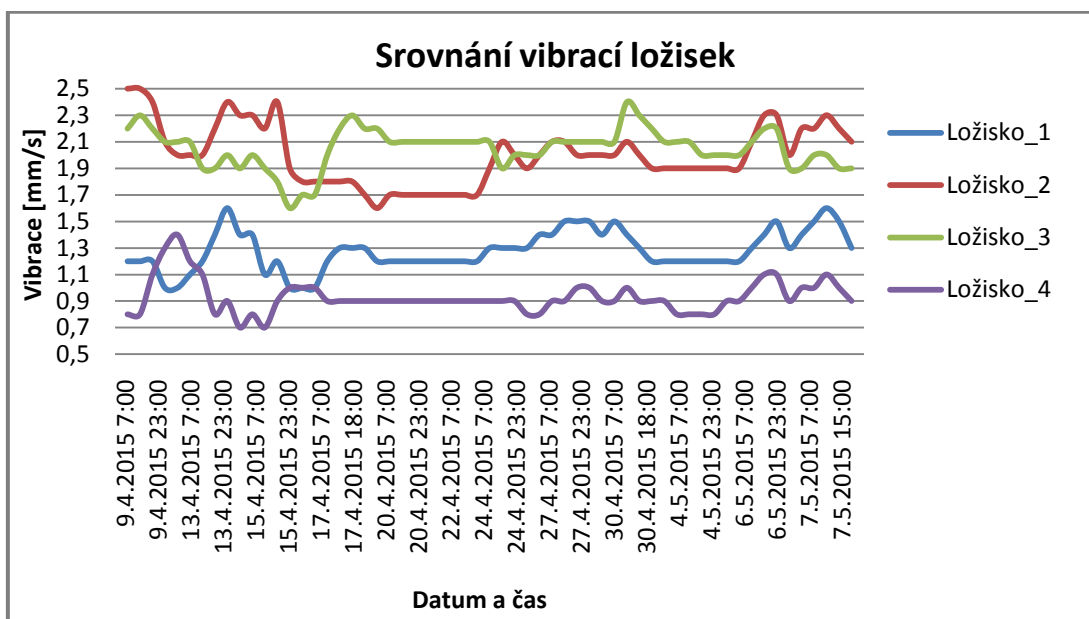


Obr. 5-3 Označení ložisek



### 5.2.1 Vibrace ložisek

Nejhlavnějším parametrem, který při testování určuje poškození ložisek, jsou vibrace. Na grafu 1 je znázorněn pro porovnání průběh vibrací u všech ložisek. Na srovnávacím grafu a grafech v příloze 3 (Graf 4-7) není zobrazen záběh ložisek, který proběhl během prvních ověřovacích testů. Při spuštění tohoto konečného testu byla ložiska již zaběhnuta. Naopak lze z grafu vyčíst, že během tří časových intervalů docházelo k soustavnému zvýšení a následně snížení vibrací na původní hodnotu. Příčinou bylo několik drobných zásahů do konstrukce zařízení. V prvním případě docházelo k navýšení vibrací okolo 13.4. Během tohoto úseku došlo k výměně klínového řemene, protože došlo k jeho opotřebení z důvodu většího napnutí. K dalšímu navýšení vibrací došlo okolo 22.4. V tomto časovém úseku byla upravena pozice plastového kříže v pojistné spojce tak, aby zajišťoval co nejlepší přenos kroutícího momentu. Poslední nárůst vibrací nebyl způsoben úpravami v konstrukci, ale na vině byly zřejmě nečistoty v chladícím oleji, protože docházelo k nečekanému a vždy ke skokovému nárůstu vibrací. Dále si lze všimnout, že ložiska 1 a 4, která jsou uložena v přírubě lícující s dírou tělesa, mají nižší hodnotu vibrací než ložiska 2 a 3. Hladiny vibrací u ložisek 1 a 4 se pohybuje okolo 1 mm/s, zatímco u ložisek 2 a 3 je to okolo 2 mm/s. Důvodem této rozdílnosti je to, že ložiska 1 a 4, jsou uložena v přírubách, které jsou vedeny po celém obvodu, zatímco ložiska 2 a 3 jsou uložena ve "volné" přírubě, která je zatěžována. Do této příruby mohou být přenášeny nepatrné vibrace od páky zatěžování.



Graf 1 Srovnání vibrací ložisek

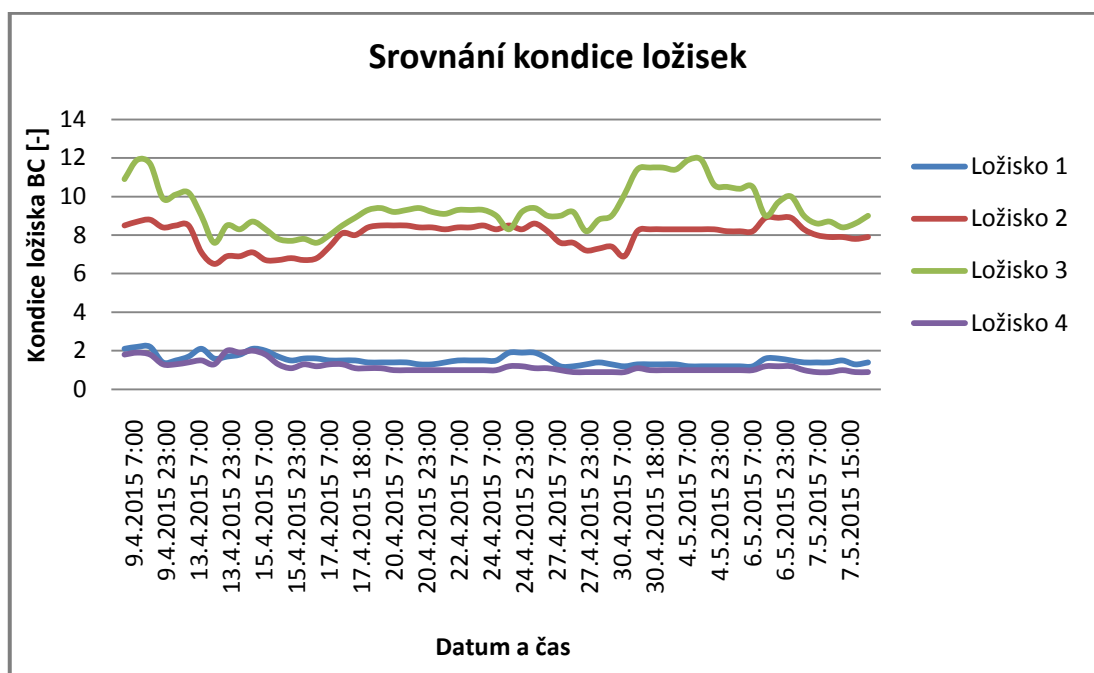
Jednotlivé grafy vibrací ložisek jsou uvedeny v příloze 3 (Graf 4-7).

Během testu nedošlo k překročení nastavené limity vibrací, test byl ukončen ručním vypnutím stroje.

## 5.2.2

**5.2.2 Kondice ložisek**

Průběh kondice ložisek přímo souvisí na hodnotách vibrací ložisek. Hodnota BC je vypočítána jako podíl průměrné hodnoty (amplitudy zrychlení vibrací v pásmu 500 Hz až 5 kHz) k referenční hodnotě. Ta by měla zůstat stejná, pokud nedojde k snížení či zvýšení vibrací při chodu stroje. Z grafu je patrné, že menší BC hodnotu mají ložiska 1 a 4. Ložisko 1 má hodnotu okolo 1,5 (Graf 8) a ložisko 4 také hodnotu okolo 1,5 (Graf 11). Ložisko 2 má BC hodnotu okolo 8 (Graf 9) a ložisko 3 pak BC hodnotu okolo 9 (Graf 10). U ložisek 2 a 3 se více projevuje důsledek změny vibrací. Kondice ložisek více kolísá. U ložiska 3 v závěrečné fázi došlo k většímu nárůstu BC hodnoty.



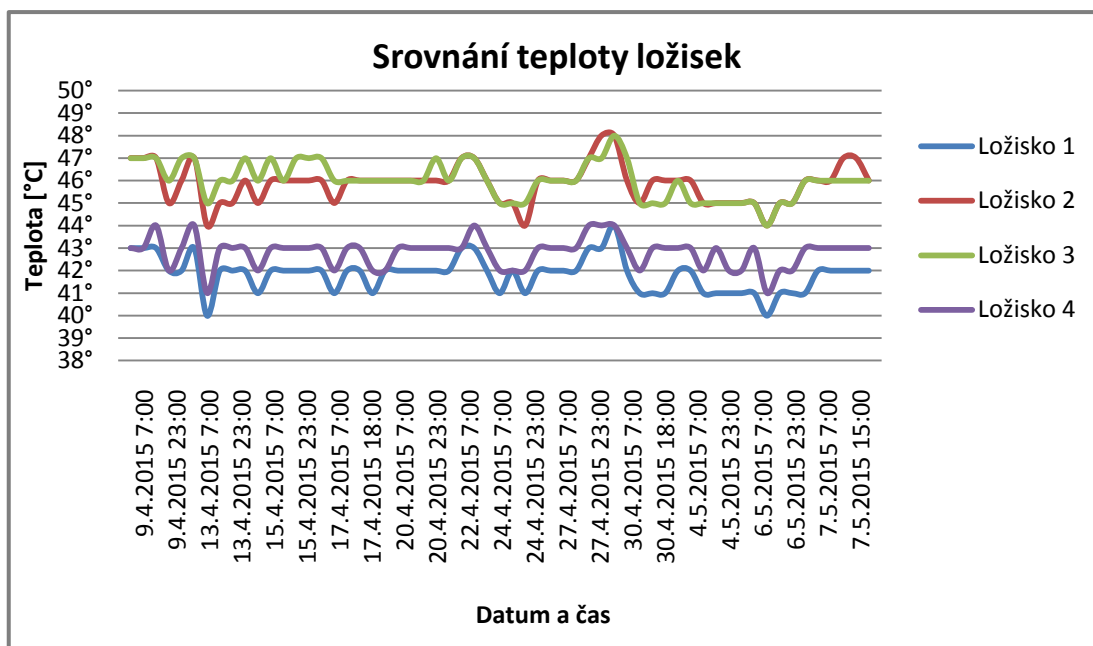
Graf 2 Srovnání kondice ložisek

## 5.2.3

**5.2.3 Teplota ložisek**

Z grafu 3 je zřejmé, že ložiska si držela během testu téměř konstantní teplotu. Může se zdát, že teplota značně kolísala, avšak tyto výchyly jsou v rozmezí pouze 2-3 °C. Způsobeno je to zejména větráním laboratoře a náběhem teploty po spuštění testování na začátku týdne. Rozdíly teplot ložisek 1 a 4 vůči ložiskům 2 a 3 jsou způsobeny odvodem chladícího oleje. Vyšší teplota u ložisek 2 a 3 je kvůli tomu, že výpustní díra se nachází v místě příruby těchto ložisek. V těchto místech se hromadí zahřátý olej od ložisek 1 a 4 a zvyšuje tak o 3-4 °C teplotu ložisek 2 a 3. Na provoz ložisek však tento malý rozdíl teplot nemá vliv. Podrobné grafy průběhu teploty jednotlivých ložisek jsou vloženy v příloze 3 (Graf 12-15).





Graf 3 Srovnání teploty ložisek

### 5.3 Celkové zhodnocení funkčnosti zařízení

Po drobných konstrukčních úpravách, zejména plastového kříže spojky, zařízení během testování nevykazovalo žádné nedostatky. Výsledky z měření odpovídají standardním testům trvanlivosti ložisek. Zařízení je tedy schopné provádět dlouhodobé testování trvanlivosti ložisek s potřebnou kvalitou měření.

5.3

### 5.4 Ekonomický náhled

Díly byly vyrobeny dle výkresové dokumentace u firmy ZOS, Ladislava Říhy. Výsledné ceny jsou uvedeny včetně DPH. Největší podíl na celkové ceně má výroba dílů prototypu. Při testování ložisek je nutné, aby bylo zařízení vyrobeno co nejpřesněji. V kombinaci velmi přesné výroby spolu s tím, že se jedná o kusovou výrobu, se cena výroby vyšplhala na zhruba 139 tisíc korun. Při výrobě většího počtu všech dílů, lze předpokládat výrazné snížení výrobní ceny. Ceny jednotlivých dílů jsou uvedeny v Tab. 7.

5.4

Tab. 7 Cenová kalkulace

Dodavatel	Položka	Cena
Ladislav Říha	Výroba strojních dílů	138 726,5 Kč
Uzimex	Pojistná spojka SWK/EN 10	10 224,5 Kč
Uzimex	Plastový kříž (3ks)	804,5 Kč
Elektromotory V. Moravec	1LA7083-2AA 10-Z	3 071 Kč
Haberkorn	Napínák řemene TERE 3	1 146 Kč
Eximus	Olejoznak	357 Kč
Fabory	Spojovací materiál	1500 Kč
Tubes International	Šroubení, hadice	1000 Kč
Kratochvíl	Úprava přírub	800 Kč
	<b>Celkem</b>	<b>157 629,5 Kč</b>

## 6 ZÁVĚR

Cílem diplomové práce byl návrh a fyzická realizace experimentální stanice pro trvanlivostní zkoušky radiálních ložisek. Po sestavení bylo zařízení odladěno a byl proveden ověřovací test.

V první části diplomové práce byl shrnut současný stav poznání, ve kterém bylo představeno několik zkušebních zařízení pro trvanlivostní zkoušky ložisek. Dále byly představeny základní parametry ložisek vstupující do rovnice základní trvanlivosti. Dalšími body současného stavu poznání jsou druhy poškození ložisek, dále pak metody diagnostiky ložiskových poruch a způsoby montáže a demontáže ložisek na hřídel. Následuje kapitola, která analyzuje získané poznatky z rešerše a vymezuje hlavní a dílčí cíle práce.

Při koncepčním řešení byly navrženy tři varianty testovacího zařízení. První varianta se skládala z děleného tělesa, hydraulických komponent, pojistné kuličkové spojky a řemenového převodu. Nevýhodou této varianty jsou vysoké finanční náklady hydraulických komponent. Druhá varianta se skládala z neděleného tělesa, pákového mechanismu, kolíkové spojky a řetězového převodu. U této varianty jsou nevýhody v přenosu vibrací způsobené řetězovým převodem do zařízení. Třetí varianta se skládá z neděleného tělesa, pákového mechanismu, pojistné kuličkové spojky a řemenového převodu. Tato varianta kombinuje výhody předchozích dvou variant a byla vybrána jako optimální k dalšímu rozpracování. Výhodami jsou nižší finanční nákladnost, snadnější výroba neděleného tělesa a nižší přenos vibrací.

V následující kapitole bylo podrobně rozepsáno konečné konstrukční řešení vybrané varianty. Kapitola byla rozdělena na několik podkapitol podle jednotlivých konstrukčních uzlů. První uzel se zabýval konstrukcí tělesa a dílů, které jsou v něm uloženy. Dalším bodem byl návrh pákového mechanismu a návrh řemenového převodu. Kapitulu uzavíral popis použité diagnostiky poškození ložisek a popis chladicího okruhu.

Z návrhu jednotlivých dílů a sestav byla vytvořena výkresová dokumentace, podle které byla zhotovena výroba. Po doručení dílů následovala montáž a zprovoznění zařízení. Dále byly provedeny postupné odlaďovací testy. Nakonec byl spuštěn ověřovací test trvanlivosti ložisek, při kterém bylo zařízení dlouhodobě v provozu.

Během testu došlo k několika drobným konstrukčním úpravám na zařízení, které se projeví na výsledcích měření. Při opomenutí konstrukčních zásahů během měření však výsledky z měření odpovídají standardnímu průběhu při testování trvanlivosti ložisek na jiných zařízeních. Zařízení je tedy schopné provádět dlouhodobé testování trvanlivosti ložisek s potřebnou kvalitou měření.

V rámci řešení diplomové práce byly splněny všechny hlavní a dílčí cíle. Zařízení bylo vyrobeno, odladěno a plně odzkoušeno. Výsledky z měření jsou přiloženy v příloze 3. Výstupem diplomové práce je funkční vzorek, který se nachází v laboratoři Ústavu konstruování.

SVOBODA, P.; FREJLICH, T.: TestRig; Test rig for durability testing of radial bearings. URL: [http://dl.uk.fme.vutbr.cz/zobraz\\_soubor.php?id=2315](http://dl.uk.fme.vutbr.cz/zobraz_soubor.php?id=2315).

**7 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ**

- [1] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Překlad Martin Hartl. V Brně: VUTIUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [2] GNAGY, J. – HOUPERT, L. – CHEVALIER, F. *Rolling Bearing Stress Based Life-Part II: Experimental Calibration and Validation*. Journal of Tribology, 2012, vol. 134, vyd. 2, 8 stran. [citováno 2014-4-15].
- [3] HAGIU, G.D. - GAFITANU, M.D. *Preload-service life correlation for ball bearings on machine tool main spindle*. Wear, 1994, vol. 172, vyd. 1, s. 79-83. URL: <http://www.sciencedirect.com> [citováno 2014-4-15].
- [4] KALIN, M. - VIŽINTIN, J. *Wear*. 3-4 vyd. 2004. Kapitola: A rolling-contact device that uses the ball-on-flat testing principle, s. 335-341. URL: <http://www.sciencedirect.com/Testing device with spring>. [citováno 2014-4-15].
- [5] GURUMOORTHY, K. - FAVE, B. - GHOSH, A. *Case Studies in Engineering Failure Analysis*. 4. vyd. 2013. Kapitola: Handling abuse causes premature bearing failures, s. 235-242. URL: <http://www.sciencedirect.com/Bearing failures>
- [6] SÁBLÍK, R. *Zkušební zařízení pro radiální zatěžování valivých ložisek (Patentní spis)*. Brno, 1981. URL: <http://spisy.upv.cz/Patents/FullDocuments/104/104942.pdf>.
- [7] RATHUSKÝ, J. *Zkušební zařízení pro ložiska, zejména válečková a jehlová (Patentní spis)*. Brno, 1980. URL: <http://spisy.upv.cz/Patents/FullDocuments/215/215922.pdf>.
- [8] SCHREIER, J. *Základní příčiny poškození valivých ložisek a jejich diagnostika*. Brno: Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování, 2010. 32 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Pavel Mazal, CSc.
- [9] POLÁČEK, V. *Studium trvanlivosti valivých ložisek 6204-2Z*. Brno. Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování, 2014. 50 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Milan Klapka, Ph.D. [citováno 2014-4-15].
- [10] SUCHÁNEK, D. *Úprava zkušebního zařízení ložisek pro aplikaci metody akustické emise*. Brno. Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování, 2009. 68 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Pavel Mazal, CSc. [citováno 2014-4-15].
- [11] PRÁŠILOVÁ, A. *Výzkum a vývoj ložisek pro trakční motory*. Brno. Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování, 2011. 82 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Martin Vrbka, Ph.D. [citováno 2014-4-15].
- [12] LEINVEBER, Jan, Pavel VÁVRA a Jaroslav ŘASA. *Strojnické tabulky*. 2., zcela přeprac. vyd. Praha: Scientia, 1998, 911 s. ISBN 80-7183-123-9.

- [13] *Zkušební zařízení pro testování trvanlivosti, ZKL*. [online]  
URL: [http://www.skusobne.sk/Testovaci\\_zarizeni](http://www.skusobne.sk/Testovaci_zarizeni)
- [14] *Čtyř-ložiskové zkušební zařízení*. [online]  
URL: <http://www.reliableplant.com/Read/260/bearing-failure-detection>
- [15] *Zkušební zařízení kolejových vozidel*. [online]  
URL: <http://www.skf.com/binary/68-62747/RTB-1-04e-Bearing-designs---testing.pdf>
- [16] *Zkušební zařízení pro testování trvanlivosti, ZYS* [online]  
URL: <http://www.zysbearing.com/bearing-testing-machines/bearing-life-testing-machine.html>
- [17] *Zkušební zařízení pro testování trvanlivosti, NES* [online]  
URL: <http://nesbearings.com/bearing-testing/life-testing/test-rigs/>
- [18] *Trvanlivost podle SKF*. [online] URL: <http://www.skf.com>
- [19] *ZKL – Pro konstruktéry (Trvanlivost ložisek)*. [online]  
URL: <http://www.zkl.cz/cs/pro-konstruktery/5-urceni-velikosti-loziska>
- [20] *Rolling bearing Handbook NTN*. URL: <http://www.ntn-snr.com>
- [21] *ZKL – Pro konstruktéry (Poškození ložisek)*. [online]  
URL: <http://www.zkl.cz/cs/pro-konstruktery/11-vady-s-poskozeni-lozisek>
- [22] *Damage by type, NSK*. [online] URL: <http://www.nsk-literature.com/en/new-bearing-doctor-maintenance/>
- [23] *Montáž a demontáž ložisek*. [online] URL: <http://www.exvalos.cz>. [citováno 2015-4-3].
- [24] *Statické veličiny konzoly, prostého a vetknutého nosníku*. [online] URL: [http://mech.fd.cvut.cz/members/micka/design\\_projektovani/staticke-tabulky/MNT\\_nosniky.pdf](http://mech.fd.cvut.cz/members/micka/design_projektovani/staticke-tabulky/MNT_nosniky.pdf)
- [25] *Needle Roller Bearings*. [online]  
URL: <http://www.baleromex.com/catalogos/C-KOYO-Torrington.pdf>
- [26] *Napínání řetězů a řemenů, Haberkorn*. [online]  
URL: <http://www.haberkorn.cz/files/file/pohonne-systemy/napinaky-a-antivibracni-technika/napinaky-a-antivibracni-technika-napinaky.pdf>
- [27] *ViDiTech s.r.o.* [online]  
URL: <http://viditech.cz/index.php/home-cs/> [citováno 2015-4-3]
- [28] *Titan ATF 3353, FUCHS*. [online]  
URL: [http://www.general oils.net/PI\\_TITAN-ATF-3353\\_e.pdf](http://www.general oils.net/PI_TITAN-ATF-3353_e.pdf)
- [29] *Olejevý filtr, Parker*. [online]  
URL: <http://ph.parker.com/us/en/medium-pressure-in-line-filter-45m-series/45m110qpkg161>

**8 SEZNAM OBRÁZKŮ, TABULEK A GRAFŮ****8****8.1 Seznam obrázků**

8.1

Obr. 1-1 Názvosloví kuličkového ložiska [1].....	17
Obr. 1-2 Základní dynamická únosnost, NTN [20].....	19
Obr. 1-3 Příklad poškození ložisek [5].....	20
Obr. 1-4 Zkušební zařízení řady RAH [13].....	23
Obr. 1-5 Zkušební zařízení Timken [2].....	23
Obr. 1-6 Zkušební zařízení s předepnutím ložisek [3].....	24
Obr. 1-7 Zkušební zařízení CTD-ML1 [4].....	24
Obr. 1-8 Zkušební zařízení pro radiální zatěžování ložisek [6].....	25
Obr. 1-9 Zkušební zařízení pro ložiska, zejména válečková a jehlová [7].....	25
Obr. 1-10 Čtyř-ložiskové zkušební zařízení [14].....	26
Obr. 1-11 Zkušební zařízení ložisek kolejových vozidel SKF [15].....	26
Obr. 1-12 Zkušební zařízení ZYS [36].....	27
Obr. 1-13 Zkušební zařízení NES Bearing [37].....	27
Obr. 1-14 Pitting [22].....	28
Obr. 1-15 Mělké prohloubení na oběžné dráze [22].....	28
Obr. 1-16 Vyjiskřená oběžná dráha [22].....	29
Obr. 1-17 Styková koroze na vnitřním kroužku [22].....	29
Obr. 1-18 Zadření ložiska [22].....	29
Obr. 1-19 Určující veličiny vibrací [10].....	31
Obr. 1-20 Rozměry ložiska [9].....	32
Obr. 1-21 Fáze poškození [9].....	33
Obr. 1-22 Montáž ložiska na hřídel [23].....	34
Obr. 1-23 Montáž ložiska současně na hřídel a do tělesa [23].....	34
Obr. 1-24 Elektrický indukční ohřívací přístroj [23].....	35
Obr. 1-25 Demontáž ložiska pomocí stahováku [23].....	35
Obr. 1-26 Demontáž ložiska tlakovým olejem [23].....	36
Obr. 1-27 Demontáž ložiska indukčním zařízením [23].....	36
Obr. 2-1 Současné testovací stanice.....	37
Obr. 2-2 Schéma testovaného ložiska.....	38
Obr. 3-1 Schéma hlavních řešených uzlů.....	39
Obr. 3-2 Varianta č. 1.....	39
Obr. 3-3 Varianta č. 2.....	40
Obr. 3-4 Varianta č. 3.....	41
Obr. 4-1 Testovací zařízení pro trvanlivostní zkoušky ložisek.....	42
Obr. 4-2 Testovací zařízení pro trvanlivostní zkoušky ložisek.....	43
Obr. 4-3 Prototyp testovacího zařízení.....	43
Obr. 4-4 Těleso s uloženými ložisky.....	44
Obr. 4-5 Těleso.....	45
Obr. 4-6 Soustava uložení ložisek.....	45
Obr. 4-7 Upínací příruba.....	46
Obr. 4-8 Hřídel.....	47
Obr. 4-9 Schéma zatížení a podpor.....	47
Obr. 4-10 Schéma průhybu hřídele.....	48
Obr. 4-11 Víčka.....	49
Obr. 4-12 Axiální zajištění hřídele.....	50

Obr. 4-13 Pákový mechanismus .....	50
Obr. 4-14 Schéma pákového mechanismu .....	50
Obr. 4-15 Rám .....	52
Obr. 4-16 Páka .....	52
Obr. 4-17 Namáhání čepu .....	53
Obr. 4-18 Přípravek pro páku .....	54
Obr. 4-19 Rozložení sil v lícovaných šroubech .....	54
Obr. 4-20 Zatěžovací čep .....	56
Obr. 4-21 Držák motoru .....	57
Obr. 4-22 Elektromotor Siemens .....	58
Obr. 4-23 Pojistná spojka SWK/EN-10 .....	58
Obr. 4-24 Ložisková jednotka .....	59
Obr. 4-25 Ložiskový domek .....	59
Obr. 4-26 Hřídel ložiskové jednotky .....	60
Obr. 4-27 Řemenový převod .....	60
Obr. 4-28 Upínací přípravek pro napínák .....	63
Obr. 4-29 Napínák TERE [26] .....	63
Obr. 4-30 Kryt řemenového převodu .....	64
Obr. 4-31 Upínací deska .....	64
Obr. 4-32 Měřicí řetězec .....	65
Obr. 4-33 Snímače ATW08Pt s vlnovody .....	65
Obr. 4-34 Analyzátor ViDiTech 2000CV .....	66
Obr. 4-35 VDTControl Center - pracovní prostředí .....	66
Obr. 4-36 Chladicí okruh .....	67
Obr. 4-37 Nastavení výšky hladiny oleje .....	67
Obr. 5-1 Montáž přípravku k rámu .....	68
Obr. 5-2 Poškozený plastový kříž spojky .....	69
Obr. 5-3 Označení ložisek .....	70

## 8.2

**8.2 Seznam tabulek**

Tab. 1 Výpočtové parametry - průhyb hřídele .....	47
Tab. 2 Výpočtové parametry - pákový mechanismus .....	51
Tab. 3 Výpočtové parametry - pevnostní kontrola čepu páky .....	53
Tab. 4 Výpočtové parametry - pevnostní kontrola lícovaných šroubů .....	55
Tab. 5 Výpočtové parametry - zatěžovací čep .....	56
Tab. 6 Výpočtové parametry - řemenový převod .....	61
Tab. 7 Cenová kalkulace .....	73

## 8.3

**8.3 Seznam grafů**

Graf 1 Srovnání vibrací ložisek .....	71
Graf 2 Srovnání kondice ložisek .....	72
Graf 3 Srovnání teploty ložisek .....	73
Graf 4 Ložisko 1 - vibrace .....	88
Graf 5 Ložisko 2 - vibrace .....	88
Graf 6 Ložisko 3 - vibrace .....	89
Graf 7 Ložisko 4 - vibrace .....	89
Graf 8 Ložisko 1 - kondice .....	90
Graf 9 Ložisko 2 - kondice .....	90

Graf 10 Ložisko 3 - kondice .....	91
Graf 11 Ložisko 4 - kondice .....	91
Graf 12 Ložisko 1 - teplota .....	92
Graf 13 Ložisko 2 - teplota .....	92
Graf 14 Ložisko 3 - teplota .....	93
Graf 15 Ložisko 4 - teplota .....	93

## 9 SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

$L_{10}$	[ $10^6$ ot]	– základní trvanlivost v otáčkách
$L_{10h}$	[hod]	– základní trvanlivost v hodinách
$C$	[kN]	– základní dynamická únosnost ( $C_r$ , $C_a$ )
$P$	[kN]	– ekvivalentní dynamické zatížení
$p$	[-]	– mocnitél pro ložiska
		– kuličková ložiska $p=3$
		– válečková, soudečková, $p=10/3$
$n$	[ $\text{min}^{-1}$ ]	– frekvence otáčení
$L_{na}$	[ $10^6$ ot]	– upravená trvanlivost pro spolehlivost [100-n] % a jiné než běžné podmínky
$a_1$	[-]	– koeficient pro jinou než 90 % spolehlivost
$a_{23}$	[-]	– koeficient materiálu, maziva a technologie výroby a provozních podmínek
$P_r$	[kN]	– radiální ekvivalentní dynamické zatížení
$F_r$	[kN]	– radiální zatížení ložiska
$F_a$	[kN]	– axiální zatížení ložiska
$X$	[-]	– koeficient radiálního zatížení
$Y$	[-]	– koeficient zatížení
$P_a$	[kN]	– axiální ekvivalentní dynamické zatížení
$F_a$	[kN]	– axiální zatížení ložiska
$f$	[Hz]	– frekvence závady
$f_r$	[Hz]	– frekvence daná relativními otáčkami vnitřního a vnějšího kroužku
$n$	[-]	– počet tělísek
$B_d$	[mm]	– průměr valivých elementů
$P_d$	[mm]	– roztečný průměr valivých elementů
$\beta$	[°]	– úhel dotyku
$F$	[kN]	– zatěžovací síla
$E$	[GPa]	– modul pružnosti
$I$	[ $\text{mm}^4$ ]	– kvadratický moment průřezu v ohybu
$w$	[mm]	– průhyb hřídele
$\alpha$	[°]	– úhel vychýlení
$m$	[kg]	– hmotnost páky
$g$	[ $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ ]	– tíhové zrychlení
$F_g$	[N]	– gravitační síla páky
$F_x$	[N]	– síla od závaží
$m_z$	[kg]	– hmotnost závaží
$\tau_{SDOV}$	[MPa]	– dovolené napětí ve střihu
$p_{DOV}$	[MPa]	– dovolené napětí v otláčení
$\tau_S$	[MPa]	– napětí ve střihu
$p_1$	[MPa]	– otláčení čepu přípravkem
$p_2$	[MPa]	– otláčení čepu pákou
$S$	[ $\text{mm}^2$ ]	– střižná plocha
$F_z$	[N]	– síla od závaží a páky
$F_A$	[N]	– působící síla v místě A
$F_B$	[N]	– působící síla v místě B



---

$d_s$	[mm]	– průměr dřívku lícovaného šroubu
$s_{min}$	[mm]	– minimální šířka otlačení lícovaného šroubu
$\tau_{SA}$	[MPa]	– dovolené napětí ve stříhu v místě A
$\tau_{SB}$	[MPa]	– dovolené napětí ve stříhu v místě B
$p_A$	[MPa]	– otlačení lícovaných šroubů v místě A
$p_B$	[MPa]	– otlačení lícovaných šroubů v místě B
$m_m$	[mm]	– šířka zašroubování čepu
$P_z$	[mm]	– rozteč závitu
$p_{DOVZ}$	[MPa]	– dovolené otlačení v závitech
$z$	[-]	– počet závitů
$H_l$	[mm]	– nosná výška závitu
$p_z$	[MPa]	– otlačení v závitech
$d_p$	[mm]	– výpočtový průměr malé řemenice
$D_p$	[mm]	– výpočtový průměr velké řemenice
$n_1$	[ot.min <sup>-1</sup> ]	– požadované otáčky
$n_2$	[ot.min <sup>-1</sup> ]	– otáčky motoru
$i$	[-]	– převodový poměr
$i_{skut}$	[-]	– skutečný převodový poměr
$A_N$	[mm]	– navrhnutá osová vzdálenost
$\alpha_1$	[°]	– úhel opásání řemenice
$L_w$	[mm]	– délka řemene
$A$	[mm]	– skutečná osová vzdálenost
$c_1$	[-]	– součinitel úhlu opásání
$c_2$	[-]	– součinitel provozního zatížení
$c_3$	[-]	– součinitel délky klínového řemene
$P_{r1}$	[kW]	– výkon přenášený jedním klínovým řemenem
$n_r$	[-]	– počet řemenů
$P_1$	[kW]	– výkon motoru

**10 SEZNAM PŘÍLOH**

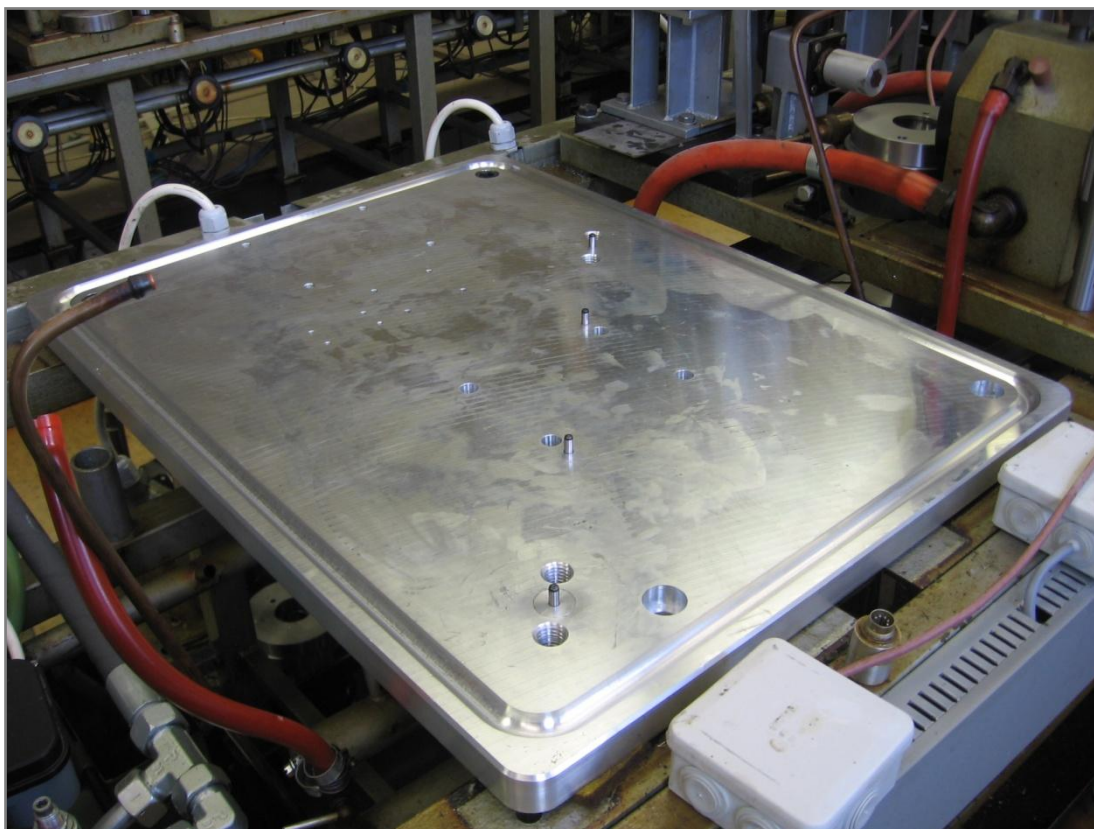
Příloha 1 - Postup skládání testovacího zařízení

Příloha 2 - Teplotní a akcelerační snímač ATW08Pt - parametry

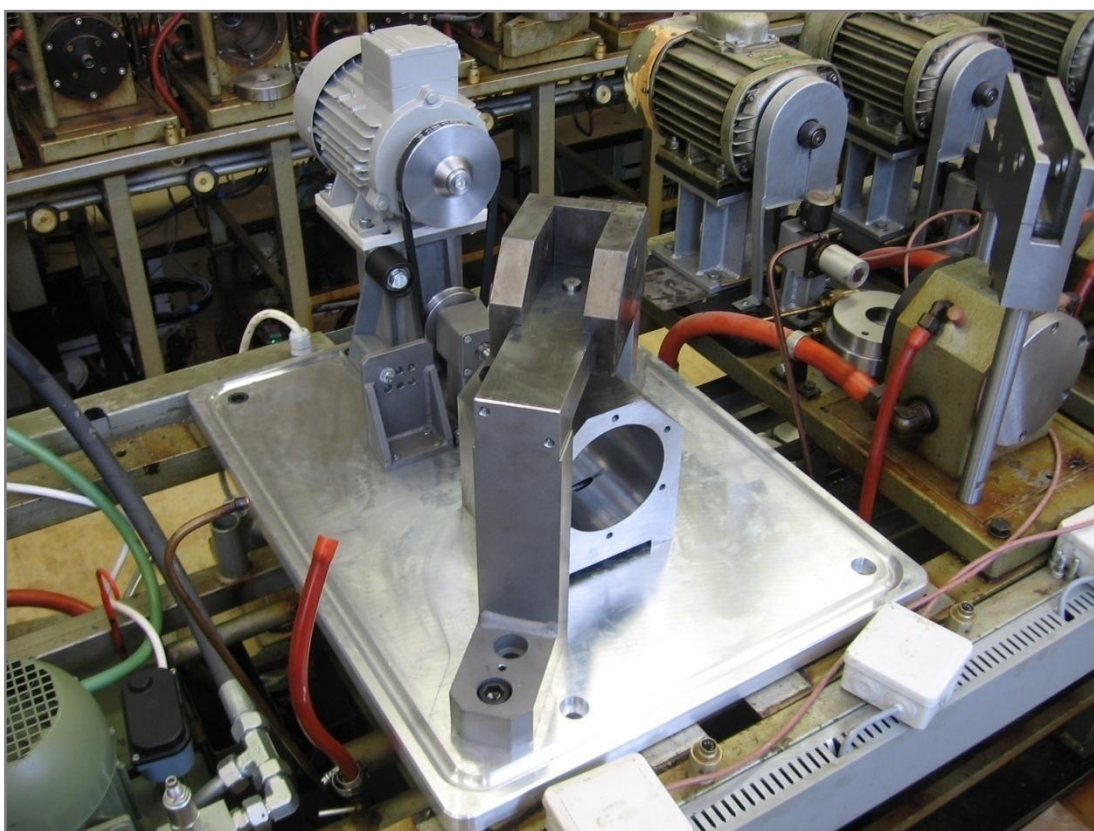
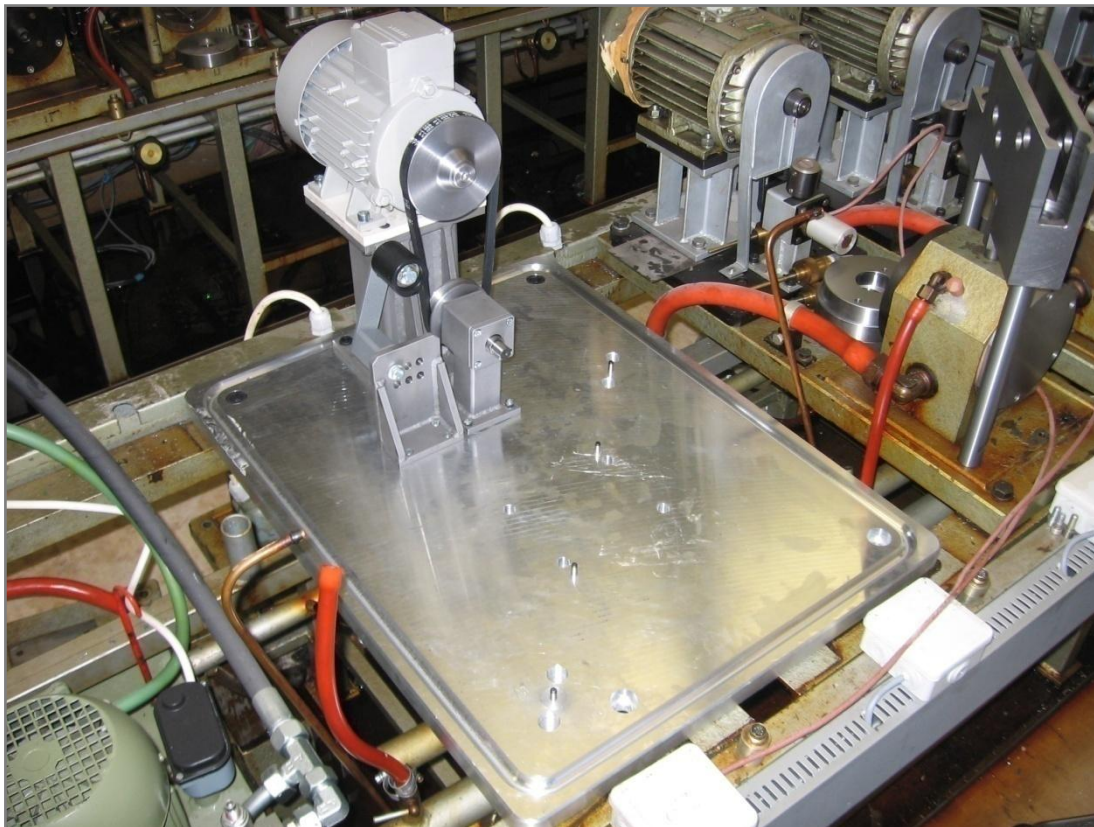
Příloha 3 - Grafy z měření

Příloha 4 - Výkresová dokumentace

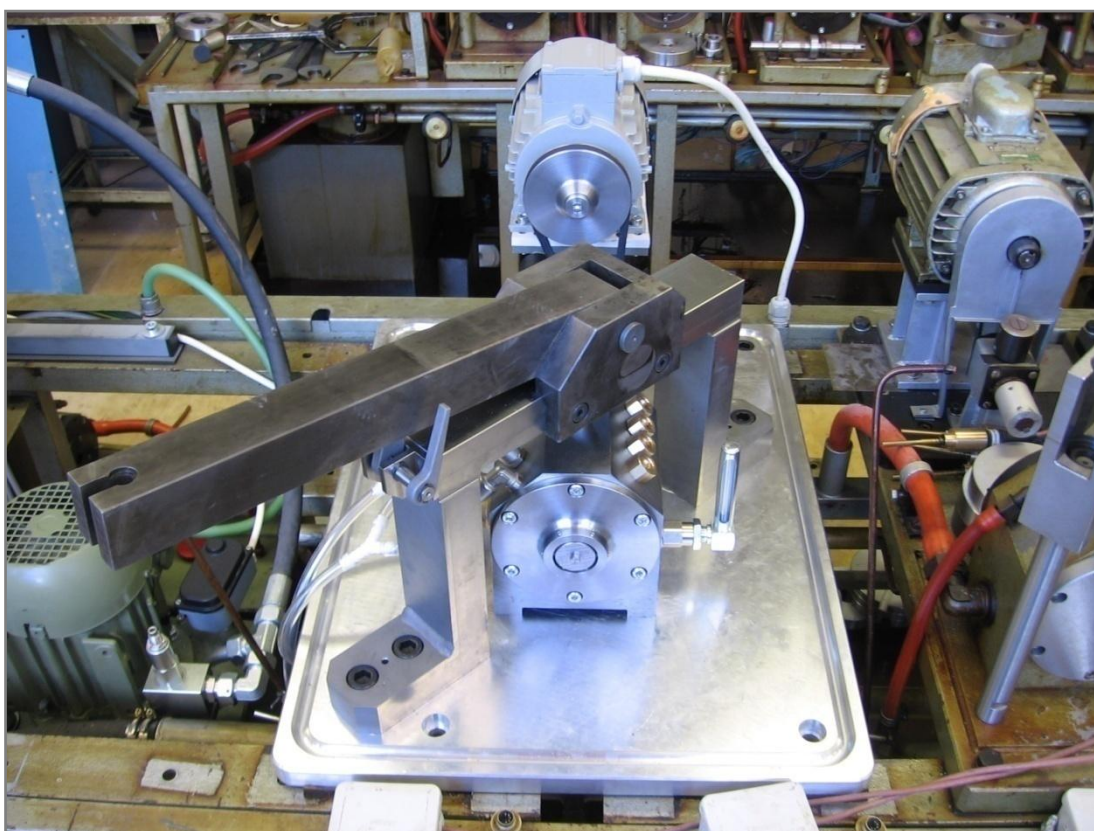
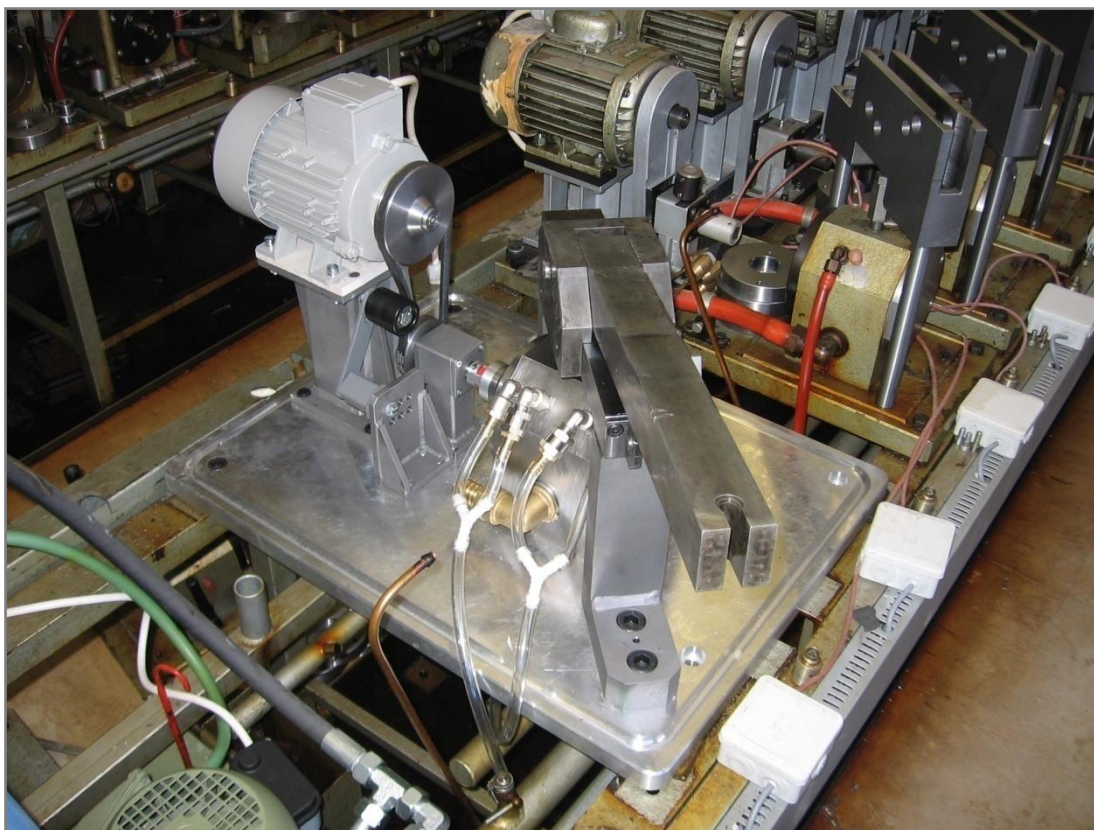
**PŘÍLOHA 1**



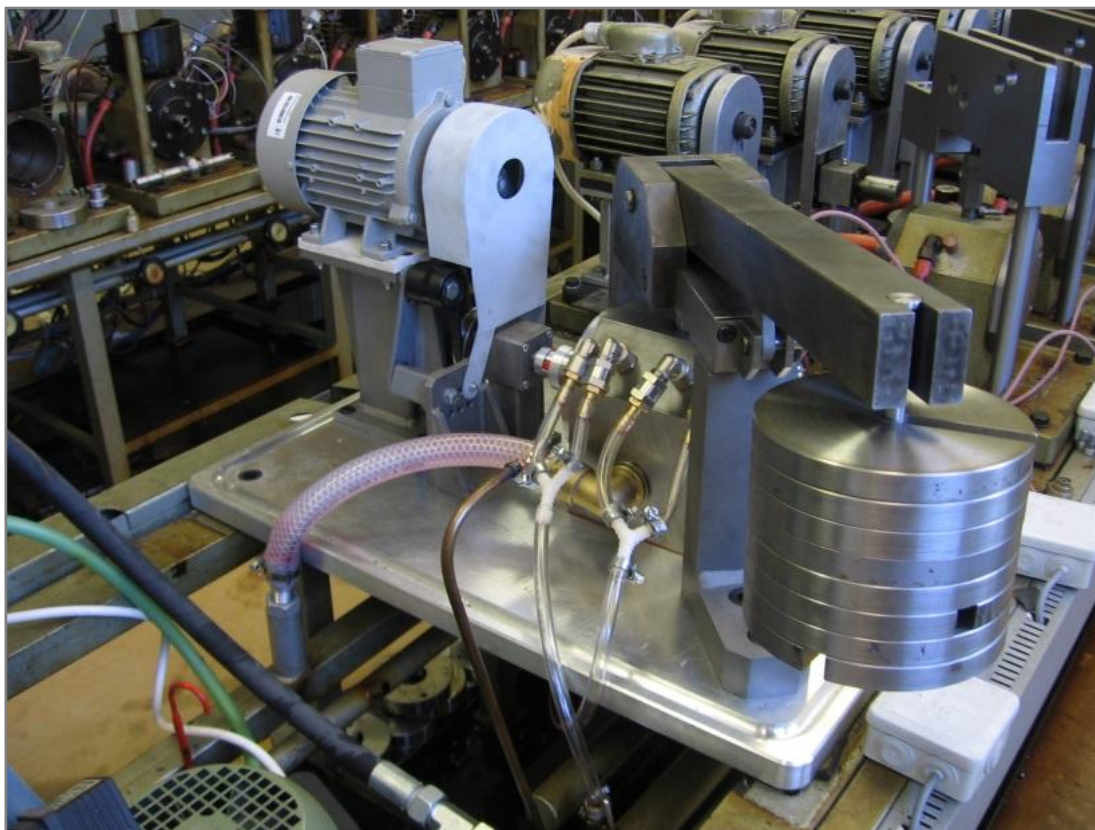












**PŘÍLOHA 2****Teplotní a akcelerační snímač ATW08Pt**

Informace dané výrobcem [27]

## Specifikace

Citlivost	$\pm 20\% = 100 \text{ mV} / \text{g}$
Rozsah zrychlení	$= 50 \text{ g peak}$
Amplitudová nelinearita	$= <1\%$
Frekvenční rozsah:	$\pm 5\% = 6\text{-}5000 \text{ Hz}$
	$\pm 10\% = 4\text{-}7000 \text{ Hz}$
	$\pm 3 \text{ dB} = 2\text{-}10.000 \text{ Hz}$
Rezonanční kmitočet	$= 18,7 \text{ kHz}$
Příčná citlivost	$= 2\% \text{ axiální (max)}$
Napájení	
Zdroj napětí	$= 18\text{-}30 \text{ VDC}$
Elektrický šum, nominální, spektrální:	$10 \text{ Hz} = 16 \text{ mg} / \sqrt{\text{Hz}}$
	$100 \text{ Hz} = 4 \text{ mg} / \sqrt{\text{Hz}}$
	$1000 \text{ Hz} = 1,3 \text{ mg} / \sqrt{\text{Hz}}$
Výstupní impedance (max) = 100 $\Omega$	
Bias výstupní napětí = 12 VDC	

## Teplotní čidlo:

ASW 08	$= 3\text{-} \text{ drátový senzor PT100}$
Teplotní rozsah	$= -50 \text{ až } +105 \text{ } ^\circ \text{C}$
Omezení vibrací	$= 100 \text{ g peak}$
Šokové omezení	$= 200 \text{ g peak}$

## Kabelové údaje:

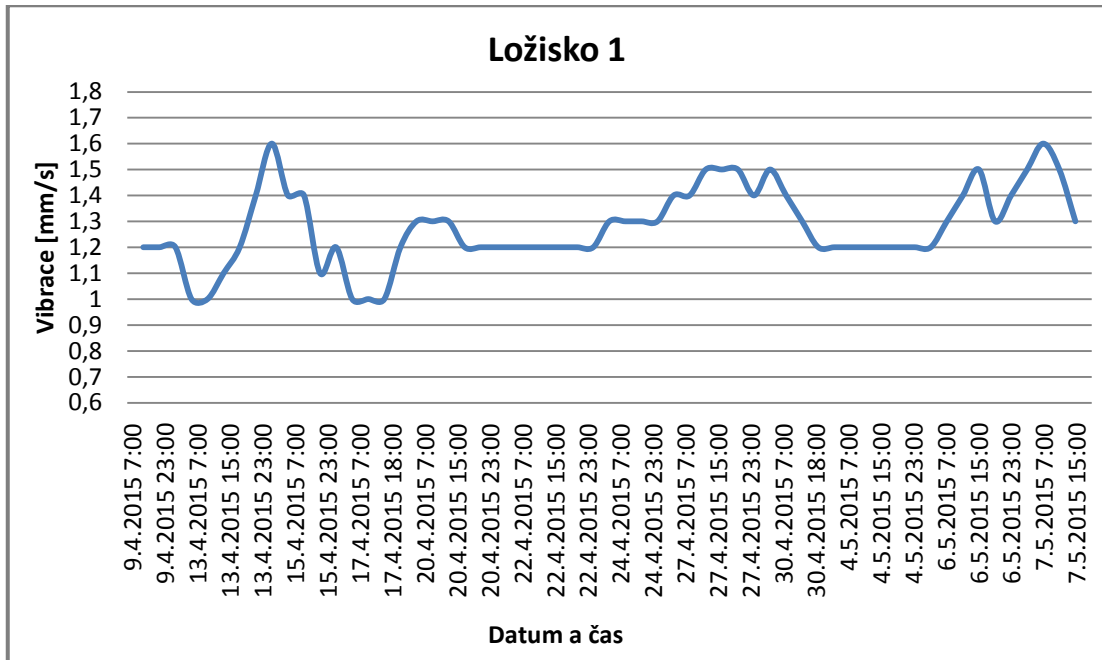
Vodič	$= 5 \text{ drátů} + \text{ stínění}$
Teplotní rozsah	$= -55 \text{ } ^\circ \text{C až } +130 \text{ } ^\circ \text{C}$
Délka kabelu	$= 2,5 \text{ m} / 5 \text{ m}$
Průřez vodiče plocha	$= 0,56 \text{ mm}^2$
Barva vnější izolace	$= \text{ černá}$
Vnější průměr	$= 5,5 \text{ mm}$



Akcelerometr ATW08Pt

## PŘÍLOHA 3

Průběh vibrací ložisek během testování:

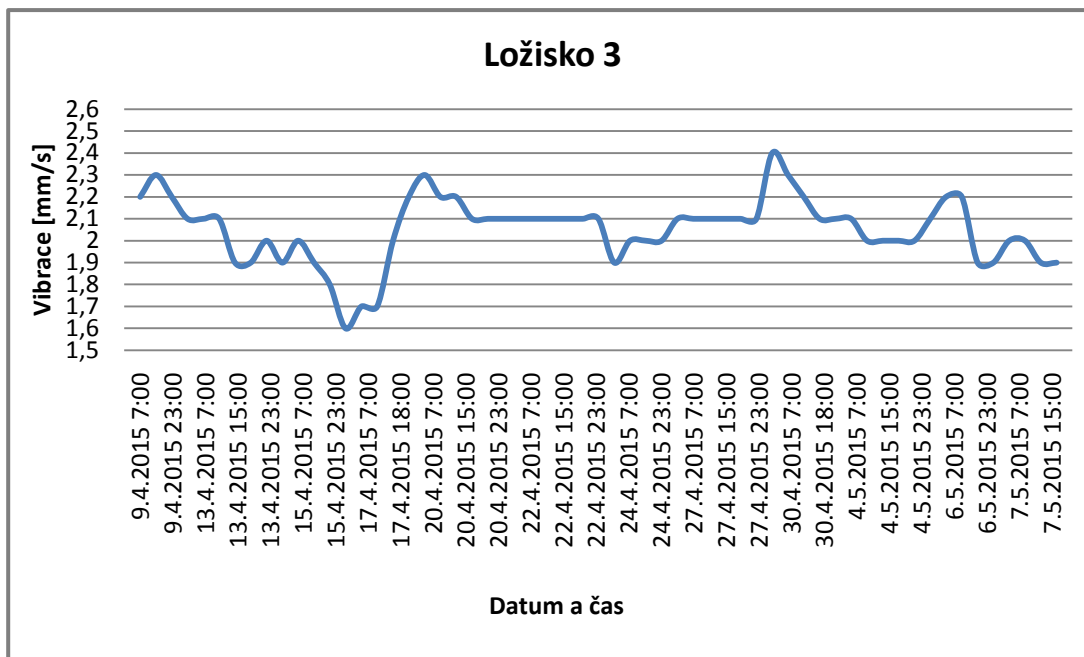


Graf 4 Ložisko 1 - vibrace



Graf 5 Ložisko 2 - vibrace



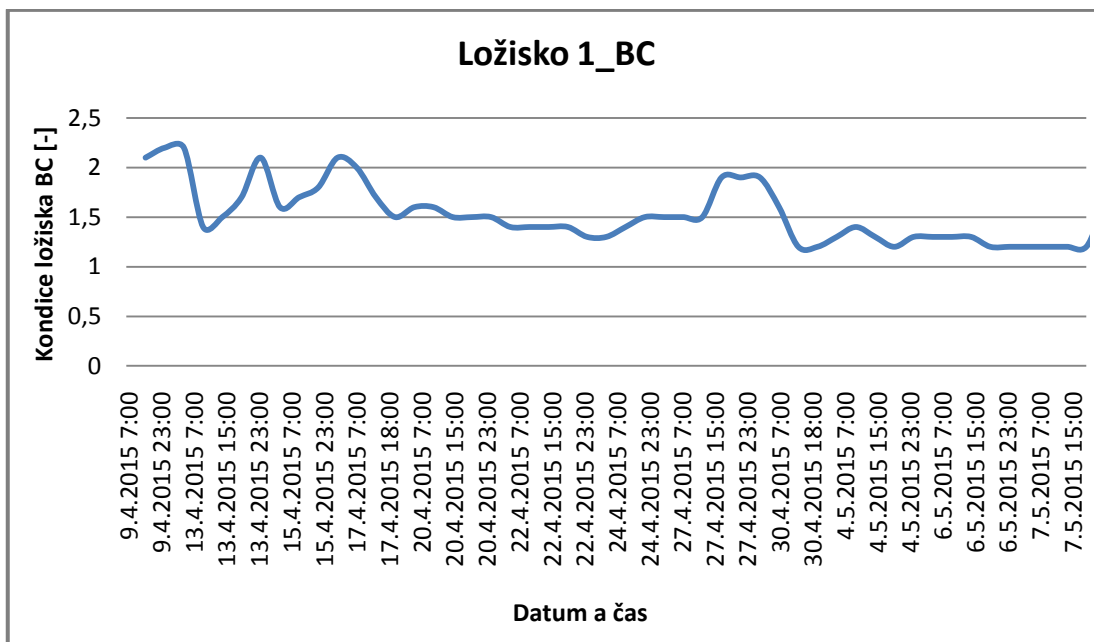


Graf 6 Ložisko 3 - vibrace

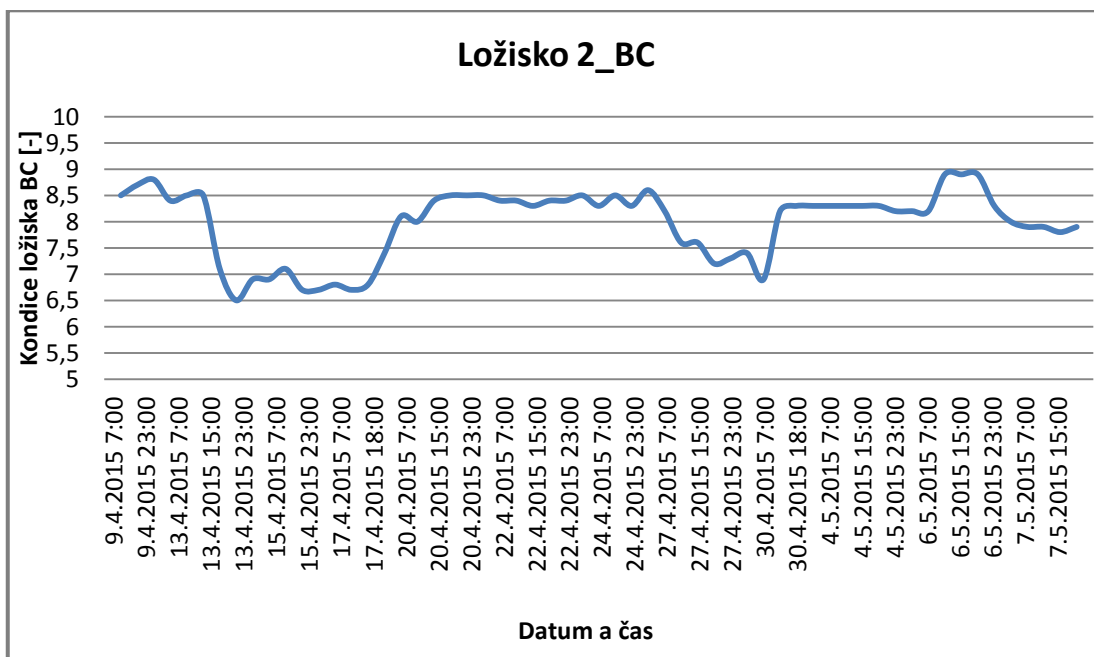


Graf 7 Ložisko 4 - vibrace

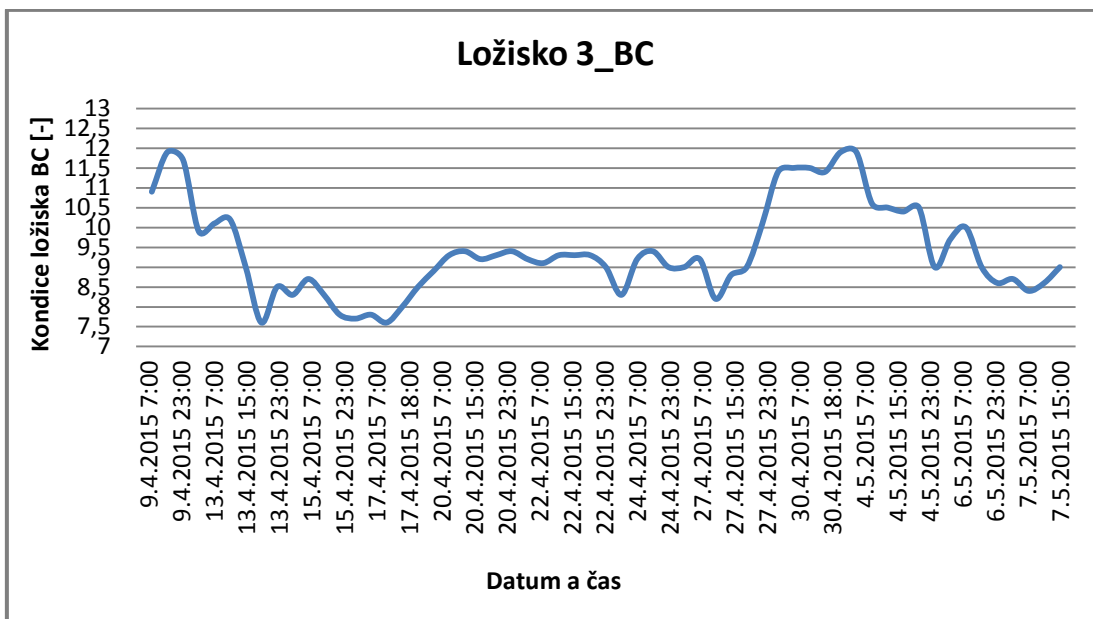
## Průběh kondice ložisek (BC) během testování:



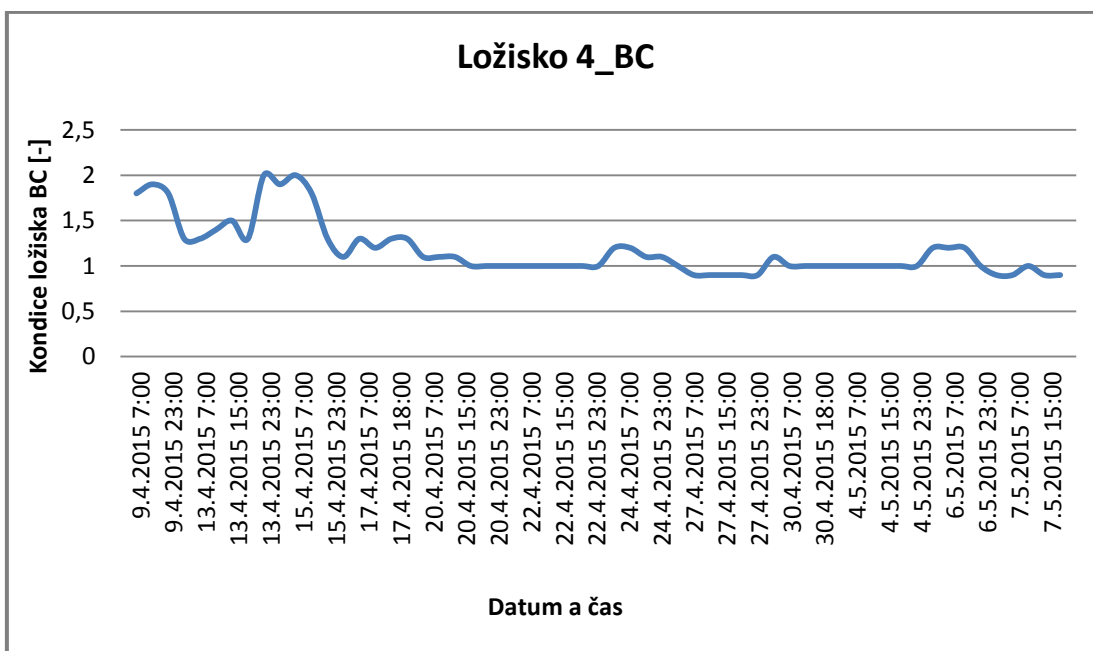
Graf 8 Ložisko 1 - kondice



Graf 9 Ložisko 2 - kondice

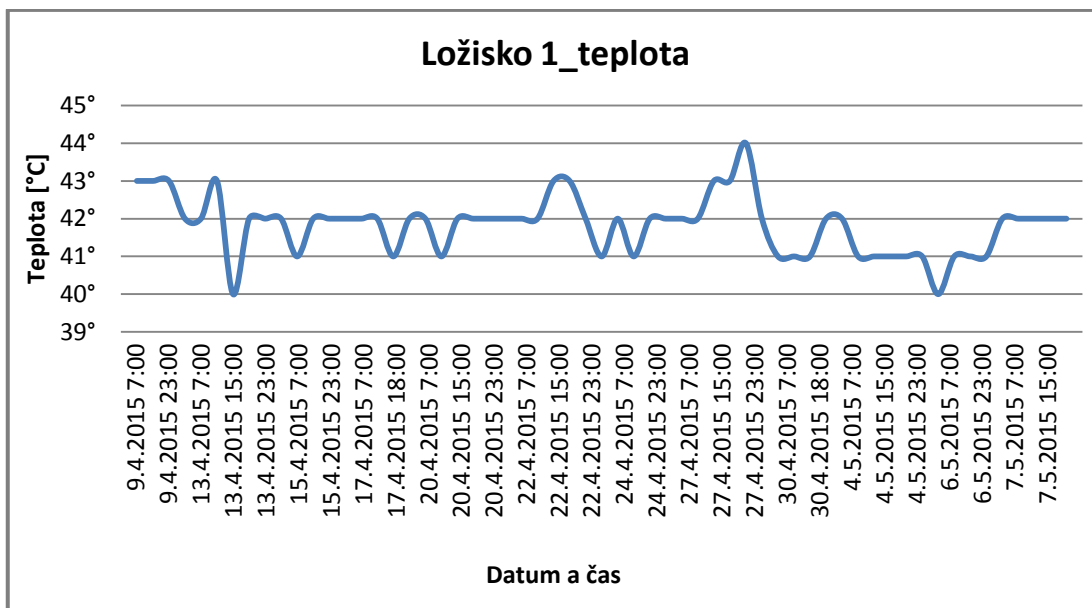


Graf 10 Ložisko 3 - kondice

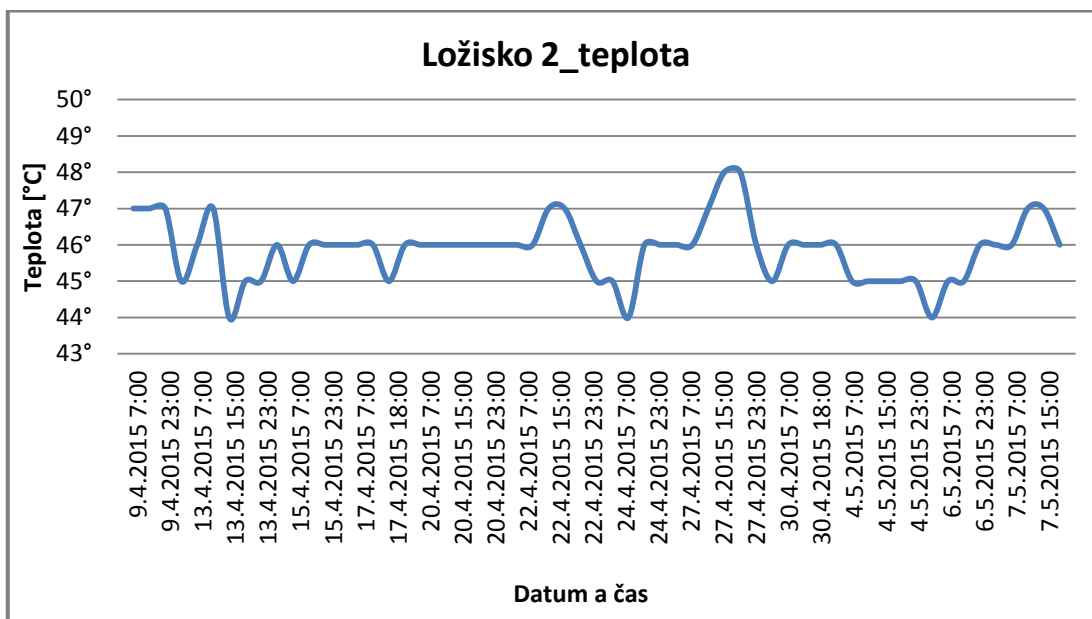


Graf 11 Ložisko 4 - kondice

## Průběh teploty ložisek během testování:



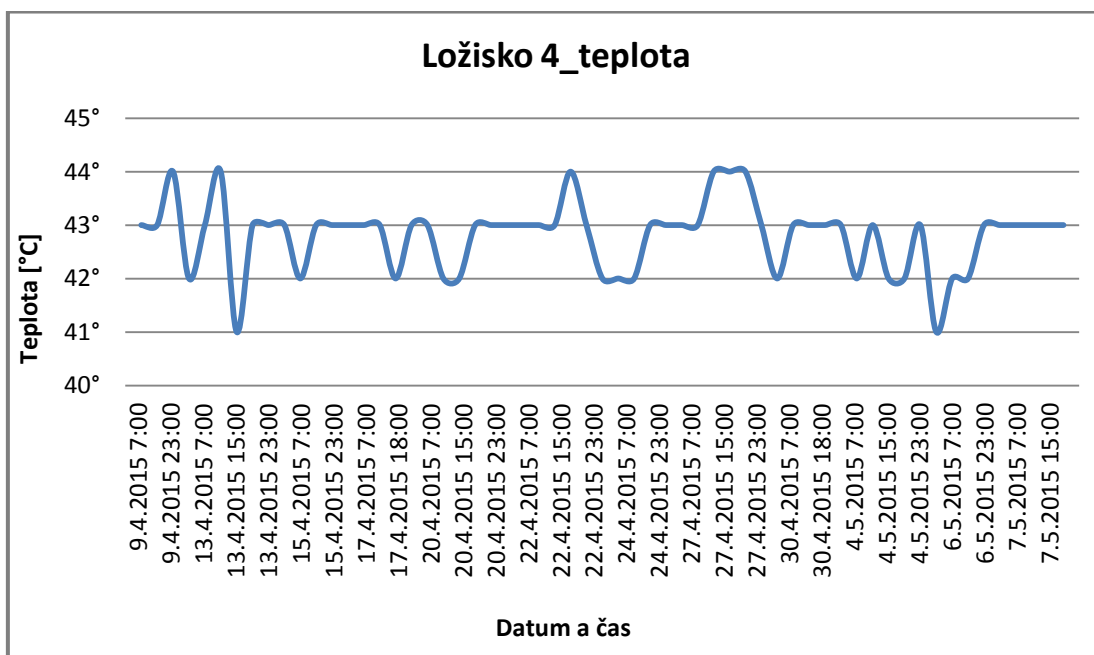
Graf 12 Ložisko 1 - teplota



Graf 13 Ložisko 2 - teplota



Graf 14 Ložisko 3 - teplota



Graf 15 Ložisko 4 - teplota

## PŘÍLOHA 4

### Výkresová dokumentace

Název výkresu	Číslo výkresu
Tester trvanlivosti ložisek	0-S00
Podsestava 01:	
Těleso zatěžování	1-P01-S00
Těleso	0-D01-P01
Hřídel	3-D02-P01
Příruba	3-D03-P01
Příruba_úzká 1	3-D04-P01
Příruba_úzká 2	3-D05-P01
Víčko	3-D06-P01
Víčko_průchozí	3-D07-P01
Předepínací matice	4-D08-P01
Čep	4-D09-P01
Distanční kroužek_vnější	4-D10-P01
Distanční kroužek_vnitřní	4-D11-P01
Rozpěrný kroužek_úzký	4-D12-P01
Rozpěrný kroužek_široký	4-D13-P01
Rozpěrný kroužek_ax. lož.	4-D14-P01
Podsestava 02:	
Rám_obrobek	1-P02-S00
Rám_svarek	3-PP01-P02
Profil_horní	3-D01-PP01
Profil_boční	3-D02-PP01
Profil_noha	3-D03-PP01
Podsestava 03:	
Držák motoru	3-P03-S00
Deska motoru_dolní	4-D01-P03
Deska motoru_horní	4-D02-P03
Žebro_držák motoru	4-D03-P03
Podsestava 04:	
Ložisková jednotka	3-P04-S00
Ložisková jednotka_svarek	3-PP03-P04
Domek_lož. jedn.	4-D01-PP03
Podstavec_lož. jedn.	4-D02-PP03
Hřídel_lož. jedn.	3-D03-PP03
Víčko_lož. jedn.	4-D04-PP03
Podsestava 05:	
Přípravek pro napínák	3-P05-S00
Deska 1_příp. napínák	4-D01-P05
Deska 2_příp. napínák	4-D02-P05

---

Žebro_příp. napínák	4-D03-P05
Podsestava 06:	
Přípravek pro vačku	3-P06-S00
Plocháč	4-D01-P06
Podsestava 07:	
Kryt řemenového převodu	4-P07-S00
Deska krytu	4-D01-P07
Lem krytu	4-D02-P07
Díly:	
Deska	1-D01-S00
Přípravek pro páku	3-D02-S00
Páka	3-D03-S00
Zatěžovací čep_dolní	4-D04-S00
Zatěžovací čep_horní	4-D05-S00
Čep_páky	4-D06-S00
Řemenice_velká	4-D07-S00
Řemenice_malá	4-D08-S00
Tyč závaží	4-D09-S00
Adaptér pro snímač	4-D10-S00
Přípojka pro adaptér	4-D11-S00
Tlumicí deska	4-D12-S00
Příložka	4-D13-S00
Čep_vačky	4-D14-S00
Vačka	4-D15-S00
Distanční kroužek_vačka	4-D16-S00
Páčka	4-D17-S00
Přípravek pro hadici	4-D18-S00