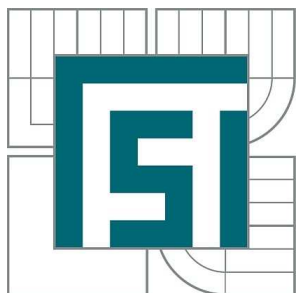


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING INSTITUTE OF  
MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

## KONSTRUKCE ZAŘÍZENÍ PRO TESTOVÁNÍ KLUZNÝCH LOŽISEK SPALOVACÍCH MOTORŮ

### VEŘEJNÁ VERZE

DESIGN OF AN EXPERIMENTAL RIG FOR TESTING OF INTERNAL-COMBUSTION  
ENGINE JOURNAL BEARINGS

PUBLIC VERSION

DIPLOMOVÁ PRÁCE  
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

Bc. CSABA BEDEČ

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

Ing. MILAN OMASTA, Ph.D.

BRNO 2015







Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav konstruování

Akademický rok: 2014/2015

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

student(ka): Bc. Csaba Bedeč

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 zařízení pro testování kluzných ložisek spalovacích motorů**

v anglickém jazyce:

### **Design of an experimental rig for testing of internal-combustion engine journal bearings**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem práce je konstrukční návrh experimentální zařízení pro testování kluzných ložisek spalovacích motorů. Součástí práce je koncepční návrh, rozpracování konstrukce, kompletní výkresová dokumentace a analýza rizik, které se mohou při ověřovacích experimentech vyskytnout. Zařízení je primárně určeno pro životnostní testy ložisek při vysokém statickém nebo dynamickém zatížení a vysoké frekvenci otáčení. Dalším požadavkem je možnost měření třecího momentu v ložisku a modularita systému umožňující stanovení dalších veličin souvisejících s mazacím filmem.

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

Typ práce: konstrukční; Účel práce: výzkum a vývoj

Výstup práce: publikace; 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:

Gwidon W. Stachowiak and Andrew W. Batchelor, Engineering Tribology (Third Edition), ISBN: 978-0-7506-7836-0.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Milan Omasta, 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

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
Děkan fakulty



## **ABSTRAKT**

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem testovacího zařízení kluzných ložisek spalovacích motorů pro dynamické a statické zatěžování. V první části se zabývá analýzou geometrie, materiálů a možnými selháními těchto ložisek a analýzou několika existujících zařízení. V další části je navrženo několik variant důležitých prvků stroje a z vybraných je sestaven finální konstrukční návrh. V poslední části pojednává možné selhání stroje a jejími nápravami. Součástí je kompletní výkresová dokumentace připravená pro výrobu a konstrukční zpráva.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Testování kluzných ložisek, Zkoušky životnosti kluzných ložisek, Kluzná ložiska, Měření tření, Testy materiálů ložisek

## **ABSTRACT**

This thesis deals with the structural design of a test rig for combustion engine bearings with static and dynamic loading capabilities. The first part of thesis summarizes materials, geometries and possible bearing failures, then analyzes existing test rigs. The second part contains different solutions and summarizes these solutions to a final design. The last part contains analysis of possible failure of the test rig and solutions for these problems. The thesis contains drawings prepared for manufacturing and a design report.

## **KLÍČOVÁ SLOVA ANGLICKY**

Journal bearing testing, Durability tests of journal bearings, Journal bearings, Friction measurement, Tests of bearing materials

---







## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

BEDEČ, Cs. *Konstrukce zařízení pro testování kluzných ložisek spalovacích motorů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 86 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Milan Omasta, Ph.D..

---







## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci *Konstrukce zařízení pro testování kluzných ložisek spalovacích motorů* vypracoval samostatně pod vedením Ing. Milana Omasty, Ph.D. a uvedl v seznamu literatury všechny použité literární a odborné zdroje.

V Brně dne \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_ vlastnoruční podpis autora

---







## PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval především vedoucímu diplomové práce Ing. Milanu Omasty, Ph.D. za jeho zodpovědné vedení, za čas, který mi věnoval a užitečné rady při tvorbě diplomové práce.

---







**OBSAH**

<b>ÚVOD</b>	<b>15</b>
<b>1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ</b>	<b>16</b>
1.1 Teorie hydrodynamického mazání	16
1.1.1 Geometrie a materiály ložisek	17
1.1.2 Poškození kluzných ložisek spalovacích motorů	18
1.2 Průběh zkoušek ložisek spalovacích motorů	23
1.2.1 Skuteční průběh velikosti sil	23
1.2.2 Typy zkoušek ložisek	24
1.3 Různé konstrukce	24
1.3.1 Velké zatížení	25
1.3.2 Malé zatížení	28
<b>2 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE</b>	<b>31</b>
2.1 Analýza problému	31
2.2 Cíl práce	31
<b>3 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ</b>	<b>33</b>
3.1 Rozložení konstrukčních celků	33
3.2 Uložení hydraulického válce	33
3.2.1 Upínání na přírubě	34
3.2.2 Upínání k základně	34
3.3 Rozložení hlavního rámu	35
3.4 Izolace vibrací	37
3.5 Konstrukce hlavního rámu	37
3.5.1 Svařovaný	37
3.5.2 Šroubovaný	38
3.5.3 Litinový	38
3.5.4 Sloupová konstrukce	39
3.5.5 Shrnutí výsledků	39
3.6 Naklápění ojnice	39
3.6.1 Dělené ložiska	41
3.6.2 Jedno naklápěcí ložisko	41
3.7 Podpurná ložiska	43
3.8 Pohon	43
3.8.1 Motor + převodovka	43
3.8.2 Motor přímo	44
3.8.3 Ostatní prvky	44
3.9 Sběr maziva	44
3.9.1 Sběr v horním krytu	44
3.9.2 Sběr v rámu	45
3.9.3 Dělená nádoba	45
3.10 Podpurné rámy	46
3.10.1 Šroubované a svařované z plechů	46
3.10.2 Svařované z profilů	47
<b>4 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ</b>	<b>48</b>
4.1 Ojnice	48
4.1.1 Konstrukce	48
4.1.2 Výroba a montáž	51



4.1.3	Výpočet šroubů	51
4.2	Podpůrná ložiska	52
4.2.1	Konstrukce	53
4.2.2	Výroba a montáž	54
4.2.3	Výpočet podpůrných ložisek	55
4.3	Pohonní řetězec	56
4.3.1	Motor	57
4.3.2	Snímač momentu	57
4.3.3	Bezpečnostní spojka	58
4.3.4	Propojení motoru se snímačem	58
4.3.5	Souosost	59
4.3.6	Vstup do testovacího prostoru	59
4.3.7	Výběr ložisek	60
4.4	Krytování a sběr maziva	62
4.4.1	Kryt testovacího prostoru	63
4.4.2	Kryt pohonu	65
4.5	Hlavní rám	65
4.6	Podpůrný rám	66
4.7	Tlumení vibrací	66
4.8	Pevnostní výpočty	67
4.8.1	Pevnostní výpočet testovací hřídele	67
4.8.2	Ojnice	68
4.8.3	Rám a podpůrná ložiska	69
4.8.4	Tuhost zařízení	70
<b>5</b>	<b>DISKUZE</b>	<b>71</b>
5.1	Příprava testů, funkce	71
5.2	Teplotní zatížení	73
5.2.1	Roztažení hřídele	73
5.2.2	Teplotní zatížení snímače zatěžující síly	74
5.3	Podpůrná ložiska	74
5.4	Vibrace	75
5.5	Modularita	75
5.6	Vzájemná poloha hydraulického válce a testovací hřídele	76
5.7	Těsnění oleje	77
<b>6</b>	<b>ZÁVĚR</b>	<b>78</b>
<b>7</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ</b>	<b>79</b>
<b>8</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN</b>	<b>81</b>
<b>9</b>	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ</b>	<b>83</b>
<b>10</b>	<b>SEZNAM TABULEK</b>	<b>85</b>
<b>11</b>	<b>SEZNAM PŘÍLOH</b>	<b>86</b>



### ÚVOD

Vývoj spalovacích motorů směřuje ke zmenšování rozměrů a menším zdvihovým objemům motorů a často se i přepřahují např. turbodmychadlem, aby se získalo co nejvíce síly z co nejmenšího motoru. Neméně důležitou částí vývoje je ekonomika těchto vozů. V každém ložisku, mezi pístem a válcem, v těsnění, atd. se ztratí nemalé množství energie kvůli tření. Jedním z nejvíce zatížených míst v motoru jsou ložiska na klikové hřídeli, a to nejčastěji kluzná ložiska.

Pro další zvýšení výkonu, spolehlivosti a účinnosti je třeba zkoumat v laboratorních podmínkách právě tyto ložiska, vyvíjet pro ně nové materiály, povrchové zpracování a struktury. V laboratoři se ověří ložiska a pak následuje experimentální testování přímo v spalovacích motorech. Existují laboratorní testovací zařízení, které dokážou vyvinout vysoké statické zatížení těchto ložisek, ale jsou limitované jenom na statické zkoušky. Dále je vyvinuto několik strojů na dynamické zatěžování, ale většinou jsou poháněny vibrátorem nebo excentrikou hřídeli, tudíž jsou limitovány jenom na několik kombinací amplitudy a frekvence zatížení. Může také nastat nemalé množství potíží během testů, na které je nutné předem připravit testovací stroj.



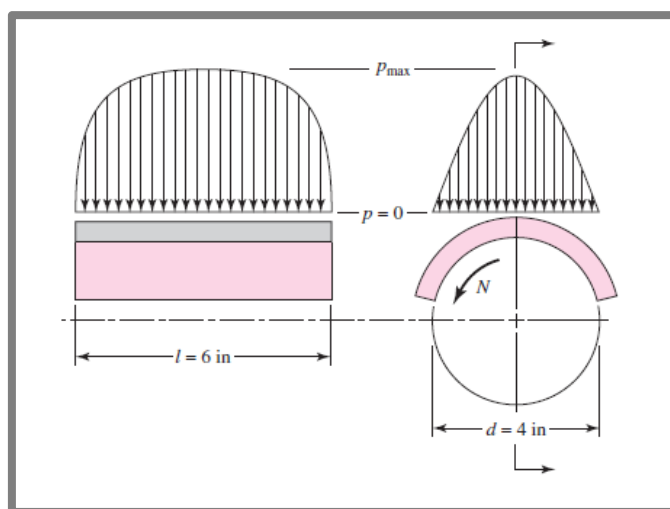
Obr. 0-1 Montáž ložiska klikové hřídele [21]



## 1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

### 1.1 Teorie hydrodynamického mazání

Počátky dnešní teorie hydrodynamického mazání pochází z konce 19. století, kdy Beuchamp Tower prováděl experimenty ve své laboratoři. Tower studoval tření v radiálních kluzných ložiskách, která se používala u náprav železničních vozů. Tower se snažil nalézt vhodný způsob mazání radiálních kluzných ložisek. Dokázal, že způsob mazání, který se v této době používal, je nevhodný. Původně používaný způsob mazání prostřednictvím maznice, která přiváděla mazivo otvorem přímo do kontaktu dvou povrchů, nahradil parciálním ložiskem mazaným broděním. Tato náhrada vedla ke snížení součinitele tření až na jednu tisícinu původní hodnoty. Svého největšího objevu však Tower dosáhl při použití původního způsobu mazání. Při svých experimentech opatřil ložisko jehlovou maznicí. Tower zjistil, že při roztočení čepu, který se brodil v olejové lázni, došlo k vytékání oleje kolem jehlové maznice. Otvor určený pro jehlovou maznici ucpal dřevěnou zátkou, když olej vytlačil i dřevěnou zátku, použil Tower místo dřevěné zátky tlakoměr. Zjistil, že naměřená hodnota tlaku oleje je přibližně dvakrát větší než hodnota měrného zatížení. Po provedení dalších experimentů Tower získal průběh tlaku mazacího filmu podél a napříč ložiskem (Obr. 1-1). [12]



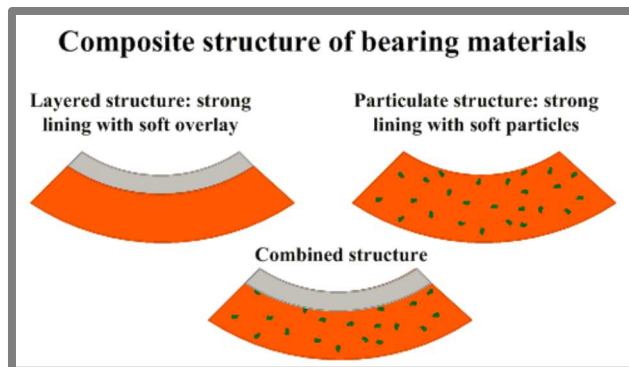
Obr. 1-1 Průběh tlaku v mazacím filmu podél a napříč ložiskem [12]

Na základě výsledků, které Tower získal při svých experimentech, došel Osborne Reynolds k myšlence, že musí existovat rovnice, která popisuje vztah mezi rychlostí, tlakem a třením. Pomocí této myšlenky Reynolds odvodil diferenciální rovnici druhého řádu, která popisuje rozložení tlaku v klínové mezeře mezi třecími povrchy. Díky této rovnici Reynolds objasnil výsledky Towerových experimentů. Reynoldsovou rovnicí se dodnes zabývá mnoho vědců a je základním bodem pro další studium problematiky mazání. [12]

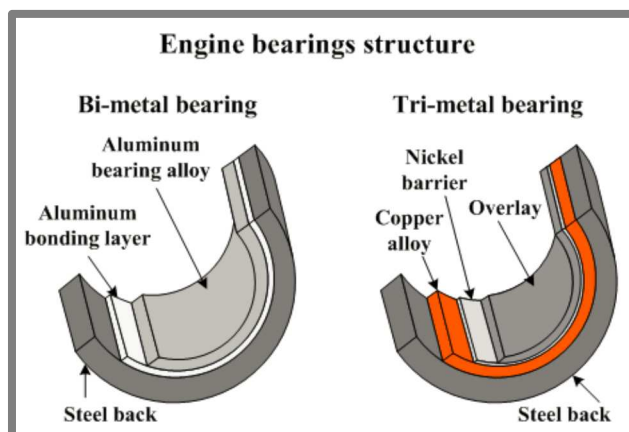


### 1.1.1 Geometrie a materiály ložisek

Materiály pro výrobu kluzných ložisek musí být dostatečně tvrdé, aby odolaly opotřebení, měli vysokou únosnost, ale zároveň musí být dostatečně měkké. K dosažení těchto vlastností se používají hojně kompozitní materiály.

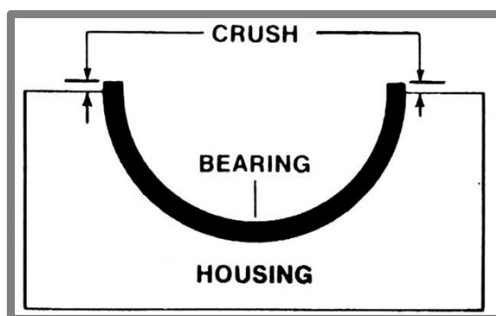


Obr. 1-2 Struktura ložiskových materiálů [14]



Obr. 1-3 Příklad vícevrstevných ložisek [14]

Může to být např. pevným základním materiálem, který je potažen tenkou vrstvou měkkého materiálu. Dalším přístupem je do pevného materiálu přidat měkké částice, které zlepšují třecí vlastnosti a životnost ložiska. Je samozřejmě možné kombinovat tyto dva přístupy. Nejvíce se jako materiály ložisek používají slitiny bronzu a olova (např.  $\text{CuPb22Sn2}$ ), slitiny hliníku (např.  $\text{AlSn20Cu1}$ ), může být ale taky slitina cínu nebo olova, který je nanesen na pevný ocelový základ.[13,14,15]



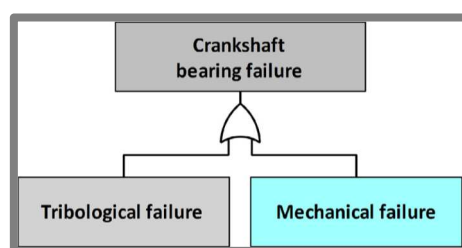
Obr. 1-4 Zajištění ložisek [1]



Pro nastavení polohy úložné plochy se používají polohovací výstupky, zvýrazněno na Obr. 0-1. Pro zajištění ložiska v motoru se používá uložení s přesahem – délka ložiska po obvodu je větší, než úložné plochy v motoru, tzv. crush (Obr. 1-4). Při montáži toto přesazení vyvine radiální tlak na zadní stranu ložiska vůči úložné ploše ložiska. Takové uložení zajistí spolehlivě polohu ložiska. Toto přesazení, tloušťka ložiska a utahovací moment musí být přesně stanoven pro zajištění správné funkce bez deformací ložiska.

### 1.1.2 Poškození kluzných ložisek spalovacích motorů

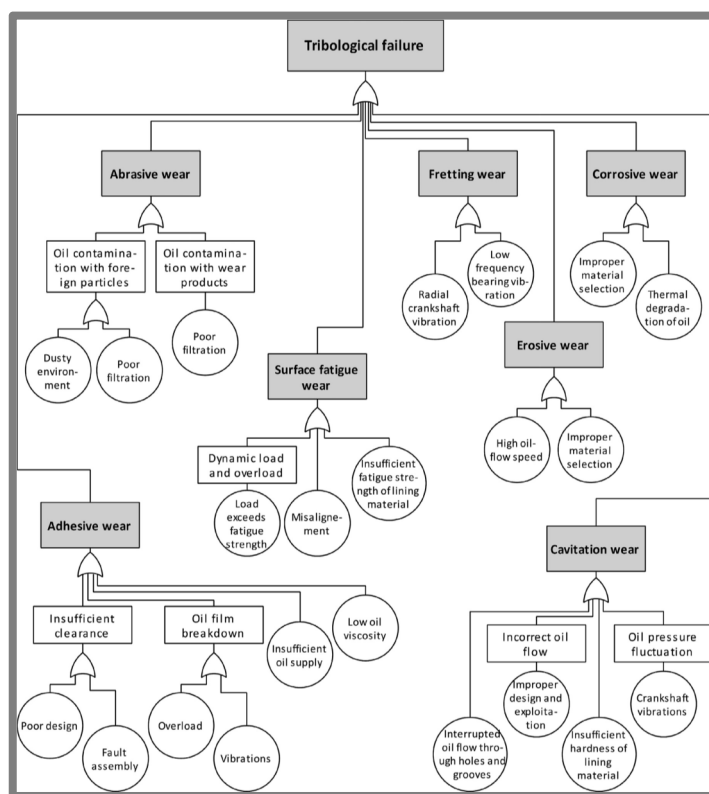
Selhání kluzných ložisek klikových hřídelů může způsobit několik vlivů, ty lze rozdělit do dvou hlavních skupin – mechanické selhání nebo tribologické selhání. [13]



Obr. 1-5 Hlavní typy poškození ložisek [13]

#### Tribologické selhání ložisek

Jedná se o častější důvod selhání ložisek, souvisí s rozpadnutím mazacího filmu v kontaktu.

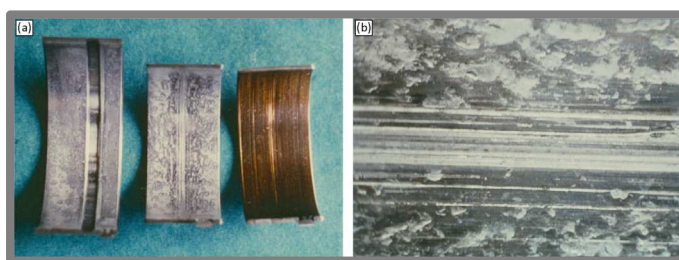


Obr. 1-6 Způsoby tribologického selhání kluzných ložisek [13]



**Abrazivní opotřebení**

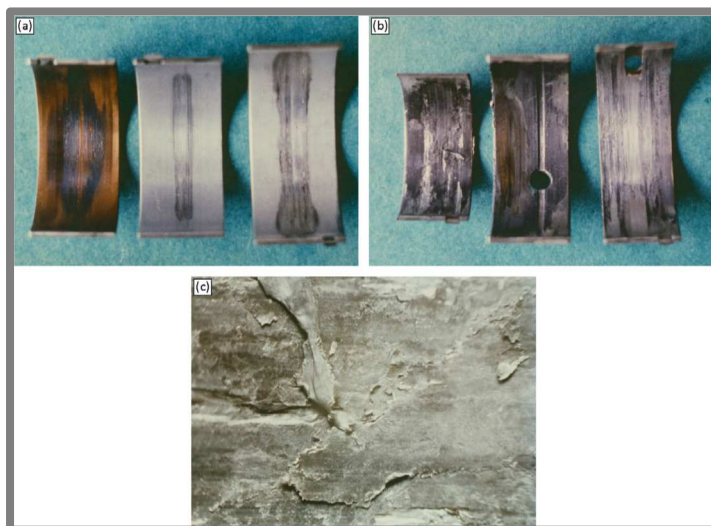
Nejvíce ložisek se opotřebovuje abrazivně. Toto opotřebení se projevuje škrábanci na vnitřním povrchu ložisek – vizuálních nebo mikroskopických. Nejvíce se toto poškození vyskytuje u slitin hliníku. Abrazivní opotřebení je způsobeno kontaminací maziva cizími částicemi nebo částicemi oddělenými od jednoho či více součástí vlivem opotřebení. Projevuje se škrábanci a krátery, které jsou zanechány částicemi na povrchu ložiska. [13]



Obr. 1-7 Abrazivní opotřebení, vpravo mikroskopický snímek [13]

**Adhezivní opotřebení**

Adhezivní opotřebení se vyskytuje nejčastěji s wipingem (otěr a natavení měkké vrstvy materiálu vlivem rozpadu mazací vrstvy) nebo až se zadřením ložiska. Wiping se vyskytoval u nejvíce zatížených míst ložisek, kde ložiska často změnili barvu vlivem lokálního zahřívání. U zadření ložiska také změnili barvu, ale došlo i k lokálním natavením ložisek a toku materiálu ložisek. [13]



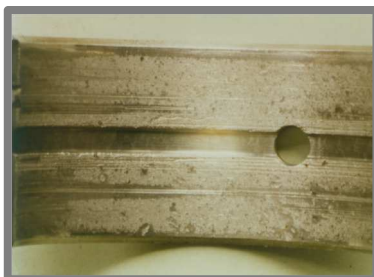
Obr. 1-8 Adhezivní opotřebení [13]

Adhezivní opotřebení se může rozdělit do dvou částí – opotřebení třením nebo nedostatkem maziva v kontaktu. U těchto ložisek k adhezi dochází, když tloušťka mazací vrstvy není dostatečně tlustá, aby spolehlivě oddělila hřídel od povrchu ložiska. Může to být způsobeno špatnou výrobou či montáží, rozpadnutím mazací vrstvy důvodem přetížení nebo vibrací, příliš malým přívodem maziva nebo špatně zvolené mazivo. Důsledkem může být wiping a změna barvy ložiska vlivem zvýšených teplot, nebo může dojít až k zadření ložiska. [13]



**Povrchová únava**

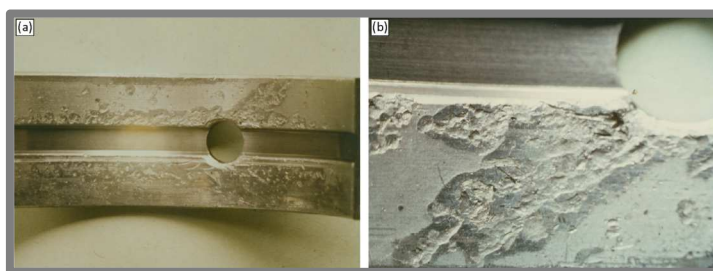
Povrchovou únavu lze rozeznat podle sérií malých zasíťených trhlin začínajících z nejvíce zatížených míst ložiska. Je způsobena dynamickým zatížením a přetížením ložiska překračující mez únavy materiálu ložiska. Důsledkem může být pitting. [13]



Obr. 1-9 Povrchová únava [13]

**Kavitace**

Kavitace se nejvíce vyskytuje u dieselových spalovacích motorů. Nejvíce ji lze pozorovat kolem mazací drážky nebo u díry pro přívod maziva do ložiska. Kavitace se vyskytuje převážně v místech ložisek, kde se vyskytuje povrchová únava materiálů. Tento typ poškození se nejvíce vyskytuje u ložisek, které pracují při vysokých zatížení, rychlostí a pod vibracemi. [13]



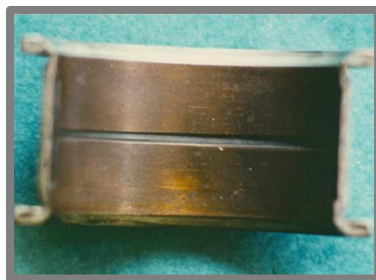
Obr. 1-10 Poškození kavitací [13]

Kavitace vzniká, když tlak oleje klesne pod její tlak plynného stavu při provozních teplotách. Důsledkem toho vznikají bubliny z odpařeného oleje. Zvyšujícím se tlakem tyto bubliny vypuknou a způsobují kavitační opotřebení. Změna tlaku oleje může být způsobena např. špatným tokem maziva způsobený špatnou konstrukcí ložiska, fluktuací tlaku v oleji vibracemi klikové hřídele a přerušeným tokem maziva kolem mazacích děr a drážek. [13]

**Koroze**

Většinou používané materiály ložisek spalovacích motorů jsou odolné proti korozi, proto se vyskytuje jenom zřídka. Korozivní opotřebení těchto ložisek je způsobeno převážně teplotní degradací maziva (nekvalitní olej). Ke kontaminaci může dojít při průniku vody, nemrznoucí směsi, atd. Projevuje se změnou barvy ložiska. [13]





Obr. 1-11 Poškození korozí [13]

### **Eroze**

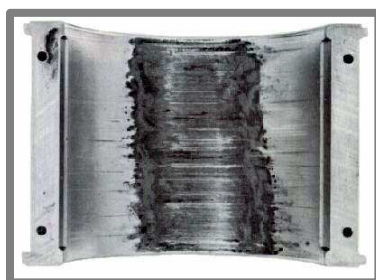
Erozivní opotřebení se nejvíce vyskytuje kolem děr pro přívod maziva a vlivem eroze dochází k únavě a vytrhávání materiálu. Může za to vysoká rychlost přívodu maziva do ložiska, nebo cizí částice v mazacím oleji. Erozní opotřebení ložisek je způsobeno kapalinou nebo kapalinou s příměsí cizích částic. Eroze je silnější, pokud je tok oleje rychlejší. [13]



Obr. 1-12 Poškození erozí [13]

### **Fretting**

Ku frettingu dochází vlivem radiálních vibrací klikového hřídele nebo nízkofrekvenčními vibracemi ložiska. Fretting může způsobit povrchovou únavu, poškozený povrch je více náchylný ke korozi. [2,13]

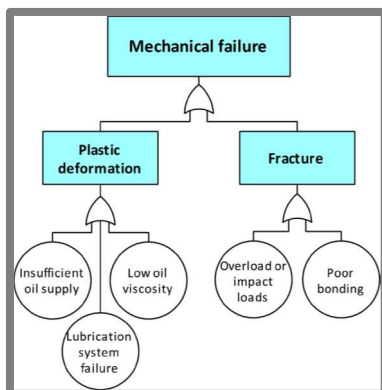


Obr. 1-13 Poškození frettingem, [2]

### **Mechanické selhání ložisek**

Existují dva hlavní typy mechanického poškození ložisek: plastická deformace a lom.

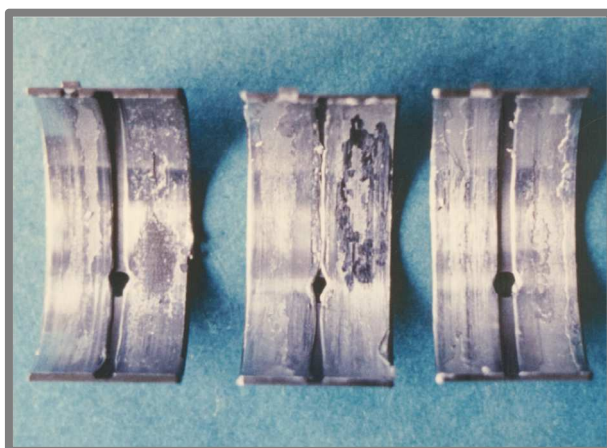




Obr. 1-14 Způsoby mechanického selhání ložisek [13]

### Plastická deformace

Plastická deformace může být způsobena přetížením ložiska, nepřesnou montáží nebo výrobou, atd. Plastická deformace způsobuje značné zahřívání ložiska, projevuje se zbarvením povrchu, nebo v horších případech i k lokálnímu natavení materiálu, nejvíce u okrajů ložiska nebo poblíž mazací drážky. Pokud se nataví povrchová vrstva ložiska, může dojít až k jejímu zadření. [13]



Obr. 1-15 Poškození plastickou deformací [13]

### Trhliny

V některých případech může dojít k lokálnímu oddělení povrchové vrstvy od substrátu s jasně viditelnými hranicemi, vyznačeno na Obr. 1-16. Trhliny jsou způsobeny selháním spoje povrchové vrstvy ložiska se substrátem, důsledkem čehož se odlupují větší plochy povrchové vrstvy. Může to být způsobeno přetížením, rázovým zatížením nebo nekvalitní výrobou povrchové vrstvy. Trhliny nejsou únavového charakteru. [13]





Obr. 1-16 Poškození odlupováním povrchové vrstvy [13]

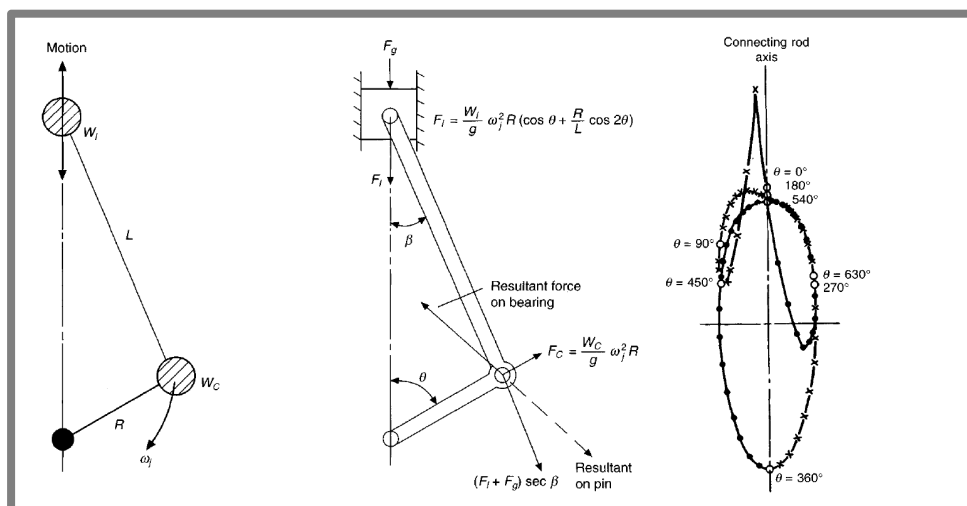
## 1.2 Průběh zkoušek ložisek spalovacích motorů

1.2

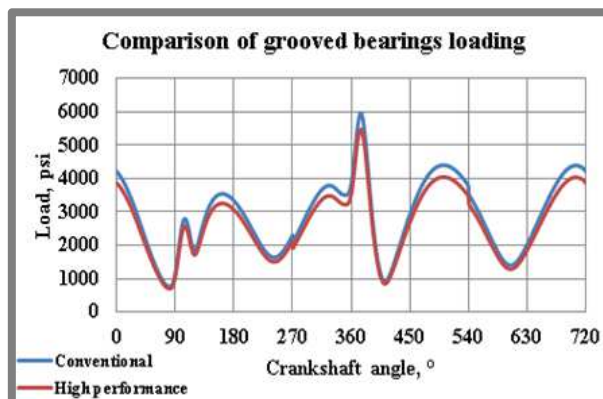
### 1.2.1 Skuteční průběh velikosti sil

1.2.1

V reálných motorech není zatížení ložiska klikové hřídele nebo ložiska ojnice statické – jedná se o obecný zatěžovací cyklus, kdy maximum zatížení je po explozi ve válci. Tato síla se přenáší ojnicí do ložiska klikové hřídele. Měrné zatížení ložiska běžně dosahuje hodnot přes 40 MPa. [15,17]



Obr. 1-17 Průběh zatížení v skutečných motorech [15]



Obr. 1-18 Zatížení ložisek klikové hřídele, 6000 psi = 41,4 MPa [17]

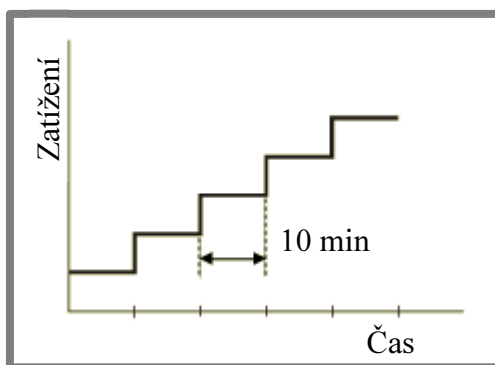


### 1.2.2 Typy zkoušek ložisek

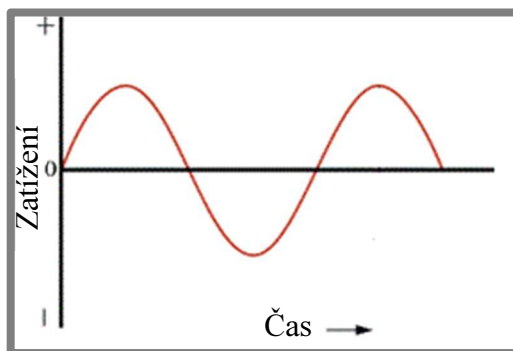
Zatěžovací cyklus na Obr. 1-18 jde velmi obtížně simulovat v laboratorních podmínkách, proto se většinou používá zjednodušený průběh, většinou sinusového charakteru nebo jenom statické zkoušky. Laboratorní zkoušky primárně slouží na odzkoušení nových technologií nebo na zkrácení trvání zkoušek ložisek větším zatížením, než normálním – místo měsíců testování v motorech se používá zkrácená zkouška během několika hodin. To má za následek rychlé opotřebování testovací hřídele, a proto je možné tyto hřídele použít jenom několikrát.

Při statické zkoušce se začíná s malým zatížením, které se zvýší krokově vždy po desíti minutách. Zkouška může běžet do předem stanovené doby nebo až do zadření ložiska. V tomto případě je nutné ochránit pohon a snímač momentu rozpojením testované části od poháněcí.

Dynamická zkouška probíhá pod zatížením souměrného sinusového charakteru. Zatížení odměřeno z reálných motorů se v praxi neaplikuje u laboratorních zkoušek, pro ty jsou použity upravené spalovací motory, které umí vyprodukovat toto zatížení.



Obr. 1-19 Průběh statické zkoušky



Obr. 1-20 Průběh dynamické zkoušky

### 1.3 Různé konstrukce

Základní rozdělení je nejvhodnější podle velikosti možného vyvozeného zatížení ložiska. V následující části uvedu příklady těchto strojů a provedu analýzu uvedených konstrukcí.



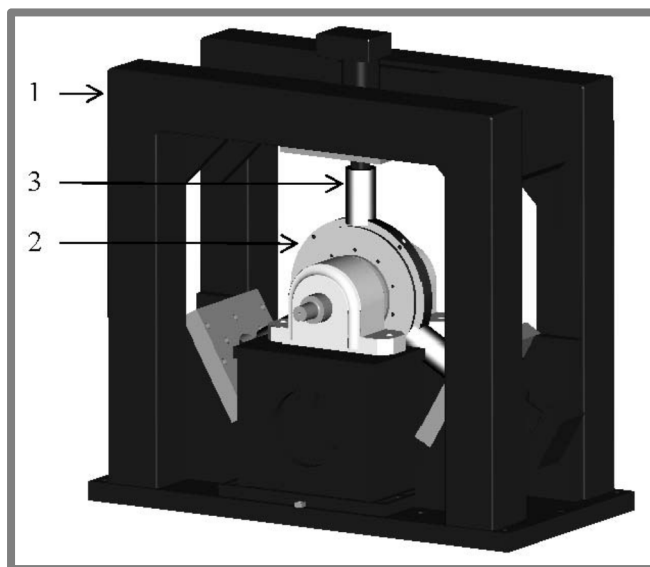
### 1.3.1 Velké zatížení

1.3.1

---

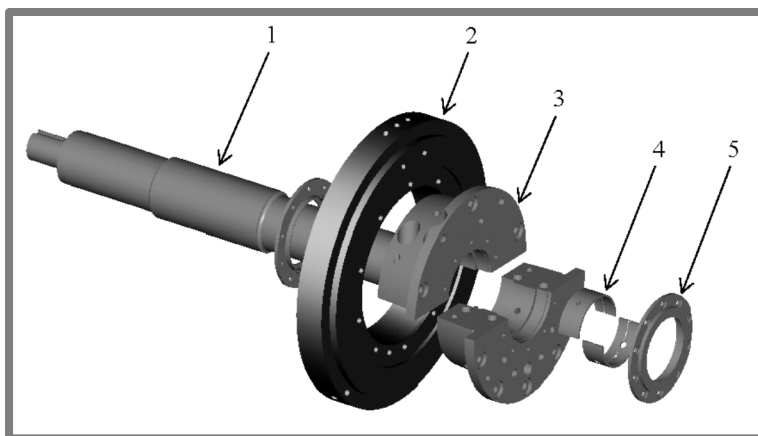
#### **Antti Valkonen, Helsinki University of Technology**

Tato disertační práce se zabývá stavbou experimentálního zařízení na měření průběhu tlaku v kluzných ložiskách. Tento stroj umí vyprodukovat rotující zatížení frekvence až 30 Hz.



**Obr. 1-21** Tester kluzných ložisek, Valkonen, 1: rám, 2: uložení ložiska, 3: hydraulické válce [16]

Testované ložisko bylo uloženo do dělené objímky pro usnadnění výměny ložiska na jiné rozměry nebo na úpravu stroje na jiný charakter testů. Zařízení umí zatížení velikosti  $\pm 100$  kN.



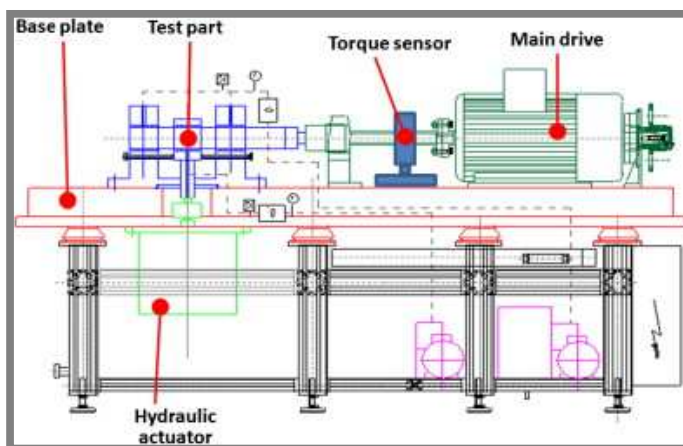
**Obr. 1-22** Tester kluzných ložisek, sestava hřídele a testovaného ložiska, Valkonen, 1: hřídel, 2: ložisková jednotka, 3: uložení testovaného ložiska, 4: testované ložisko, 5: těsnění [16]



Konstrukce je pro tento účel dostatečně tuhá, ale pro dynamické zkoušky větších frekvencí je zapotřebí větší tuhost konstrukce. Odmontování půlky stroje jenom kvůli výměně testovací hřídele nebo testovaného ložiska není uživatelsky přívětivé. [16]

### MIBA Bearing Group – LP06

Tento stroj je majetkem společnosti MIBA Bearing Group a má označení LP06. Najednou jsou testované dvě ložiska na klikové hřídeli, které splňují i úlohu podpůrných ložisek a mezi nimi je ložisko v ojnici, které je testované. Tím je možné simulovat s dostatečnou přesností podmínky v reálném spalovacím motoru větších velikostí. [3,4]



Obr. 1-23 Stroj LP06, MIBA Bearing Group [3,4]

Stroj dokáže vyvodit dynamické zatížení hydraulickým válcem o velikosti až 500 kN při frekvenci 0 až 100 Hz. Mazivo je kondicionováno s ohřevem ve vedlejší nádrži s olejem, teplota může být nastavena v rozsahu 50 až 170 °C. Zařízení je většinou používáno na zkoušky životnosti materiálů kluzných ložisek spalovacích motorů a k zjištění jejich hranic únosnosti. Na měření teploty ložiska ojnice jsou integrovány v upínacím přípravku tři termočlánky s přesností  $\pm 1^\circ\text{C}$ . Třecí ztráty je možné měřit tenzometrem HBM typu T10F s přesností 0,1Nm. [3,4]



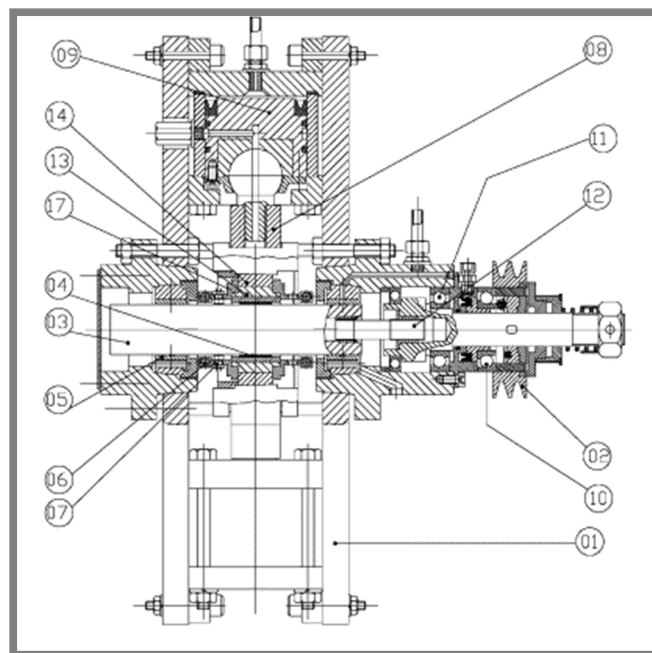
Obr. 1-24 Stroj LP06, MIBA Bearing Group [3]



Hlavní výhody tohoto stroje spočívají ve velkém rozsahu provozních parametrů a ve výkonu stroje. Má ale jednu velkou nevýhodu: není možné snímat nezávisle třecí ztráty jenom v jednom testovaném ložisku a podpůrná ložiska jsou kluzná – měření velikosti třecích sil není přesné. [3,4]

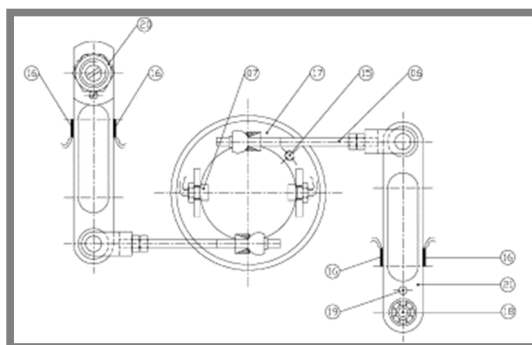
#### A. Bıyıklıoğlu, Karadeniz Technical University, Trabzon, Turkey, 1986

Konstrukce druhého testovacího zařízení bylo součástí disertační práce A. Bıyıklıoğlu na zkoumání povrchové únavy dynamicky zatížených kluzných ložisek.



Obr. 1-25 Karadeniz Technical University, Turecko [5,6]

U této konstrukce je testované ložisko uloženo mezi další dvě kluzná ložiska, zatíženo je hydraulickými válci ve dvou vůči sobě kolmých směrech. Pohon zajistil elektromotor s řemenovým převodem. Když se hřídel točí, kvůli tření testované kluzné ložisko se pootočí v hydrostatickém uložení a ohne nosníky s nalepenými tenzometrickými články. Velikost zatížení bylo měřeno tlakem v hydraulických válcích. Optický snímač měřil úhlové natočení hřídele. Mazací olej je vyhříván a filtrován ve vedlejší nádobě. [5,6]



Obr. 1-26 Karadeniz Technical University, Turecko [6]



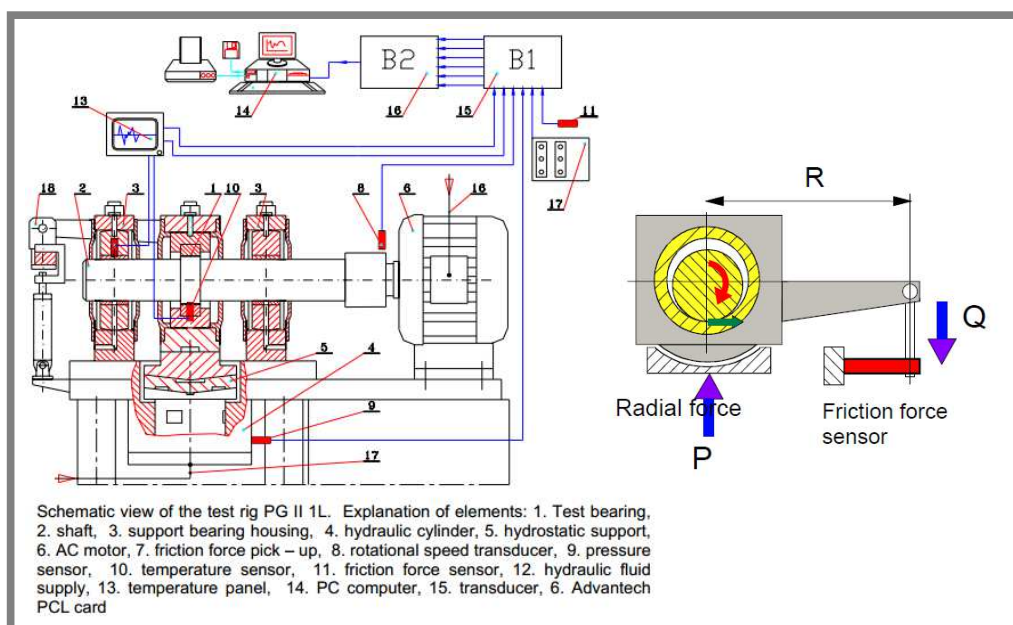
Mezi hlavní výhody stroje patří možnost měření třecích ztrát v testovaném ložisku nezávisle na uložení a s velkou přesností. Velkou nevýhodou je ale složitost konstrukce – při každé výměně ložiska je nutné rozebrat téměř celý stroj. [5,6]

### 1.3.2 Malé zatížení

#### Gdansk University of Technology PG-II 1L

Toto zařízení slouží na testování kluzných radiálních ložisek. Testované ložisko je uloženo na hydrostatickém uložení, které umožní přesné měření velikosti třecí síly natočením měřicí hlavy podobně, jak u předchozího stroje.

Způsob uložení měřicí hlavy neumožňuje jednak dynamické zatěžování, dále je možné zatížení jenom do jednoho směru. [9]



Obr. 1-27 PG-II 1L, schéma [9]



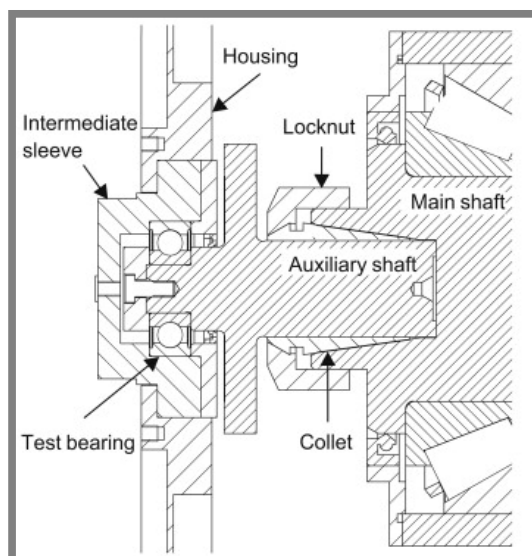
Obr. 1-28 PG-II 1L [9]



**Jacobs W. *et al.* 2014**

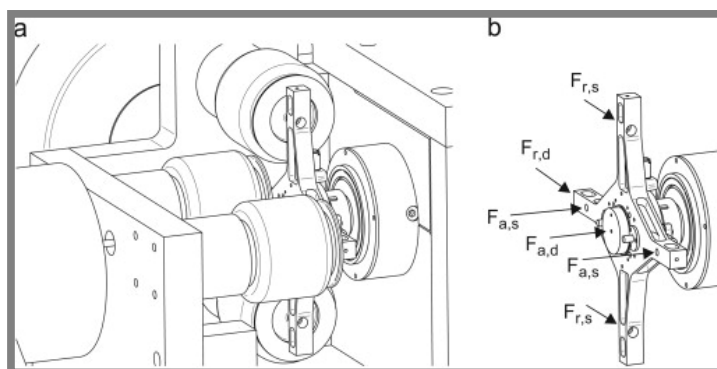
Pomocí tohoto zařízení byla zkoumána formulace mazacího filmu a jeho vliv na dynamické vlastnosti kuličkových ložisek.

Pohon je zajištěn elektromotorem přímo, bez převodů. Do hlavní hřídele je vsazená vedlejší hřídel, která je upnuta kuželovým klínem a matkou, tím je zajištěna jednoduchá úprava na testování ložisek různých rozměrů. Na vedlejší hřídel je pak nalisované testované ložisko uložené do přípravku. Přípravek je nadále upnut do měřicí hlavy, kde jsou snímače zrychlení. V tomto místě je zatíženo testované ložisko ve dvou směrech – v axiálním a radiálním směru. Statické zatížení je vyvozené pneumatickými pružinami s maximální silou 10 kN a dynamické zatížení je vyvozené pomocí elektrodynamických vibrátorů s amplitudou 1 kN s frekvencí až 500 Hz. [7]



Obr. 1-29 Jacobs, 2014 [7]

Hlavní výhodou této konstrukce je snadná vyměnitelnost testovaných ložisek a dynamické zatížení v širokém rozsahu frekvencí. Mezi nevýhody patří malé provozní otáčky a hlavně malé vyvozené zatížení.



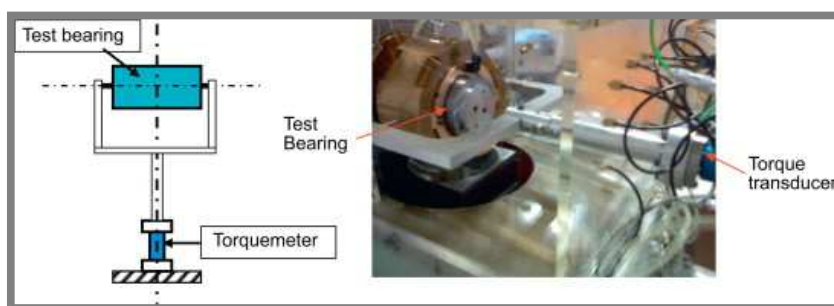
Obr. 1-30 Jacobs, 2014 [7]



**Institut Pprime, University of Poitiers, France (Laboratoire de Mécanique des Solides)**

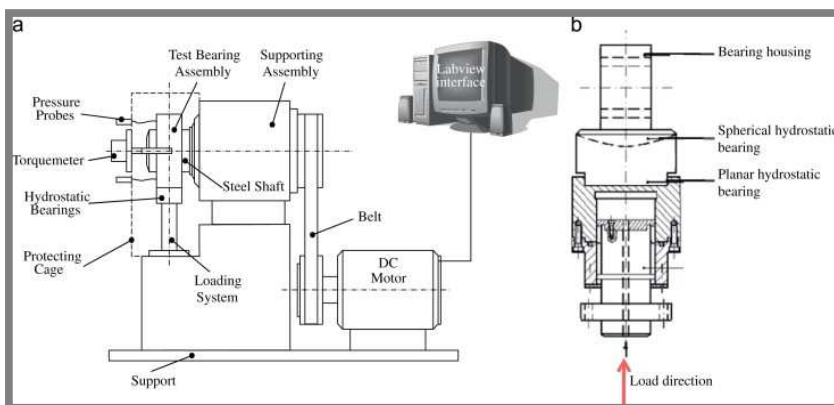
Zařízení bylo použito k více výzkumům – studium fenoménu stick-slip, měření třecího momentu během start-up podmínek a vliv materiálu a drsnosti povrchu na výkon ložiska.

Hřídel je poháněna elektromotorem s řemenovým převodem, maximální rychlost otáčení hřídele je 6000 ot/min. Zatížení je vyvozeno pneumatickým válcem s maximální velikostí síly 10 kN. Mazivo může být zahříváno do maximální teploty 80 °C. Poloha hřídele byla snímána čtyřmi senzory na bázi vířivých proudů, teplota byla měřena termočlánky, tlak v ložisku pomocí senzorů tlaku. Třecí moment byl měřen pákou a tenzometrem s přesností  $\pm 0,1$  Nm. Aby bylo umožněno odměřit přesnou velikost tření, je testované ložisko uloženo ve dvou hydrostatických ložiskách. [8]



Obr. 1-31 Institut Pprime, University of Poitiers, France [8]

Mezi hlavní výhody této konstrukce patří schopnost měření v těžce modelovatelných podmínkách (start-up a stick-slip), vyšší otáčky testů a jednoduchá konstrukce. Jako nevýhodu, musím uvést možné natočení hřídele v testovaném ložisku pod větším zatížením, což má nepříznivý vliv na měření kluzných ložisek. Zatěžování pneumatikou limituje velikost vyvozeného zatížení.



Obr. 1-32 Institut Pprime, University of Poitiers, France [8]



## 2 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

---

**2**

### 2.1 Analýza problému

---

2.1

Zatížení takové velikosti a rychlosti lze vyvodit např. použitím vibrátoru, ten je ale omezen z hlediska univerzálnosti – pro velkou změnu velikosti nebo rychlosti zatěžování je nutné měnit vnitřní závaží. Další možností je použití excentrické hřídele, přesná kontrola dynamického zatížení je však obtížná. Výroba takového hřídele není levná. Pneumatickým válcem lze vyvodit takové síly, ale nevyznačuje se dynamikou a vysokou požadovanou tuhostí už vůbec ne. Další možností je elektrický pohon skrze lineární převodovku. Tam ale mohou nastat problémy s životností převodového mechanismu. Hydraulickým zatěžováním lze dosáhnout vysoké velikosti zatěžující síly a při dostatečně velkém hydraulickém agregátě a rychlými rozvody umožní dosáhnout požadovanou frekvenci zatěžování. Její cena nebude nejnižší, ale pomocí tohoto řešení je dosaženo univerzálnosti zatěžovacího systému – bez složitého nastavování lze měnit jak velikost, tak i frekvence zatěžující síly při zachování tuhosti a dlouhé životnosti.

Sestrojení takového zařízení vyžaduje velké množství znalostí, času a financí, proto nikdo nemá v úmyslu sdělit každý detail svého návrhu, proto je objektivní zhodnocení těchto návrhů obtížné. Autoři uvedených prací sice neuváděli přesné chyby a limity svých návrhů, ale je ji možné aspoň částečně usoudit podle konstrukce a použitých technologií.

Ve zdroji [3,4] použili hydrauliku na zatěžování, dokázali vyvinout velké síly s velkou silou bez použití vibrátorů. Podpůrná ložiska byla kluzná a mazaná stejným mazivem, jako testované ložisko. To znamená, že se musí vyměňovat pořád kvůli opotřebení. Uložení testovaného ložiska má příznivý vliv na přesnost a opakovatelnost měření. Ve zdrojích [5,6,17] už bylo více hydraulických válců rozloženo s rozestupem 90° nebo 120° schopné vyvození dokonce i rotujícího zatížení. Měření tření je přesné, ale za cenu složitosti konstrukce. Dále je velmi obtížná výměna ložisek nebo použití ložisek jiných rozměrů. Testování ložisek různých rozměrů je dobře vyřešeno ve zdroji [7] s výměnnou koncovkou hřídele. Bohužel se ale nedá použít na takovéto vysoké zatížení a otáčky, na které se testují tyto kluzná ložiska.

Pro daný účel bude nejvýhodnější následující sestava: testované ložisko je uloženo mezi podpůrná ložiska, pro jiné rozměry testovaných ložisek vyměnit celou hřídel a ložisko uložit do objímky, jeden hydraulický válec bude sloužit na zatěžování, měření tření stačí na hřídeli s pojistnou spojkou vloženou mezi snímač momentu a testované ložisko.

### 2.2 Cíl práce

---

2.2

Cílem práce je návrh jednoúčelového zařízení na testování kluzných ložisek spalovacích motorů. Práce bude obsahovat návrh, pevnostní výpočty, výkresovou dokumentaci připravenou pro výrobu celého stroje a analýzu možných rizik, které se mohou vyskytnout během testování ložisek.

Navrhovaný stroj má primárně sloužit na materiálové a životnostní zkoušky kluzných ložisek spalovacích motorů. Jednak má vyvodit vysoké statické zatížení nutné k těmto testům a vysoké otáčky, zároveň musí umožnit dynamické zkoušky ložisek s vysokou frekvencí zatěžování. Dalším cílem je umožnit měření tření v testovaném ložisku



a umožnit modularitu – zajistit možnost provést různé měření např. průběhu teploty a tlaku v testovaném ložisku, nebo zajistit testování různých rozměrů ložisek, umožnit testování použitím různých rozměrů ojnice nebo i za použití reálných ojníc. Požadavkem je taky vysoká opakovatelnost a rychlá výměna testovaného ložiska, testovací hřídele, ojnice, nebo vidlice a malé provozní náklady – levná výroba testovací hřídele.

Zatěžovací a mazací systémy jsou náročné na návrh, řeší je externí firmy, navrhování řízení není cílem práce.

Specifikace požadovaného stroje jsou následující:

- velikost zatížení až  $\pm 100$  kN
- frekvence zatížení až 60 Hz
- frekvence otáčení až 10 000 ot/min
- vyhřívání testovaných ložisek na  $80 \div 150$  °C
- měření tření
- modularita zařízení
- deformace pod zatížením max.  $\pm 0,3$  mm (dáno parametry zvoleného agregátu)



**Část diplomové práce (str. 33 až 77) je utajena.**



---

## 6 ZÁVĚR

Cílem diplomové práce byl konstrukční návrh zařízení na testování kluzných ložisek spalovacích motorů, jejím výstupem je kompletní výkresová dokumentace a konstrukční zpráva.

V kapitole, která se věnuje současnému stavu poznání, jsou popsány jak materiály, geometrie a funkce ložisek, tak jejich možné selhání. Dále jsou popsány dostupné informace o existujících testerech ložisek. Know-how potřebné pro návrh takového stroje si výrobci chrání, proto objektivní zhodnocení bylo obtížné, bylo nutno vycházet z obecných znalostí. Na základě dostupnosti bylo zvoleno hydraulické zatěžování, proto bylo nutné stanovit přísné deformační podmínky.

Podle zvolených parametrů byl vytvořen zcela nový konstrukční návrh testovacího zařízení. Při návrhu byl brán zřetel i na výrobu, aby byla výroba co nejjednodušší a aby nebylo nutné použít počítačem řízené obráběcí stroje.

Na výsledném konstrukčním návrhu byly zkontrolovány bezpečnosti vůči překročení meze únavy nejzatíženějších součástí – ojnice, pístní čep a domky podpůrných ložisek a byla zpracována MKP analýza na stanovení velikosti deformace celé konstrukce pod plným zatížením. Dále byl proveden výpočet šroubového spoje pro upínání testovaného ložiska, další výpočty šroubů nebyly nutné – jedná se totiž o nejzatíženější spoj, pokud tento spoj vyhovuje, ostatní taky. Byla provedena kontrola proti překročení meze únavy testovací hřídele a byly provedeny výpočty pro stanovení předpokládané životnosti všech ložisek.

V poslední části jsou jmenovány problémy, ke kterým může dojít během testování ložisek a způsoby, jak je možné tyto možné závady odstranit.

Výsledkem této diplomové práce je kompletní 3D model v programu Autodesk Inventor 2015 a její kompletní výkresová dokumentace. Dále v příloze č. Příloha 2 je podrobná MKP analýza sestavy ojnice, rámu a podpůrných ložisek. Zařízení splňuje všechny zadané parametry. Jedná se o první návrh takového zařízení na Ústavu konstruování. Tyto získané poznatky mohou být použity při dalším návrhu testovacího zařízení na ložiska.



**7 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ****7**

- [1] Inspecting crankshafts. *Auto Service Professional* [online]. 2015 [cit. 2015-05-02]. Dostupné z:  
<http://www.autoserviceprofessional.com/article/92691/Inspecting-crankshafts>
- [2] Fretting. *Neale Consulting Engineers* [online]. [cit. 2015-05-02]. Dostupné z:  
<http://www.tribology.co.uk/services/investigate/pb05-1.htm>
- [3] PRIESTNER, C., H. ALLMAIER, H.H. PRIEBSCHE a C. FORSTNER. Refined simulation of friction power loss in crank shaft slider bearings considering wear in the mixed lubrication regime. *Tribology International* [online]. 2012, vol. 46, issue 1, s. 200-207 [cit. 2014-04-06]. DOI: 10.1016/j.triboint.2011.03.012. Dostupné z:  
<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X11000673>
- [4] ALLMAIER, H., C. PRIESTNER, F.M. REICH, H.H. PRIEBSCHE, C. FORSTNER a F. NOVOTNY-FARKAS. Predicting friction reliably and accurately in journal bearings – The importance of extensive oil-models. *Tribology International* [online]. 2012, vol. 48, s. 93-101 [cit. 2014-04-06]. DOI: 10.1016/j.triboint.2011.11.009. Dostupné z:  
<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X11003227>
- [5] DURAK, Ertuğrul, Cahit KURBANOGĞLU, Aydın BIYIKLIOĞLU a Hakan KALELI. Measurement of friction force and effects of oil fortifier in engine journal bearings under dynamic loading conditions. *Tribology International* [online]. 2003, vol. 36, issue 8, s. 599-607 [cit. 2014-04-06]. DOI: 10.1016/S0301-679X(02)00263-3. Dostupné z:  
<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X02002633>
- [6] ADATEPE, Hakan, Aydın BIYIKLIOĞLU a Hasan SOFUOĞLU. An investigation of tribological behaviors of dynamically loaded non-grooved and micro-grooved journal bearings. *Tribology International* [online]. 2013, vol. 58, s. 12-19 [cit. 2014-04-06]. DOI: 10.1016/j.triboint.2012.09.009. Dostupné z:  
<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X12003052>
- [7] JACOBS, William, Rene BOONEN, Paul SAS a David MOENS. The influence of the lubricant film on the stiffness and damping characteristics of a deep groove ball bearing. *Mechanical Systems and Signal Processing* [online]. 2014, vol. 42, 1-2, s. 335-350 [cit. 2014-04-06]. DOI: 10.1016/j.ymssp.2013.07.018. Dostupné z:  
<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0888327013003701>
- [8] BOUYER, J. a M. FILLON. Experimental measurement of the friction torque on hydrodynamic plain journal bearings during start-up. *Tribology International* [online]. 2011, vol. 44, 7-8, s. 772-781 [cit. 2014-04-06]. DOI: 10.1016/j.triboint.2011.01.008. Dostupné z:  
<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X11000211>



- [9] Test rig for journal bearings. *Rochester Institute of Technology* [online]. 2013 [cit. 2014-08-18]. Dostupné z:  
<http://edge.rit.edu/edge/P14453/public/Research/PG-II%201L%20Test%20Rig%20for%20Journal%20Bearings.pdf>
- [10] Upínací prvky. *ZPS Slévárna* [online]. 2006 [cit. 2015-04-11]. Dostupné z:  
<http://www.sl.zps.cz/upinaci1.htm>
- [11] Swivels. *MTS* [online]. 2015 [cit. 2015-04-14]. Dostupné z:  
<https://www.mts.com/en/products/producttype/test-components/actuators-hydraulic-components/swivels/index.htm>
- [12] SIGLEY, J. E., MISCHKE, CH. R., BUDYNAS, R. G., Konstruování strojů a strojních součástí. 1. vyd. Brno: Vysoké učení technické v Brně, nakladatelství VUTIUM, 2010. 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [13] VENCL, Aleksandar a Aleksandar RAC. Diesel engine crankshaft journal bearings failures: Case study. *Engineering Failure Analysis* [online]. 2014, vol. 44, s. 217-228 [cit. 2015-04-11]. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2014.05.014.
- [14] KING BEARINGS. *King bearings* [online]. [cit. 2015-03-16]. Dostupné z: [www.kingbearings.com](http://www.kingbearings.com)
- [15] CHALLEN, Bernard a Rodica BARANESCU. *Diesel engine reference book*. 2nd ed. Woburn, MA: Butterworth-Heinemann, 1999, xvii, 682 p. ISBN 0750621761.
- [16] VALKONEN, Antti. 2009. *Oil film pressure in hydrodynamic journal bearings* [online]. Helsinki [cit. 2014-08-13]. ISBN 978-952-248-162-7. Dostupné z: <http://lib.tkk.fi/Diss/2009/isbn9789522481627/>. Dizertační práce. Helsinki University of Technology.
- [17] U-Groove™ Modified Design of Oil Groove for High Performance Bearings. 2015.03.12. KOPELIOVICH, Dmitri. *Substech* [online]. [cit. 2015-04-28]. Dostupné z: [http://www.substech.com/dokuwiki/doku.php?id=u-groove\\_modified\\_design\\_of\\_oil\\_groove\\_for\\_high\\_performance\\_bearings](http://www.substech.com/dokuwiki/doku.php?id=u-groove_modified_design_of_oil_groove_for_high_performance_bearings)
- [18] Documentations torque limiting clutches. *MAYR* [online]. 2009 [cit. 2015-04-11]. Dostupné z: <http://www.mayr.com/en/service/documentation/torque-limiting-clutches/>
- [19] Rolling bearings. *SKF* [online]. 2013 [cit. 2015-04-11]. Dostupné z: [http://www.skf.com/binary/12-121486/SKF%20rolling%20bearings%20catalogue\\_tcm\\_12-121486.pdf](http://www.skf.com/binary/12-121486/SKF%20rolling%20bearings%20catalogue_tcm_12-121486.pdf)
- [20] Silentbloky. *Elesa-Ganter* [online]. [cit. 2015-04-11]. Dostupné z: <http://www.elesa-ganter.com/cz/32/sp/9139/4/88/silentbloky/dva/eg/>
- [21] Chevy 383ci. *Truck Trend Network* [online]. 2015 [cit. 2015-04-11]. Dostupné z: <http://.trucktrend.com/how-to/engine/0708tr-chevy-383ci-motor/>
- [22] Simotics M 1PH8 Main motor configuration manual. *Siemens* [online]. 2015 [cit. 2015-05-11]. Dostupné z: <https://support.industry.siemens.com/cs/document/46484744?dti=0&lc=en>
- [23] T22. *HBM Měřící technika* [online]. 2011 [cit. 2015-04-11]. Dostupné z: [http://www.hbm.cz/Prospekty/Moment/t22/p\\_t22\\_e.pdf](http://www.hbm.cz/Prospekty/Moment/t22/p_t22_e.pdf)



**8 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN****8**

$a_{11}$	[-]	součinitel spolehlivosti podpůrných ložisek
$a_{12}$	[-]	součinitel spolehlivosti naklápěcího kuličkového ložiska
$a_{13}$	[-]	součinitel spolehlivosti naklápěcího kuličkového ložiska
$a_{SKF1}$	[-]	součinitel SKF pro životnost podpůrných ložisek
$a_{SKF2}$	[-]	součinitel SKF pro životnost naklápěcího kuličkového ložiska
$a_{SKF3}$	[-]	součinitel SKF pro životnost naklápěcího kuličkového ložiska
$a_h$	[-]	Součinitel pro výpočet součinitele jakosti povrchu
$A_S$	[mm <sup>2</sup> ]	Výpočtová průřez šroubu
$A_{s1}$	[-]	Součinitel pro výpočet tuhosti spojovaných součástí
$b_h$	[-]	Součinitel pro výpočet součinitele jakosti povrchu
$B_{s1}$	[-]	Součinitel pro výpočet tuhosti spojovaných součástí
$C_{01}$	[kN]	Základní statická únosnost podpůrných ložisek
$C_{02}$	[kN]	Základní statická únosnost naklápěcího kuličkového ložiska
$C_{03}$	[kN]	Základní statická únosnost malého ložiska
$C_1$	kN	Základní dynamická únosnost podpůrných ložisek
$C_2$	[kN]	Základní dynamická únosnost naklápěcího kuličkového ložiska
$C_3$	[kN]	Základní dynamická únosnost
$C_s$	[-]	konstanta tuhosti spoje
$d_1$	[mm]	Vnitřní průměr podpůrných ložisek
$D_1$	[mm]	Vnější průměr podpůrných ložisek
$d1$	[N]	Osová vzdálenost mezi testovací hřídelí a pístním čepem
$d2$	[N]	Osová vzdálenost mezi pístním čepem a připojovacím místě naklápění
$D_{1s}$	[mm]	Vnitřní průměr závitu vnitřního závitu
$d_2$	[mm]	Vnitřní průměr naklápěcího kuličkového ložiska
$D_2$	[mm]	Vnější průměr naklápěcího kuličkového ložiska
$d_3$	[mm]	Vnitřní průměr ložiska
$D_3$	[mm]	Vnější průměr ložiska
$d_h$	[mm]	Průměr
$d_s$	[mm]	Průměr šroubu
$E$	[GPa]	Modul pružnosti pro ocel
$F$	[N]	Zatěžující síla
$F_{ha}$	[N]	Výsledná axiální síla na hřídeli
$F_{is}$	[N]	Velikost předpětí šroubu
$F_n$	[N]	Výsledná síla na naklápěcím motoru
$F_s$	[kN]	Zatěžující síla šroubů ojnice
$k_{0s}$	[-]	součinitel bezpečnosti vůči zániku sevření
$k_a$	[-]	Součinitel vlivu jakosti povrchu
$k_b$	[-]	Součinitel vlivu velikosti tělesa
$k_c$	[-]	Součinitel vlivu způsobu zatěžování
$k_d$	[-]	Součinitel vlivu teploty
$k_e$	[-]	Součinitel spolehlivosti pro spolehlivost 99%
$k_{ps}$	[N/m]	tuhost spojovaných součástí
$k_s$	[-]	součinitel bezpečnosti vůči zkušebnímu napětí
$k_{ss}$	[N/m]	tuhost spojovacích součástí
$k_u$	[-]	Součinitel bezpečnosti vůči únavě materiálu



$L_{1m1}$	[-]	modifikovaná životnost ložiska v mil. otáček podpůrných ložisek
$L_{1m2}$	[-]	modifikovaná životnost ložiska v mil. otáček naklápacího kuličkového ložiska
$L_{1m3}$	[-]	modifikovaná životnost ložiska v mil. otáček naklápacího kuličkového ložiska
$L_{1mh1}$	[h]	modifikovaná životnost ložiska v hodinách podpůrných ložisek
$L_{1mh2}$	[h]	modifikovaná životnost ložiska v hodinách naklápacího kuličkového ložiska
$L_{1mh3}$	[h]	modifikovaná životnost ložiska v hodinách naklápacího kuličkového ložiska
$l_b$	[mm]	délka části dříku se závitem nacházející se v sevření
$l_g$	[mm]	délka válcové části dříku bz závitu
$l_s$	[mm]	účinná svěrná délka
$n$	[ot/min]	Frekvence otáčení hřídele
$n_z$	[-]	počet zatížených závitů
$p_1$	[-]	Exponent životnosti pro válečková ložiska
$p_2$	[-]	Exponent životnosti pro kuličková ložiska
$p_s$	[MPa]	tlak v závitech
$P_1$	[kN]	Ekvivalentní zatížení podpůrných ložisek
$P_2$	[kN]	Ekvivalentní zatížení naklápacího kuličkového ložiska
$P_3$	[kN]	Ekvivalentní zatížení malého ložiska
$P_{u1}$	[kN]	Mez únavy podpůrných ložisek
$P_{u2}$	[kN]	Mez únavy ložiska naklápacího kuličkového ložiska
$P_{u3}$	[kN]	Mez únavy ložiska
$R_m$	[MPa]	Mez pevnosti materiálu E335GC+C
$S_d$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha průřezu válcové části dříku bez závitu
$S_p$	[MPa]	Zkušební napětí šroubu 12.9
$t$	[mm]	Tloušťka spojovaných součástí
$\alpha$	[°]	Úhel naklopení ojnice
$\kappa_1$	[-]	viskozitný poměr podpůrných ložisek
$\kappa_2$	[-]	viskozitný poměr naklápacího kuličkového ložiska
$\kappa_3$	[-]	viskozitný poměr naklápacího kuličkového ložiska
$\eta_{c1}$	[-]	Součinitel znečištění podpůrných ložisek
$\eta_{c2}$	[-]	Součinitel znečištění naklápacího kuličkového ložiska
$\eta_{c3}$	[-]	Součinitel znečištění
$\nu_1$	[mm <sup>2</sup> /s]	Kinematická viskozita maziva při teplotě 100 °C
$\nu_{11}$	[mm <sup>2</sup> /s]	viskozita maziva podpůrných ložisek
$\nu_2$	[mm <sup>2</sup> /s]	Kinematická viskozita maziva při teplotě 100 °C
$\nu_{12}$	[mm <sup>2</sup> /s]	viskozita maziva naklápacího kuličkového ložiska
$\nu_3$	[mm <sup>2</sup> /s]	Kinematická viskozita maziva při teplotě 150 °C
$\nu_{13}$	[mm <sup>2</sup> /s]	viskozita maziva naklápacího kuličkového ložiska
$\sigma_{Co}$	[MPa]	Mez únavy podle Mischke
$\sigma'_C$	[MPa]	Modifikovaná mez únavy
$\sigma_r$	[MPa]	Redukované napětí



## 9 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

9

<b>Obr. 0-1</b> Montáž ložiska klikové hřídele [21]	15
<b>Obr. 1-1</b> Průběh tlaku v mazacím filmu podél a napříč ložiskem [12]	16
<b>Obr. 1-2</b> Struktura ložiskových materiálů [14]	17
<b>Obr. 1-3</b> Příklady vícevrstevných ložisek [14]	17
<b>Obr. 1-4</b> Zajištění ložisek [1]	17
<b>Obr. 1-5</b> Hlavní typy poškození ložisek [13]	18
<b>Obr. 1-6</b> Způsoby tribologického selhání kluzných ložisek [13]	18
<b>Obr. 1-7</b> Abrasivní opotřebení, vpravo mikroskopický snímek [13]	19
<b>Obr. 1-8</b> Adhezivní opotřebení [13]	19
<b>Obr. 1-9</b> Povrchová únava [13]	20
<b>Obr. 1-10</b> Poškození kavitací [13]	20
<b>Obr. 1-11</b> Poškození korozí [13]	21
<b>Obr. 1-12</b> Poškození erozí [13]	21
<b>Obr. 1-13</b> Poškození frettingem, [2]	21
<b>Obr. 1-14</b> Způsoby mechanického selhání ložisek [13]	22
<b>Obr. 1-15</b> Poškození plastickou deformací [13]	22
<b>Obr. 1-16</b> Poškození odlupováním povrchové vrstvy [13]	23
<b>Obr. 1-17</b> Průběh zatížení v skutečných motorech [15]	23
<b>Obr. 1-18</b> Zatížení ložisek klikové hřídele, 6000 psi = 41,4 MPa [17]	23
<b>Obr. 1-19</b> Průběh statické zkoušky	24
<b>Obr. 1-20</b> Průběh dynamické zkoušky	24
<b>Obr. 1-21</b> Tester kluzných ložisek, Antti Valkonen [16]	25
<b>Obr. 1-22</b> Tester kluzných ložisek, sestava hřídele a testovaného ložiska, Antti Valkonen [16]	25
<b>Obr. 1-23</b> Stroj LP06, MIBA Bearing Group [3,4]	26
<b>Obr. 1-24</b> Stroj LP06, MIBA Bearing Group [3]	26
<b>Obr. 1-25</b> Karadeniz Technical University, Turecko [5,6]	27
<b>Obr. 1-26</b> Karadeniz Technical University, Turecko [6]	27
<b>Obr. 1-27</b> PG-II 1L, schéma [9]	28
<b>Obr. 1-28</b> PG-II 1L [9]	28
<b>Obr. 1-29</b> Jacobs, 2014 [7]	29
<b>Obr. 1-30</b> Jacobs, 2014 [7]	29
<b>Obr. 1-31</b> Institut Pprime, University of Poitiers, France [8]	30
<b>Obr. 1-32</b> Institut Pprime, University of Poitiers, France [8]	30
<b>Obr. 3-1</b> Schéma zařízení	33
<b>Obr. 3-2</b> Vlevo: uložení na horní přírubě válce, vpravo: upínání k základně válce	34
<b>Obr. 3-3</b> Deformace při uložení na horní přírubě	34
<b>Obr. 3-4</b> Deformace při upínání k základně	35
<b>Obr. 3-5</b> Rozložení rámu z hlediska izolaci vibrací od podlahy, vlevo dělený rám, vpravo se základní deskou	36
<b>Obr. 3-6</b> Rozložení rámu z hlediska izolaci vibrací mezi pohonem a testovacím prostorem, vlevo: dělený rám, vpravo: nedělený rám	36
<b>Obr. 3-7</b> Svařovaný rám, zatížení 100 kN	37
<b>Obr. 3-8</b> Šroubovaný rám z tlustých plechů, zatížení 100 kN	38
<b>Obr. 3-9</b> Upínací kostky firmy Slévárna ZPS [10]	38
<b>Obr. 3-10</b> Sloupová konstrukce, zatížení 100 kN	39



<b>Obr. 3-11</b> Mechanismus naklápění ojnice	40
<b>Obr. 3-12</b> MTS 249 Swivels [11]	40
<b>Obr. 3-13</b> Dělená naklápěcí ložiska stahovaná dvojicí přírub	41
<b>Obr. 3-14</b> Zaříznutá ojnice staženo šrouby	42
<b>Obr. 3-15</b> Ojnice v řezu skrze stahující šrouby, zatíženo tahem 100 kN	42
<b>Obr. 3-16</b> Ojnice v řezu, zatíženo tahem 100 kN	43
<b>Obr. 3-17</b> Odtok maziva z horního krytu	45
<b>Obr. 3-18</b> Sběr maziva v hlavním rámu	45
<b>Obr. 3-19</b> Sběr maziva v krytu připevněno k vidlici	46
<b>Obr. 3-20</b> Podpurný rám hlavního rámu, svařovaný, čelní plech a horní plech je šroubovaný	46
<b>Obr. 4-1</b> Finální konstrukce, bez krytování testovacího prostoru	48
<b>Obr. 4-2</b> Ojnice s vidlicí a naklápěcím ložiskem, bez krytování	49
<b>Obr. 4-3</b> Ojnice a vidlice, vlevo řez kolmo na osu testovací hřídele, vpravo řez podél testovací hřídele	50
<b>Obr. 4-4</b> Zajištění pístního čepu ve vidlici, řez kolmo na osu čepu	50
<b>Obr. 4-5</b> Domek podpurných ložisek	53
<b>Obr. 4-6</b> Domek podpurných ložisek, řez podél osy testovací hřídele	53
<b>Obr. 4-7</b> Domek podpurných ložisek, řez kolmo na osu testovací hřídele	54
<b>Obr. 4-8</b> Upínání domků podpurných ložisek k rámu	54
<b>Obr. 4-10</b> Pohonní řetězec v řezu	56
<b>Obr. 4-9</b> Pohonní řetězec	57
<b>Obr. 4-11</b> Vlastnosti vybraného motoru, maximální otáčky $n_{\max 2}$ [22]	57
<b>Obr. 4-12</b> Snímač kroutícího momentu HBM T22 [23]	58
<b>Obr. 4-13</b> Kuličková bezpečnostní spojka Mayr EAS-HSC [18]	58
<b>Obr. 4-15</b> Spojení motoru se snímačem kroutícího momentu	59
<b>Obr. 4-16</b> Možnosti nastavení souososti	59
<b>Obr. 4-17</b> Průchod levé spojovací hřídele do testovacího prostoru	60
<b>Obr. 4-18</b> Průtok maziva v testovacím prostoru	63
<b>Obr. 4-19</b> Krytování testovacího prostoru	63
<b>Obr. 4-20</b> Detail těsnění krytu testovacího prostoru	64
<b>Obr. 4-21</b> Svařenec spodního dílu krytu testovacího prostoru	64
<b>Obr. 4-22</b> Svařenec horního dílu krytu testovacího prostoru	64
<b>Obr. 4-23</b> Krytování pohonné části, vlevo otevřeno, vpravo zavřeno	65
<b>Obr. 4-24</b> Hlavní rám	65
<b>Obr. 4-25</b> Hlavní rám, pohled zepředu a z boku	65
<b>Obr. 4-26</b> Podpurný rám	66
<b>Obr. 4-27</b> Diagram pro stanovení potřebné tuhosti silentbloku [20]	66
<b>Obr. 4-28</b> Zatížení testovací hřídele	67
<b>Obr. 4-29</b> Deformace a napětí ojnice, vlevo zatíženo na tah, vpravo na tlak	69
<b>Obr. 4-30</b> Deformace a napětí rámu a podpurných ložisek, vlevo zatíženo na tah, vpravo na tlak	70
<b>Obr. 5-1</b> Montáž rámu a hydraulického válce	71
<b>Obr. 5-2</b> Montáž podpurných ložisek a testovací hřídele	72
<b>Obr. 5-3</b> Montáž ojnice, domku malého ložiska a části pohonu	72
<b>Obr. 5-4</b> Montáž pohonu a krytování	73
<b>Obr. 5-5</b> Geometrie naklápění ojnice	76



**10 SEZNAM TABULEK****10**

---

<b>Tab. 3-1</b> Vlastní frekvence uložení na přírubě	34
<b>Tab. 3-2</b> Vlastní frekvence upínání k základně	35
<b>Tab. 3-3</b> Shrnutí deformací a vlastních frekvencí různých konstrukcí rámu	39



---

## **11 SEZNAM PŘÍLOH**

<b>Příloha 1</b>	Kompletní výkresová dokumentace
<b>Příloha 2</b>	MKP analýza
<b>Příloha 3</b>	Seznam kupovaných komponent
<b>Příloha 4</b>	3D CAD model v programu Autodesk Inventor 2015
<b>Příloha 5</b>	Konstrukční zpráva
<b>Příloha 6</b>	Věřejná verze diplomové práce