

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

Fakulta strojního inženýrství

Ústav konstruování

Ing. Petr Kejda

**VÝZKUM FAKTORŮ OVLIVŇUJÍCÍCH
TRVANLIVOST VALIVÝCH KONTAKTŮ**

**RESEARCH OF FACTORS WHICH INFLUENCE
ON ROLLING CONTACTS LIFE**

Zkrácená verze Ph.D. Thesis

Obor: Konstrukční a procesní inženýrství

Školitel: Doc. Ing. Dušan Kolář, CSc.

Oponenti: Prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ing. Květoslav Stupka, CSc.

Datum obhajoby: 1. 7. 2003

KLÍČOVÁ SLOVA

valivé ložisko, kontakt, trvanlivost, mazání

KEY WORDS

rolling bearing, contact, life, lubrication

MÍSTO ULOŽENÍ PRÁCE

Ústav konstruování FSI VUT v Brně

OBSAH

OBSAH.....	3
1 ÚVOD.....	5
2 CÍLE PRÁCE	6
3 SOUČASNÝ STAV ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY	6
3.1 Výpočet trvanlivosti valivého kontaktu.....	6
3.1.1 <i>Modifikovaná rovnice trvanlivosti</i>	7
3.1.2 <i>Rovnice pro výpočet trvanlivosti SKF</i>	7
3.2 Faktory ovlivňující trvanlivost valivých kontaktů.....	8
3.2.1 <i>Elastohydrodynamické mazání</i>	8
3.2.2 <i>Stav výpočtu EHD mazání</i>	9
4 ZVOLENÉ METODY ZPRACOVÁNÍ.....	10
4.1 Experimentální ověřování trvanlivosti valivých kontaktů.....	10
4.1.1 <i>Zkušební zařízení RMAT 2</i>	10
4.1.2 <i>Zkušební zařízení AXMAT</i>	11
4.1.3 <i>Zkušební zařízení pro celá ložiska</i>	12
4.2 Modelování zkušebních zařízení pomocí mkp	12
5 HLAVNÍ VÝSLEDKY PRÁCE	13
5.1 Zjištění průběhu vnitřních napětí a deformací pomocí MKP	13
5.1.1 <i>Analýza kontaktních poměrů u zařízení RMAT 2</i>	13
5.1.2 <i>Analýza kontaktních poměrů u zařízení RMAT 21</i>	13
5.1.3 <i>Analýza kontaktních poměrů u analogonu AXMAT</i>	14
5.2 Experimentální ověření vlivu čistoty maziva a použitého materiálu na trvanlivost.....	14
5.2.1 <i>Zkoušky trvanlivosti různě znečištěných ložisek 6204 2RSR</i>	14
5.2.2 <i>Zkoušky trvanlivosti na zkušebním analogonu AXMAT a RMAT 2</i>	16
5.2.3 <i>Porovnání podmínek jednotlivých zkoušek</i>	16
5.3 Výsledky zkoušek	17
5.3.1 <i>Vyhodnocení výsledků zkoušek ložisek 6204 2RSR</i>	17
5.3.2 <i>Vyhodnocení výsledků zkoušek na analogonu AXMAT</i>	19
5.3.3 <i>Zkoušky na zařízení RMAT 2</i>	21
6 ZÁVĚR.....	22
7 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	24
8 AUTOROVO CV	26
9 SUMMARY.....	27

1 ÚVOD

V konstrukci strojních i stavebních prvků se v celosvětovém měřítku značně projevují stále vyšší požadavky na vyráběná zařízení z hlediska jejich výkonů, bezpečnosti a spolehlivosti provozu. Tato omezení schopnosti strojního uzlu vykonávat danou funkci je velmi často dáno způsobem uložení pohyblivých částí. Jedním z nejvíce rozšířených konstrukčních prvků, umožňujících vzájemný pohyb součástí a současně i přenos působícího zatížení, jsou valivá ložiska. Výrobci ložisek musí produkovat maximálně funkčně vyvážený celek, protože požadavky kladené na přenášené zatížení, rychlosti a hlavně spolehlivost s minimálním rozptylem jim nedávají příliš mnoho prostoru na případné chyby.

Tyto požadavky lze splnit, jestliže má konstruktér dostatečně silný výpočtový aparát schopný popsat děje probíhající v ložisku za provozu a velké množství zkušeností z provozu tohoto specifického konstrukčního prvku. Nedílnou součástí konstrukce nejen valivých ložisek je velmi kvalitně vybavené experimentální a zkušební zázemí, bez kterého není možné se obejít.

Obecně může při provozu valivých ložisek celá řada odlišných mechanismů poškození, jako odlupování povrchu (pitting), zvýšené opotřebení, koroze, poškození klece, růst třecího momentu, nepříznivé vibrace nebo hluk. Příčiny jsou různé, mezi nejčastější patří špatně odhadnuté silové působení na ložisko, nepřesná montáž, příliš vysoká provozní teplota, chybný způsob mazání. Mazivo, mazací film, kontaktní poměry mezi částmi ložiska i použité materiály mají své mezní pracovní podmínky.

Valivá ložiska se začala vyrábět průmyslově v 19. století, kdy se značně rozšířilo jejich použití v prudce se rozvíjející strojírenské výrobě. Od té doby se vkládá velké úsilí a finanční prostředky do teoretického i experimentálního výzkumu ve snaze popsat děje probíhající ve valivém kontaktu a přesněji předvídat chování za provozu. Zatímco však nároky na ložiska velmi rychle rostou, výpočtový aparát je v tomto trendu pozadu. Především v praxi používané výpočty se již dlouhá léta nezměnily. Důvodem jsou velmi složité poměry v kontaktu, kdy se musí uvažovat řada faktorů, které jsou u většiny jiných konstrukčních prvků zanedbatelné a znalostí z oblasti chemie, fyziky, mechaniky a technologie maziv.

Proto se výzkum v poledních létech zaměřil na zpřesnění a zkvalitnění výpočtu trvanlivosti ložiska, tedy jeho dynamické únosnosti a zlepšení výpočtu kontaktních poměrů se zahrnutím určitých konkrétních podmínek, především kvality povrchu kontaktních součástí a tím odsunout do historie Hertzovu teorii, která se stále ještě používá i přes její nedostatky. Dále pak zlepšení matematického aparátu v oblasti mazání, především elastohydrodynamického.

2 CÍLE PRÁCE

Po vyhodnocení současného stavu řešení trvanlivosti valivých kontaktů lze definovat cíle disertační práce v následujících bodech:

1. Vytvoření modelů všech použitých zkušebních zařízení pro analýzu metodou konečných prvků. Jedná se o následující zkušební zařízení:
 - RMAT 2
 - RMAT 21
 - AXMATVýsledkem analýz bude zjištění kontaktních charakteristik, výsledných vnitřních napětí a deformací.
2. Realizace experimentu pro ověření trvanlivosti valivého ložiska mazaného:
 - plastickým mazivem
 - plastickým mazivem s příměsí minerálního oleje
 - plastickým mazivem znečištěným částicemi bronzy (měkké nečistoty)
 - plastickým mazivem znečištěným úlomky minerálů (tvrdé nečistoty)
3. Analyzovat vliv jednotlivých znečišťujících prvků na trvanlivost ložiska.
4. Realizace experimentů pro ověření odolnosti proti kontaktní únavě u vybraných nástrojových ocelí s využitím zkušebních zařízení AXMAT a RMAT 2.
5. Vyhodnocení provedených experimentů a výběr nejvhodnějších materiálů pro valivá ložiska.
6. Vytvoření programu pro výpočet kontaktních charakteristik. To znamená kontaktní napětí, deformace povrchu, tloušťku mazací vrstvy, parametr mazání.

3 SOUČASNÝ STAV ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY

3.1 VÝPOČET TRVANLIVOSTI VALIVÉHO KONTAKTU

Jedinou dostupnou metodou výpočtu trvanlivosti valivých kontaktů je rovnice trvanlivosti odvozená z Weibullovi teorie pravděpodobnosti přežití, která je inženýrským modelem poškozování vypracovaným Lundbergem a Palmgrenem a která od svého vzniku doznala jen nepatrné množství změn. Vzhledem k obrovskému pokroku v oblasti výrobních technologií a materiálového inženýrství je tento způsob výpočtu nedostatečný. Reálné dosahované trvanlivosti se ve většině prováděných experimentů značně a mnohdy i řádově liší od trvanlivostí zjištěných pro dané případy výpočtem.

3.1.1 Modifikovaná rovnice trvanlivosti

Snaha zohlednit konkrétní provozní podmínky vedla ke vzniku tzv. modifikované rovnice trvanlivosti [2],[3],[4],[7]:

$$L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (2.1)$$

kde C je dynamická únosnost ložiska [N] a P ekvivalentní dynamické zatížení [N].

Trvanlivost L_{na} je základní trvanlivost L_{10} upravená pro úroveň spolehlivosti (100 – n) % - součinitel a_1 , je zde zohledněn materiál ložiska – součinitel a_2 a podmínky, za nichž je ložisko provozováno – součinitel a_3 .

Tato rovnice byla ještě upravena, protože výrobci ložisek zjistili, že součinitel materiálu a_2 a provozních podmínek a_3 spolu úzce souvisí a proto tyto dva součinitele sloučili do jednoho a_{23} :

$$L_{na} = a_1 \cdot a_{2,3} \cdot L_{10} \quad (2.2)$$

3.1.2 Rovnice pro výpočet trvanlivosti SKF

Studium vzniku a průběhu poškozování moderních ložisek vedlo k novým poznatkům. Zjistilo se například, že únavové poškození vzniká častěji na povrchu a nikoli tedy z trhlin, které se vytvářejí pod povrchem. Na základě těchto poznatků byla věnována pozornost topologii povrchu valivých těles a znečištění na funkci ložiska. Tyto poznatky se projeví v rovnici trvanlivosti formou různých součinitelů, tj. docházelo k modifikacím rovnice trvanlivosti, které neměli vliv na její podstatu.

Tento přístup umožňuje zavést do výpočtu trvanlivosti skutečná místní napětí, tj. i koncentrace napětí od různých nepravidelností. Je to však výpočtově velmi náročné a to i při použití špičkové výpočetní techniky. Proto běžní uživatelé vzhledem k požadavkům rychlost výpočtu používají zpravidla jednoduché vztahy uváděné v katalozích výrobců ložisek, případně se řídí normou.

Pro snadnější práci pak byly odvozeny křivky funkce $\eta(\kappa, d_m, \beta_{cc})$, kde d_m je střední průměr ložiska a β_{cc} stupeň čistoty maziva. Na základě uvedených předpokladů lze rovnici pro výpočet trvanlivosti zjednodušit následujícím způsobem:

$$L_{10aa} = a_{SKF} \left(\kappa, \eta_c \cdot \frac{P_u}{P} \right)_{brg} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (2.3)$$

kde P_u je mezní únavové zatížení [N] a κ je viskozitní poměr

Pro porovnání s původní rovnicí trvanlivosti lze upravit rovnici pro různé úrovně spolehlivosti:

$$L_{naa} = a_1 \cdot a_{SKF} \left(\kappa, \eta_c \cdot \frac{P_u}{P} \right)_{brg} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10} \quad (2.4)$$

V této podobě je rovnice pak uváděna v Hlavním katalogu SKF od roku 1989. Výpočet je srovnatelný s výpočtem trvanlivosti podle ISO 281:1990. Součinitel a_{SKF} představuje velmi složitý vztah několika faktorů včetně mazání a závisí na viskozitním poměru. V Hlavním katalogu SKF lze součinitel a_{SKF} nalézt v závislosti na viskozitním poměru κ a na poměru $\eta_c \cdot (P_u/P)$.

Součinitel znečištění η_c kvantifikuje vliv znečištění na únavovou životnost ložiska. Zahrnuje velké množství veličin včetně velikosti ložiska, relativní tloušťky mazacího filmu, velikosti a rozmístění pevných částic nečistot, typu nečistot (měkké, tvrdé) apod.

3.2 FAKTORY OVLIVŇUJÍCÍ TRVANLIVOST VALIVÝCH KONTAKTŮ

V modifikované rovnici trvanlivosti figuruje součinitel trvanlivosti $a_{2,3}$, který je kombinací součinitele materiálu a_2 a součinitele provozních podmínek a_3 . Nejvíce je ovlivňován parametrem mazání, který je vypočítán z tloušťky mazací vrstvy a drsností kontaktních povrchů. V tabulkách je tento součinitel však určuje z diagramu závislosti na κ . Rovnice dle ISO, využívající součinitel $a_{2,3}$, dává za jakýchkoliv provozních podmínek konečnou trvanlivost. Je však možné dokázat, že za určitých podmínek má valivé ložisko teoreticky nekonečnou únavovou životnost. Tento problém řeší nová teorie trvanlivosti sestavená Ioannidesem a Harrisem. Jejich hypotéza je založena na předpokladu, že nepřekročí-li vzniklá vnitřní napětí od valivých elementů mez únavy daného materiálu, ložisko nezhavaruje z důvodu vzniku únavového porušení. Únava zde není dána únavou celého kontaktu, ale únavou malých elementárních oblastí. Spojuje únavovou životnost s podpovrchovými napětími, které jsou silně ovlivňována povrchovými nerovnostmi, drsností a dalšími vadami. Z tohoto rozboru je patrné, že rozložení tlaků, tvar mazacího filmu a podpovrchová napětí v podmínkách EHD mazání je velmi důležité pro stanovení trvanlivosti [25].

3.2.1 Elastohydrodynamické mazání

Mazivo je prvek, který snižuje tření a opotřebení k zajištění hladkého chodu a přijatelné životnosti. Pro zvládnutí techniky mazání je nezbytné pochopit fyzikální a chemické děje probíhající mezi mazivem a povrchem mazaných těles. Pro dosažení zcela přesného popisu režimu mazání je třeba najít co možná nejpřesnější reprezentaci reálného povrchu. Zatímco dříve se při výpočtech uvažovala matematicky hladká rovina, v současnosti je snaha zahrnout do výpočtů geometrické nepřesnosti, povrchové zvlnění, drsnost povrchu, vývoj teploty a také poškození, vznikající v průběhu provozu zařízení. Kromě těchto vlivů jsou to také vnější okolnosti, jako čistota prostředí, okolní teplota, vibrace celého zařízení a další.

3.2.2 Stav výpočtu EHD mazání

Z výše uvedeného textu vyplývá, že na trvanlivost valivého kontaktu má největší vliv mazání. Hlavní funkcí maziva je oddělení povrchů vrstvou maziva o tloušťce h_{\min} . Ta však ještě ne zcela vystihuje stav mazaného kontaktu. Důležitou roli hraje drsnost povrchů stýkajících se těles.

Vztah mezi minimální tloušťkou mazací vrstvy a drsností povrchu se vyjadřuje pomocí parametru mazání λ [3],[7][15]:

$$\lambda = \frac{h_{\min}}{1,11 \cdot (R_{a1}^2 + R_{a2}^2)^{0,5}} \quad (2.5)$$

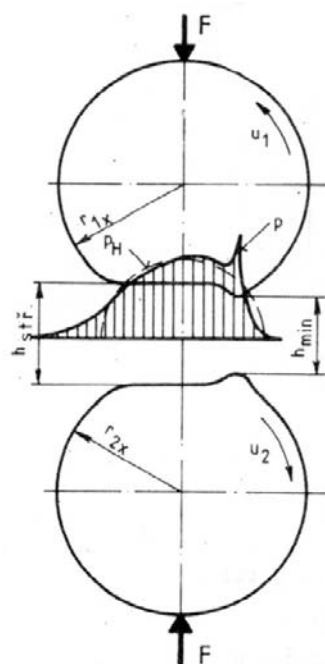
R_{a1} , R_{a2} – počáteční drsnosti funkčních ploch vyjádřené střední aritmetickou úchylkou od střední čáry profilu.

Vyhodnocení je následující:

$\lambda > 3$ – převládá elastohydrodynamický film maziva

$1 < \lambda < 2$ – dochází ke kontaktu nerovností

$\lambda < 1$ – zatížení není přenášeno mazacím filmem



Obr. 3.1 – Elastohydrodynamický kontakt

EHD mazání Newtonovskými mazivy

Při výpočtu podmínek EHD mazání se vychází z Reynoldsovi rovnice [5]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 12 \cdot u \cdot \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} \quad (2.6)$$

Tloušťka mazací vrstvy:

$$h(x, y, t) = h_0 + S(x, y) + \delta(x, y, t) + R(x, y, t) \quad (2.7)$$

h_0 – konstanta

$S(x, y)$ – mezera vzniklá díky geometrii nedeformovaných těles

$\delta(x, y)$ – elastická deformace

$R(x, y, t)$ – povrchová drsnost

$$S(x, y) = \frac{x^2}{2R_x} + \frac{y^2}{2R_y} \quad (2.8)$$

$$\delta(x, y) = \frac{2}{\pi \cdot E'} \cdot \iint_{\Omega} \frac{p(\xi, \eta)}{\sqrt{(x - \xi)^2 + (y - \eta)^2}} d\xi d\eta \quad (2.9)$$

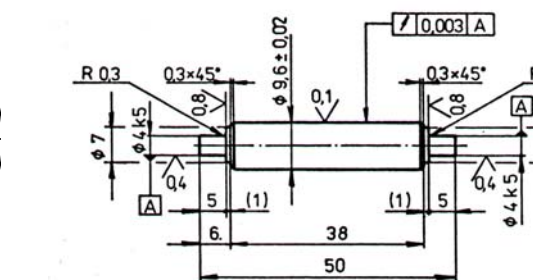
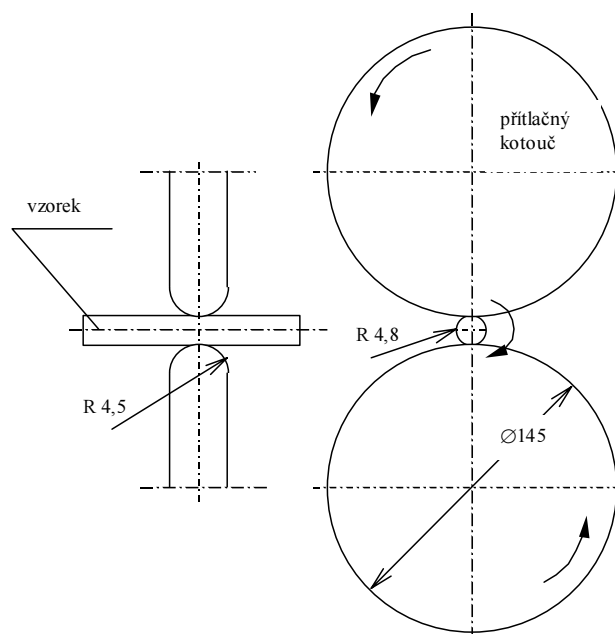
Numerickým řešením těchto rovnic získáme potřebné charakteristiky EHD mazaného kontaktu. Komplexní řešení umožnila teprve až moderní výkonná výpočetní technika [21],[27],[28].

4 ZVOLENÉ METODY ZPRACOVÁNÍ

4.1 EXPERIMENTÁLNÍ OVĚŘOVÁNÍ TRVANLIVOSTI VALIVÝCH KONTAKTŮ

4.1.1 Zkušební zařízení RMAT 2

Zkušební zařízení RMAT 2 je přístroj na modelové zkoušky kontaktní únavy, který byl sestaven ve VÚVL a rekonstruován na Ústavu konstruování VUT FSI Brno.



Obr. 4.2 – Zkušební vzorek pro stroj RMAT 2

Obr. 4.1 – Princip zkoušky kontaktní únavy na stroji RMAT 2

Zkušební zařízení pracuje na následujícím principu (obr. 4.1). Mezi dvěma kotouči, které mají stejné obvodové zaoblení se odvaluje cylindrický zkušební vzorek (obr. 4.2), v našem případě $\varnothing 9,6$ mm. Vzorek je mezi kotouči zároveň stlačován určitým zatížením. Soustava pracuje jako třecí převod do rychla, protože je poháněn přítlačný kotouč pevného vřeteníku. Geometrie stykových ploch vzorku

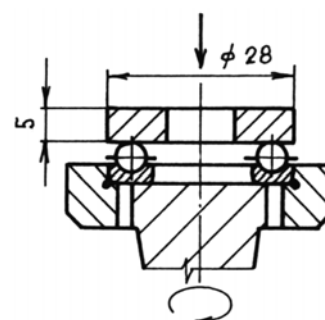
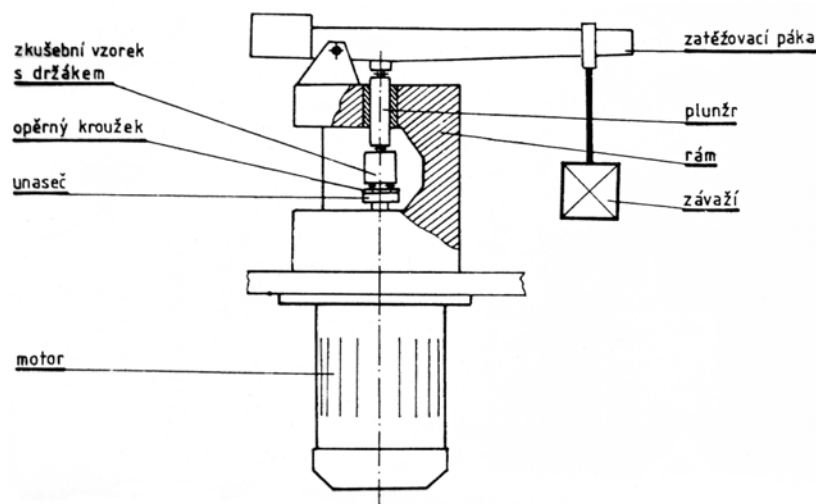
a kotoučů je volena tak, aby bylo dosaženo kruhové stykové plochy při výpočtu dle Hertze. Pohyblivý vřeteník s druhým přítlačným kotoučem je přitlačován na vzorek závažím pomocí lankového převodu.

Vzorek je umístěn ve výkyvné vidlici, na které je zároveň upevněn piezoelektrický snímač vibrací. Ten při vzniku pittingu na vzorku nebo na kotoučích vydává signál k zastavení zkušebního stroje. Používají se i jiné průměry vzorků, nejčastěji $\varnothing 4$ mm, u nich pak vzniká eliptická styková plocha.

4.1.2 Zkušební zařízení AXMAT

Zkoušky kontaktní únavy byly dále prováděny na zkušebním analogonu AXMAT (obr. 4.3 a 4.4) z následujících důvodů:

- Průměrná doba experimentů je kratší než u analogonu RMAT.
- Je možný relativně snadný matematický přepočet trvanlivosti zkušebních vzorků AXMAT na trvanlivost vlastních valivých ložisek.

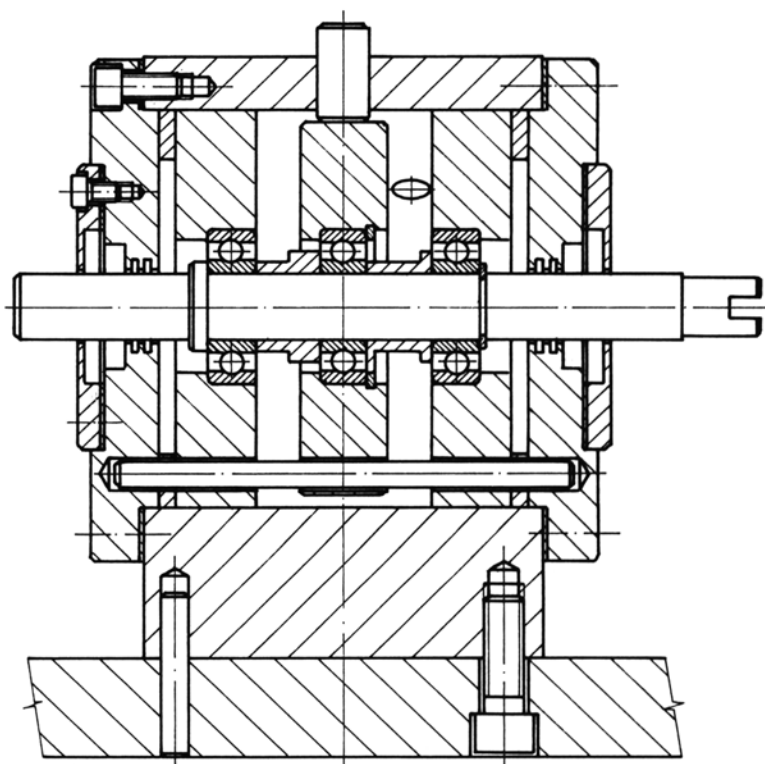


Obr. 4.4 – Detail zkušebního uzlu

Obr. 4.3 – Princip zkoušky kontaktní únavy na stroji AXMAT

Jedná se o upravený čtyřkuličkový zkušební stroj, který je schopen zkoušet různé kombinace kroužků axiálních ložisek, kuliček i zkušebních kroužků. Polovina uzlu je tvořena kroužkem axiálního ložiska (u realizovaných AXMATových zkoušek je to ložisko 51102), kuličkami ($\varnothing 3,175$, 21ks) a kroužkem zkoušeného materiálu. Kombinací závaží a jejich umístěním na páce lze dosáhnout toho, že kontaktní napětí lze může ležet v rozpětí 2000 až 6000 MPa [12].

4.1.3 Zkušební zařízení pro celá ložiska



Obr. 4.5 – Zkušební stanice na zkoušení valivých ložisek

Zkušební zařízení (obr. 4.5) je tříložiskové, které zkouší najednou tři ložiska (nosník na 2 podporách). Prostřední ložisko je zkoušené a zbylá dvě krajní jsou pomocná, namáhaná jen polovinou zkušebního zatížení. Konstrukční řešení zkušebních stanic umožňuje výměnou náradí zkoušet různé typorozměry ložisek.

Provoz stanic je řízen elektronickou aparaturou, která umožňuje měření a registraci důležitých charakteristik ložiska. Je to doba chodu zkoušeného ložiska, teplota vnějšího a vnitřního kroužku i vibrace. Aparatura rovněž automaticky zastaví stanici při vzniku únavového poškození ložiska (pittingu), případně při zvýšení teploty nad stanovenou mez. Teploty kroužků jsou měřeny pomocí termistorů. Vibrace jsou snímány piezoelektricky, kombinovaným snímačem teploty a vibrací z vnějšího kroužku.

4.2 MODELOVÁNÍ ZKUŠEBNÍCH ZAŘÍZENÍ POMOCÍ MKP

Cílem modelování metodou konečných prvků bylo zjistit kontaktní poměry u zařízení RMAT 2, RMAT 21 a AXMAT. U zařízení RMAT 2 a RMAT 21 pak vzhledem k jejich geometrické příbuznosti a snaze dosáhnout srovnatelných výsledků bylo pak cílem zjištění, zda nedochází k významnému vzájemnému ovlivňování dvou stykových oblastí, tedy jejich napěťových oblastí.

Výpočty byly prováděny pomocí programu Pro/MECHANICA, verze 2001. Pro/MECHANICA je softwarový produkt firmy Parametr Technology pro určování

stavu deformace a napjatosti pružných těles a zároveň pro sledování charakteristik pohybu mechanismu. Dovoluje posoudit chování konstrukce v oblasti statiky, dynamiky, tepla a některých typů nelinearit ve vazbě na řešení pohybu mechanismu rozsáhlých soustav těles.

5 HLAVNÍ VÝSLEDKY PRÁCE

5.1 ZJIŠTĚNÍ PRŮBĚHU VNITŘNÍCH NAPĚTÍ A DEFORMACÍ POMOCÍ MKP

5.1.1 Analýza kontaktních poměrů u zařízení RMAT 2

Výpočet se prováděl pro kontaktní tlak 5000 MPa, tj. přítláčná síla kotouče na vzorek byla 930,8 N. Celý uzel byl zjednodušen tak, aby byl maximálně zkrácena doba výpočtu. Řešena byla pouze polovina z celku a navíc se ještě odřízla vzdálenější polovina přítláčných kotoučů. Pro vlastní výpočet tak zůstala pouze ta část, která je předmětem zájmu.

U zkušebního vzorku dochází prolínání napěťových polí od protilehlých kontaktů v rozsahu 40 až 100 MPa. V tomto případě, tedy u vzorku o \varnothing 9,6 mm není toto ovlivňování tak výrazné, ale u vzorků s menším průměrem, např. \varnothing 4 mm, může být toto prolínání podstatné pro výsledek.

Charakteristiky vypovídající o poměrech v kontaktu, kontaktní napětí a zjištěná velikost kontaktní plošky, jsou uvedeny v tabulce 5.1.

Tabulka 5.1 - Výsledky výpočtu zařízení RMAT 2 pomocí MKP

Zatěžující síla	930 N
Počet elementů	10717
Maximální redukované napětí	3409,7 MPa
Maximální kontaktní tlak	5223,2 MPa
Maximální smykové napětí xy	853,1 MPa
Maximální smykové napětí yz	1365 MPa
Kontaktní ploška	0,2932 mm ²
Vzájemné přiblížení těles	0,02325 mm

5.1.2 Analýza kontaktních poměrů u zařízení RMAT 21

Výpočet se prováděl stejně jako u RMAT 2 pro kontaktní tlak 5000 MPa, tj. přítláčná síla kotouče na vzorek byla 930,8 N. Také modelový uzel zkušebního zařízení RMAT 21 byl celý zjednodušen tak, aby byl maximálně zkrácena doba výpočtu. Rozdíl od zkušebního zařízení RMAT 2 spočívá v odlišné geometrii, rádius

ve směru kolmém na směr otáčení vzorku není na kotoučích, nýbrž na vzorku. Výsledky výpočtu jsou číselně shrnuty v tabulce 5.2.

Tabulka 5.2 - Výsledky výpočtu zařízení RMAT 21 pomocí MKP

Zatěžující síla	931,4 N
Počet elementů	8051
Maximální redukované napětí	3409,7 MPa
Maximální kontaktní tlak	5338,5 MPa
Maximální smykové napětí xy	780 MPa
Maximální smykové napětí yz	1225 MPa
Hloubka maximálního smykového napětí	0,1209 mm
Kontaktní ploška	0,2624 mm ²
Vzájemné přiblížení těles	0,02067 mm

5.1.3 Analýza kontaktních poměrů u analogonu AXMAT

Pro výpočet kontaktních poměrů u analogonu AXMAT byl pro potřeby výpočtu vyjmut jediný kontakt kuličky a zkoušeného kroužku.

Důležitý je fakt, že i zde dochází k prolínání napěťových polí od protilehlých kontaktů, ale pouze u kuličky, která není pro výsledky důležitá, zatímco na vzorek nemá tento jev žádný vliv. Výsledky jsou shrnuty v tabulce 5.3.

Tabulka 5.3 - Výsledky výpočtu zařízení AXMAT pomocí MKP

Zatěžující síla	127,3 N
Počet elementů	1457
Maximální redukované napětí	3516 MPa
Maximální kontaktní tlak	5455,2 MPa
Maximální smykové napětí xy	662 MPa
Maximální smykové napětí yz	1413 MPa
Hloubka maximálního smykového napětí	0,02982 mm
Kontaktní ploška	0,0344 mm ²
Vzájemné přiblížení těles	0,00785 mm

5.2 EXPERIMENTÁLNÍ OVĚŘENÍ VLIVU ČISTOTY MAZIVA A POUŽITÉHO MATERIÁLU NA TRVANLIVOST

5.2.1 Zkoušky trvanlivosti různě znečištěných ložisek 6204 2RSR

K experimentu bylo výrobcem dodáno 100 ks valivých ložisek 6204 2RSR z jedné tavby přes dealera v Olomouci. Výrobcem ložisek je totiž KLF Kysucké

Nové Mesto (SK). Jiný výrobce totiž nezaručil dodání ložisek z jedné tavby a z jedné šarže.

Experiment byl naplánován na čtyři etapy:

1. etapa zkoušky trvanlivosti 20 ks klasických ložisek 6204 2RSR, které mají dle výrobce trvalou náplň plastickým mazivem Shell alvania R3 od výrobce „Shell“.
2. etapa, zkoušky trvanlivosti 20 ks klasických ložisek 6204 2RSR, kde do trvalé náplně plastického maziva bylo injekční stříkačkou s jehlou dodáno před montáží 1 cm^3 maziva OL-46 (převodový olej, který je používán jako prvotní náplň převodovky u vozů Škoda Felicia).
3. etapa, zkoušky trvanlivosti 20 ks klasických ložisek 6204 2RSR, kde do trvalé náplně plastického maziva bylo injekční stříkačkou před montáží vpraven 1 cm^3 maziva OL-46 (je to převodový olej pro převodovky osobních automobilů Škoda), který byl kontaminován $1\text{g}/1 \text{ l}$ oleje bronzového prášku, kde střední průměr částic byl asi $15 \mu\text{m}$.
4. etapa, zkoušky trvanlivosti 20 ks klasických ložisek 6204 2RSR, kde do trvalé náplně plastického maziva bylo injekční stříkačkou před montáží vpraven 1 cm^3 maziva OL-46 (je to převodový olej pro převodovky osobních automobilů Škoda), který byl kontaminován $1\text{g}/1 \text{ l}$ oleje minerálního prášku o střední zrnitosti asi $15 \mu\text{m}$.

Modelování kontaminace maziva

Kontaminace bronzem byla zvolena z důvodu, že v automobilových převodovkách se používají součásti z bronzu a dochází k produkci nečistot z tohoto materiálu. Oxid křemičitý je naopak běžným znečištěním, ke kterému dochází při provozu. Množství $1\text{g}/1 \text{ l}$ oleje bylo odvozeno z provedených analýz znečištění automobilových převodovek.

Pro simulaci znečištění maziva byly vybrány dva odlišné druhy materiálů:

- bronzový prášek CuSn10
- prášek SiO_2

Oba kontamináty byly přidávány do oleje OL-46 v množství 1 gram na 1 litr oleje. Z takto namíchané směsi se vzal 1 cm^3 oleje a přidal k trvalé náplni ložiska.

Zkušební zařízení

Zkušební zařízení je tříložiskové, které zkouší najednou tři ložiska (nosník na 2 podporách). Ložiska sloužící jako podpory se nezkouší (vyhazují se) a zkouší se pouze prostřední ložisko, které je hydraulicky zatíženo 3500 N radiálního zatížení. Pro zkoušky bylo vyčleněno 20ks zkušebních stanic, které mají frekvenci otáčení 2980 ot/min. Zkoušená ložiska pracují s parametrem mazání 1,2.

5.2.2 Zkoušky trvanlivosti na zkušebním analogonu AXMAT a RMAT 2

Zkoušky trvanlivosti nástrojových ocelí jsou zaměřeny na zjištění odolnosti těchto materiálů proti kontaktní únavě a ověření možnosti nasazení vybraných nástrojových ocelí pro výrobu valivých ložisek. Některé testy ukazují, že nástrojové oceli jsou v ložiskovém průmyslu velmi perspektivním materiálem. Byla zvolena skupina materiálů odlišného chemického složení s dostatečně vysokou tvrdostí a velkou odolností proti opotřebením. Jsou to oceli určené především na střížné nástroje a formy, kde je požadována vysoká tepelná odolnost, tvrdost a odolnost proti opotřebením.

Zkoušky kontaktní únavy konstrukčních a nástrojových ocelí byly prováděny na zkušebním analogonu AXMAT a zařízení RMAT 2.

Pro zjištění vlivu maziva na prováděné testy probíhaly zkoušky s různými mazivy, na zařízení AXMAT s plastickým mazivem Shell Alvania R3 a s klasickým ložiskovým olejem OL-68. Zkoušky na RMAT 2 probíhaly s mazivem J2.

Informace zjištěné ze zkoušek by měli dát odpověď, která nástrojová ocel je vhodná pro valivá ložiska a která nikoliv.

5.2.3 Porovnání podmínek jednotlivých zkoušek

Tabulka 5.4 ukazuje souhrnně podmínky mazání pro všechny prováděné zkoušky.

Tabulka 5.4 – Parametr mazání pro prováděné zkoušky

Zkouška	Mazivo	Zatížení [N]	Otáčky [min ⁻¹]	Kont. napětí [MPa]	h_{\min} [μm]	Parametr mazání
6204 2RS	Shell Alv. R3	3500	2980	3194	0,2218	1,16
AXMAT	Shell Alv. R3	1369	1450	4000	0,05071	2,42
AXMAT	Shell Alv. R3	1949	1450	4500	0,04942	2,36
AXMAT	Shell Alv. R3	2673	1450	5000	0,04829	2,31
AXMAT	OL-68	1369	1450	4000	0,04541	2,17
AXMAT	OL-68	1949	1450	4500	0,04425	2,11
AXMAT	OL-68	2673	1450	5000	0,04324	2,07
RMAT 2	OL-22	930,8	1680	5000	0,31196	1,91

Je zde vidět použité mazivo, zatížení, frekvence otáčení, kontaktní napětí, minimální tloušťka maziva a parametr mazání. Z tabulky je patrné, že ložisko pracuje za výrazně horších podmínek mazání než ostatní zkoušky.

5.3 VÝSLEDKY ZKOUŠEK

5.3.1 Vyhodnocení výsledků zkoušek ložisek 6204 2RSR

Ložiska byla zkoušena na stanicích v tak zvaném tříložiskovém provedení, kdy krajní (podpurná ložiska) se neberou v úvahu. Radiální zatížení zkoušeného ložiska $F_r = 3500$ N a teplota během zkoušky se pohybovala v intervalu 44-62°C. Frekvence otáčení zkušebních ložisek byla $n = 2980$ ot/min. Připravily se čtyři série ložisek 6204 2RSR, vždy po 20 zkoušených ložiskách.

Podle posledního katalogu valivých ložisek (který je zcela konformní se stávajícími výpočty) je základní (standardní) trvanlivost zkoušených ložisek 6204 2RS:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{F_r} \right)^p = \left(\frac{12774}{3500} \right)^3 = 48,61573 [10^6 \cdot \text{ot}]$$

základní trvanlivost v hodinách je :

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{F_r} \right)^p \cdot \frac{16666,67}{n} = \left(\frac{12774}{3500} \right)^3 \cdot \frac{16666,67}{2980} = 269,384 \text{ hod}$$

Vlivem základního oleje obsaženého v plastickém mazivu je modifikovaná trvanlivost zkoušených valivých ložisek nejvýše :

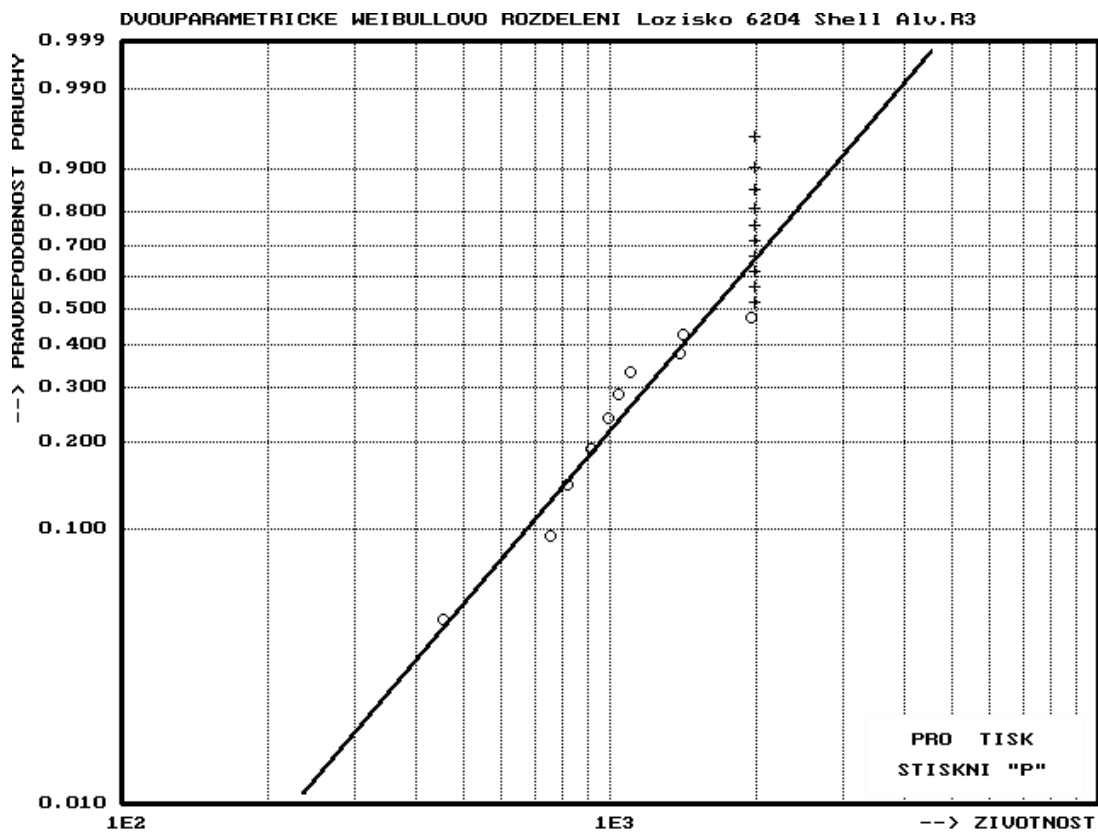
$$L_{10a} = a_1 \cdot a_{23} \cdot L_{10h} = 1 \cdot 1,6 \cdot 269,384 = 447,2 \text{ hod}$$

Na obrázku 5.1 je potom vidět výsledek 1. etapy zkoušky série ložisek mazaných neznečištěným plastickým mazivem Shell Alvania R3.

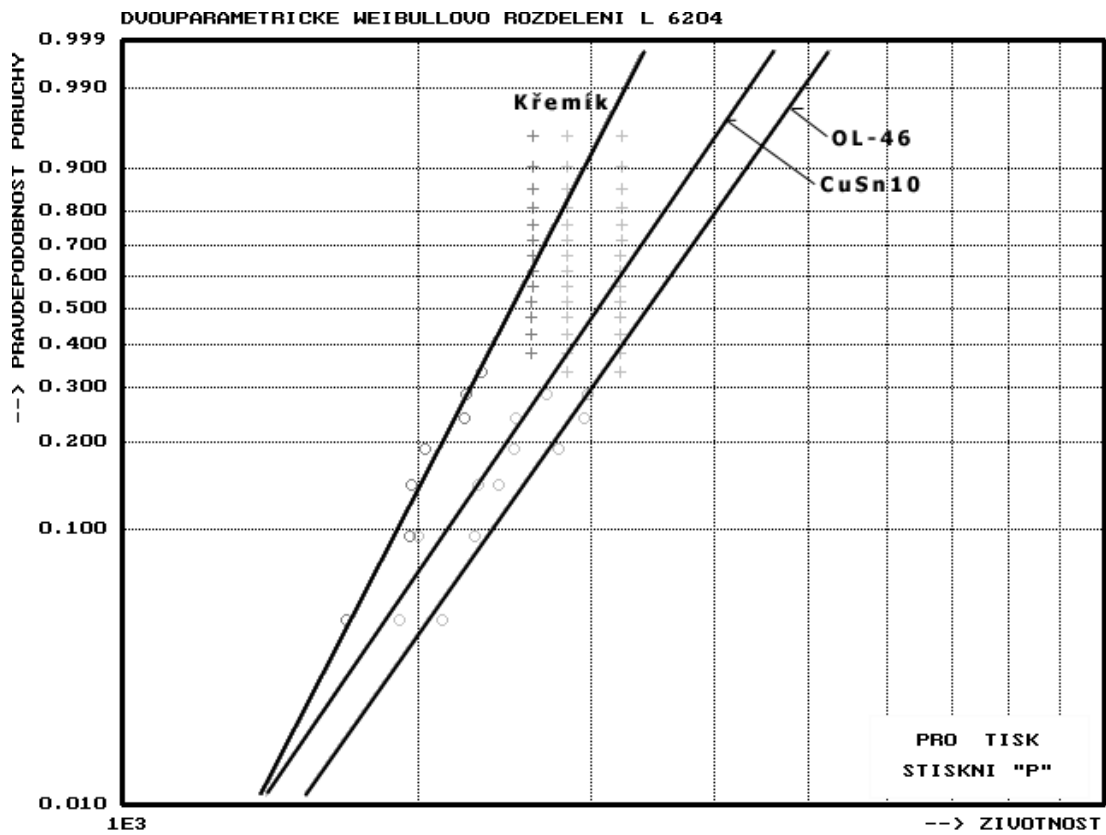
Trvanlivost v grafu je počítána v hodinách. Bohužel dodaná ložiska byla velmi kvalitní a dosahovala velmi vysoké trvanlivosti. Vzhledem ke vzniklému poškození některých dalších částí zkušebního zařízení se musela zkouška u poloviny ložisek ukončit. V grafu jsou to hodnoty seřazené nad sebou v jedné linii.

Přehled vypočtených trvanlivostí z dvouparametrického Weibullova rozdělení je přehledně uveden v tabulce 5.5. Hodnota základní trvanlivosti dosažená při zkoušce je $L_{10} = 674,847$ hod, to znamená, že skutečný výsledek první zkoušky ložiska 6204 2RSR je 1,5x lepší než trvanlivost vypočtená podle modifikované rovnice trvanlivosti.

V tabulce 5.5 jsou pak uvedeny i výsledky 2.,3. a 4. etapy. Obrázek 5.2 pak ukazuje grafické znázornění těchto výsledků pohromadě. Nejlepší výsledky má zkouška, u které bylo do plastického maziva přidáno pouze čisté 1 cm³ oleje OL-46. Dosažená základní trvanlivost $L_{10} = 2378,887$ hodin, což je 3,5 krát lepší výsledek než u zkoušky s čistým plastickým mazivem. Pozitivní vliv přítomnosti minerálního oleje OL-46 vykazují i zkoušky, kdy probíhalo domazávání olejem OL-46 s přimíchanými nečistotami bronz a křemene.



Obr. 5.1 – Výsledky zkoušky ložisek 6204 s čistým mazivem Shell Alv. R3



Obr. 5.2 – Výsledky zkoušek s kontaminací oleje a nečistot

Horší výsledek než zkouška s čistým olejem OL-46 má zkouška s olejem OL-46 s přimíchaným bronzovým práškem (CuSn10). Avšak je lepší než zkouška s olejem OL-46 s příměsí křemíkového prášku. Rozdíl může být způsoben tím, že bronzové nečistoty se mohou po vstupu do kontaktu sami stát mazivem a naopak pomáhat ke zlepšení mazání.

Tabulka 5.5 – Výsledky zkoušek valivých ložisek, Weibulovo 2p rozdělení

Série	Trvanlivost [hod]		
	L ₁₀	L ₅₀	L ₉₀
Shell Alv. R3	674,847	1623,015	2839,237
Shell Alv. R3 + OL-46	2378,887	3422,818	4315,992
Shell Alv. R3 + OL-46+Si	1906,882	2489,008	2949,589
Shell Alv. R3 + OL-46+CuSn10	2141,834	3048,104	3816,712

Bohužel se u žádné z etap nepodařilo dokončit zkoušku u všech ložisek. Dosahované trvanlivosti byly příliš vysoké, očekávané snížení trvanlivosti ložisek po přidání minerálního oleje s nečistotami nebylo příliš velké, naopak trvanlivost ložisek se značně zvýšila díky domazání minerálním olejem a celá zkouška musela být zastavena pro poškození jiných součástí zkušebního uzlu než ložisek.

5.3.2 Vyhodnocení výsledků zkoušek na analogonu AXMAT

Při zkouškách na analogonu AXMAT byl použit kroužek z ložiska 51102, kuličky $\varnothing 3,175$ (21ks) a kroužkem zkoušeného materiálu. Používané mazivo bylo olej OL-68 a plastické mazivo Shell Alvania. R3.

Zkušební kroužek má v ose otvor průměru 10 mm, vnější průměr 28 mm a tloušťku 6 mm. Frekvence otáčení zkušebního zařízení je $n = 1450$ ot/min. Kontaktní napětí teoreticky spočítáno dle Hertze bylo 5000 MPa standardně, dále pak 4500 MPa a 4000 MPa. Zkoušeno bylo od každého materiálu cca 25-35 vzorků, v některých případech i více.

V tabulce 5.6 je pak přehledné shrnutí výsledků zkoušek na analogonu AXMAT prováděných za přítomnosti maziva OL-68. Pro každý materiál je uvedeno kontaktní napětí a kvantil trvanlivosti L_{10} získaný na základě předpokládaného 2. parametrického Weibulova rozdělení.

V tabulce 5.7 je pak shrnutí výsledků zkoušek prováděných za přítomnosti plastického maziva Shell Alvania R3. Zkoušeno bylo několik klasických konstrukčních ocelí a řada nástrojových a rychlořezných ocelí, pro porovnání výsledků. U ložiskové oceli byl dále zkoumán vliv tepelného zpracování.

Z experimentálně zjištěné základní trvanlivosti souboru vzorků modelové zkoušky lze přímo určit materiálový parametr a_2 do modifikované rovnice trvanlivosti.

$$a_2 = 5,76 \cdot 10^{-11} \cdot L_M \cdot F_A^3$$

Takto zjištěný materiálový parametr využijeme při výpočtu trvanlivosti radiálního ložiska 6204 2RSR:

$$L_{10} = a_2 \left(\frac{C}{F_r} \right)^p = a_2 \cdot \left(\frac{12774}{3500} \right)^3 = a_2 \cdot 48,61573 \quad [10^6 \cdot ot]$$

Přepočtené hodnoty z modelové zkoušky AXMAT na trvanlivost radiálního valivého ložiska jsou v tabulkách 5.6 a 5.7.

Tabulka 5.6 – Přepočet výsledků z AXMAT, OL68, na trvan. radiálního ložiska

Materiál	Kon. napětí σ [MPa]	Zatížení F_A [N]	OL68		
			L_{10} [10^6 cyklů]	a_2 [1]	L_{10} ložiska [10^6 cyklů]
19 312.3	4000	1369	1,8167	0,2685	13,0533
19 312.3	4500	1949	1,3353	0,5694	27,6818
19 312.3	5000	2673	0,5102	0,5613	27,2880
19 313	5000	2673	9,4792	10,4278	506,9551
19 436	5000	2673	18,4908	20,3411	988,8974
19 437	5000	2673	14,9346	16,4291	798,7127
19 452	5000	2673	10,6847	11,7539	571,4244
19 733	5000	2673	11,6896	12,8594	625,1691
19 740	5000	2673	12,3843	13,6236	662,3213
19 802	5000	2673	6,9022	7,5929	369,1344
19 810	5000	2673	4,9622	5,4588	265,3835
19 830	5000	2673	15,1382	16,6530	809,5978

Tabulka 5.7 – Přepočet výsledků z AXMAT, Shell Alv. R3, na trv. radiál. ložiska

Materiál	Kon. napětí σ [MPa]	Zatížení F_A [N]	Plastické mazivo Shell Alv. R3		
			L_{10} [10^6 cyklů]	a_2 [1]	L_{10} ložiska [10^6 cyklů]
14 109 (R1)	4500	1949	49,6394	21,1682	1029,1075
14 109 (R2)	4500	1949	196,9889	84,0040	3889,4528
14 109 (R1)	5000	2673	9,3215	10,2543	498,5203
14 209	5000	2673	1,9106	2,0970	101,9472
14 260	5000	2673	5,21418	5,7360	278,8598
Si ₃ N ₄	5000	2673	206,5280	227,1948	11045,232
19 191	5000	2673	9,6163	10,5786	514,2864
19 313	5000	2673	11,0147	12,1169	589,0719
19 436	5000	2673	18,6428	20,5083	997,0260
19 437	5000	2673	23,1948	25,5159	1240,4741
19 452	5000	2673	12,8126	14,0947	685,2241
19 733	5000	2673	5,6473	6,2124	302,0204
19 740	5000	2673	9,5952	10,5554	513,1585
19 802	5000	2673	52,3552	57,5943	2799,9889
19 810	5000	2673	14,6768	16,1455	784,9253
19 830	5000	2673	10,2116	11,2335	546,1248

Z výsledků v tabulce 5.7 lze vyvodit, že velmi perspektivním materiálem pro nasazení v ložiskovém průmyslu se jeví rychlořezná ocel 19 802, která dosahuje při mazání plastickým mazivem několika násobně vyšší trvanlivosti L_{10} než ostatní nástrojové a rychlořezné oceli a také oproti klasickým ložiskovým ocelím dosahuje několika násobně lepších výsledků. Horší výsledky má však v případě mazání minerálním olejem OL-68, kdy dosahuje poloviční až třetinové trvanlivosti oproti nástrojovým ocelím 19 436 a 19 437. Tyto materiály naopak vykazují stabilní trvanlivost s oběma mazivy. V případě oleje OL-68 výsledky mírně horší oproti použití plastického maziva Shell Alvania R3. I tyto nástrojové oceli dosahují lepší trvanlivosti, dvojnásobné, oproti klasické ložiskové oceli 14 109. Poslední nástrojová ocel, která mírně vyniká nad ostatními je 19 830. I její trvanlivost je lepší nežli u ložiskové oceli 14 109.

Co se týče tepelného zpracování oceli 14 109, podstatně lepších výsledků je dosaženo s tepelným zpracováním R2 (kalení do oleje s vymražením při -70°C po dobu 1 hodiny), kdy při kontaktním napětí 4500 MPa má s tímto tepelným zpracováním trvanlivost L_{10} čtyřnásobnou.

Nejlépších výsledků dosáhl keramický materiál Si_3N_4 , jehož trvanlivost ještě čtyřnásobně převyšuje trvanlivost nástrojové oceli 19 802 při mazání plastickým mazivem Shell Alvania R3.

5.3.3 Zkoušky na zařízení RMAT 2

Na zkušebním zařízení RMAT 2 byla odzkoušena skupina nástrojových ocelí a také klasická konstrukční ocel (ložisková), pro porovnání. Výsledky vyhodnocených zkoušek jsou přehledně seřazeny v tabulce 5.8.

Nejlépe ze všech zkoušených materiálů opět vychází rychlořezná ocel 19 802, která má základní trvanlivost $L_{10}=104\text{e}6$ cyklů, což je několiknásobně vyšší trvanlivost než ostatní nástrojové oceli a dokonce více než 13 převyšuje trvanlivost ložiskové oceli 14 109. Druhou nejlepší nástrojovou ocelí je 19 436 s trvanlivostí $L_{10}=29,5\text{e}6$ cyklů, která ostatní materiály převyšuje více než dvojnásobně.

Tabulka 5.8 – Výsledky zkoušek RMAT 2, mazivo J2

Materiál	Kont. napětí [MPa]	L_{10}	L_{50}	L_{90}	Součinitel korelace	Počet vzorků
		[10^6 cyklů]				
14 109	5000	7,4500	41,0900	122,0100	0,9642	32
19 436	5000	29,4861	59,9076	93,1298	0,9837	25
19 436	4500	77,2430	134,4208	191,3422	0,9823	23
19 436	4000	275,1428	534,9079	817,1005	0,9483	45
19 436	3500	1844,5550	5808,9466	12066,8719	0,9174	13
19 437	5000	7,7614	31,2260	75,8233	0,9837	81
19 452	5000	3,3670	18,1502	35,7398	0,9260	37
19 802	5000	104,0900	375,1100	849,1200	0,9748	36
19 830	5000	3,3889	14,1374	35,1300	0,9309	127

6 ZÁVĚR

Celá práce se soustředila na analýzu v současnosti velmi aktuálních faktorů ovlivňujících trvanlivost valivých ložisek, kterými jsou materiály valivých ložisek a domazávání minerálními oleji a přítomnost nečistot v mazivu.

V současnosti jsou již běžná keramická, respektive hybridní ložiska, tj. ložiska s ocelovými kroužky a keramickými kuličkami. K velmi perspektivním materiálům, které pronikají do ložiskového průmyslu, patří také nástrojové a rychlořezné oceli, z nichž některé vykazují velmi dobrou odolnost proti kontaktní únavě a vysokým teplotám. Proto byla provedena velká série testů k zjištění, které z nástrojových a rychlořezných ocelí jsou vhodné pro využití v ložiskovém průmyslu.

Výpočty metodou konečných prvků ukázaly průběhy vnitřních napětí v kontaktech prováděných zkoušek, především pak velikosti smykových napětí důležitých pro vznik kontaktní únavy. Zjištěné hodnoty jsou větší než hodnoty zjištěné numerickým výpočtem dle Hertze. Na druhou stranu je většina zjištěných hodnot mírně vyšší než při numerickém výpočtu dle Hertze. Z výpočtu vyplývá, že co se týče kvality výsledků zkoušek prováděných na těchto zařízeních, jeví se nejlépe analogon AXMAT, kde u vzorku nedochází k ovlivňování vznikajících vnitřních napětí. Z výsledků prováděných experimentů lze vyvodit, že velmi perspektivním materiálem pro nasazení v ložiskovém průmyslu se jeví rychlořezná ocel 19 802, která dosahuje při mazání plastickým mazivem několikanásobně vyšší trvanlivosti L_{10} než ostatní nástrojové oceli a také oproti klasickým ložiskovým ocelím dosahuje několikanásobně lepších výsledků. K perspektivním materiálům lze přiřadit i nástrojovou ocel 19 436 a 19 437, které mají sice horší výsledky než 19 802, ale zjištěné trvanlivosti mají stabilnější hodnoty v případě mazání plastickým mazivem i minerálním olejem. Tyto závěry potvrzují zkoušky jak na AXMATu, tak i na RMAT 2 za přítomnosti různých maziv, konkrétně v případě AXMATu plastického maziva Shell Alvania R3 a OL-68 a v případě RMAT 2 byl použit olej J2. Rozptyl výsledků, jako je například nižší trvanlivost rychlořezné oceli 19 802 při zkoušce na analogonu AXMAT s mazivem OL-68, může být způsoben horší kvalitou polotovarů použitých pro výrobu vzorků. Byly totiž využity zbytky z tyčí, tj. koncové části, kde není zaručena potřebná kvalita struktury a chemického složení. Taktéž nebylo při výrobě polotovaru dbáno na potřebnou chemickou čistotu, jako je tomu u ložiskových ocelí. Všechny tyto faktory mají vliv na výsledky zkoušek a jejich přesnost.

Domazávání ložiska s trvalou náplní plastického maziva minerálním olejem je jev využívaný u některých zařízeních. Dochází zde k tomu, že část oleje pronikne do zakrytovaného ložiska a změní vlastnosti plastického maziva. Proto byl prováděn experiment, kdy první série ložisek pracovala pouze s plastickým mazivem, zatímco v další sérii bylo provedeno domazání 1 cm^3 minerálního oleje OL-46. Tento olej má podobné vlastnosti jako základní olej v plastickém mazivu. Výsledná základní trvanlivost L_{10} ložiska 6204 2RSR mazaného čistým plastickým mazivem Shell Alv. R3 zjištěná realizací experimentu je lepší (1,5x) než trvanlivost vypočtená podle modifikované rovnice trvanlivosti. Přídavek 1 cm^3 čistého minerálního oleje OL-46

měl za následek zvětšení základní trvanlivosti L_{10} ložiska 3,5 krát oproti zkoušce s čistým plastickým mazivem. Způsobeno to může být změnou viskozity maziva, případně zvýšenou únosností mazací vrstvy.

3. a 4. etapa realizovaného experimentu pak zkoumala vliv přítomnosti nečistot v oleji OL-46 přidávaném do zkušebního uzlu. Oproti výsledné trvanlivosti při domazání čistým minerálním olejem OL-46 došlo skutečně ke snížení výsledné trvanlivosti ložisek, ale i tato snížená trvanlivost byla 3 krát vyšší než u ložiska s čistým plastickým mazivem, právě díky pozitivnímu vlivu minerálního oleje.

Přítomnost bronzových nečistot CuSn10 snížila základní trvanlivost L_{10} oproti ložisku s přídavkem čistého oleje o 200 hodin, přítomnost nečistot oxidu křemičitého SiO_2 pak ještě o dalších 250 hodin víc. Lepší výsledek u CuSn10 lze vysvětlit tak, že zdeformované částice částečně napomáhají mazání a nemají tak výrazný vliv jako nečistoty křemene, které jsou tvrdší, vyznačují se nepravidelným tvarem a ostrými hranami. Důvodem nepříliš snížené trvanlivosti ložisek znečištěných kontaminátem může být i fakt, že do ložiska a tím i k vlastním kontaktům nepronikne skrz kryty dostatečné množství částic kontaminátu.

Závěr z prováděných experimentů je takový, že je třeba rozlišovat druh přítomných nečistot, jejich materiál, tvar a velikost a je nezbytně nutné se touto problematikou dále zabývat.

7 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Ai, X.: Effect of Three-Dimensional Random Surface Roughness on Fatigue Life of a Lubricated Contact. In *ASME Journal of Tribology*, April 1998, vol. 120, p.159-164
- [2] BEČKA, J.: Tribologie. 1. vydání. Praha : Vydavatelství ČVUT, 1997, 212 s., ISBN 80-01-01621-8
- [3] BOHÁČEK, F. aj.: Části a mechanismy strojů II : hřídele, tribologie, ložiska. 2. vydání. Brno : VUT, duben 1987, 215 s.
- [4] CHEKINA, O.G.:A New Approach to Calculation of Contact Characteristics. In *ASME Journal of Tribology*, January 1999, vol. 121, p. 20-27
- [5] CHANGSEN, W.: Analysis of Rolling Element Bearings. London, 1990, ISBN 0 85298 745 5, p.411
- [6] DWYER-JOYCE, R. S., HAMER, J. C., SAYLES, R. S., IOANNIDES, E.: Surface damage effects caused by debris in rolling bearing lubricants, with an emphasis on friable materials. In *Rolling element bearings – towards the 21st Century*, ImechE Seminar 1990, ISBN 0 85298 752 8, s.1 - 8
- [7] FRÖHLICH, J.: Technika uložení s valivými ložisky. 2. Vydání, Praha : SNTL, 1980. 448 s.
- [8] HAMROCK, B. – DOWSON, D.: Ball Bearing Lubrication : The Elastohydrodynamics of Elliptical Contacs. 1st edition. New York : Wiley&Sons, 1981
- [9] HEJL, I.: Optimalizace konstrukce šnekových převodovek. Brno, 2001, 40s., Pojednání ke státní doktorské zkoušce
- [10] IOANNIDES, E. aj.: Rovnice SKF pro výpočet trvanlivosti valivých ložisek. In *Evolution*, SKF, 2001, s. 25-28
- [11] JACOBSON, B.: Contamination and bearing life. In *Evolution*. 3/1994.
- [12] KEJDA, P.: Analýza součinitele mazání a provozních podmínek v modifikované rovnici trvanlivost valivých ložisek. Brno, 1999. 46s. Závěrečná zpráva projektu FSI VUT č. FP 390025
- [13] KINDER, J.: Materials for rolling element bearings. In *Rolling element bearings – towards the 21st Century*, ImechE Seminar 1990, ISBN 0 85298 752 8, s.41 - 52
- [14] KOLÁŘ, D.: Analýza trvanlivosti valivých kontaktů. Kandidátská disertační práce, Brno, VUT, květen 1979, 124 s.
- [15] KOLÁŘ, D. aj.: Části a mechanismy strojů: konstrukční cvičení, návody, podklady. 1. vydání. Brno : VUT, listopad 1991, 236 s. ISBN 80-214-0371-3
- [16] KOLÁŘ, D.: Vliv maziva na trvanlivost valivých ložisek. Habilitační práce, Brno, VUT, červen 1980, 105 s.
- [17] KOLÁŘ, V., NĚMEC, I., KANICKÝ, V.: FEM – principy a praxe metody konečných prvků. Computer Press, 1997, 400 s., ISBN 80-7226-021-9
- [18] KROUPA, F., KOULA, V., BUCHAR, M., KOLLER, A.: Využití keramiky ve strojírenství. In *Strojírenství*, 1983, č. 4, s. 226-236.

- [19] LIKEŠ, J.: Navrhování průmyslových experimentů. 1. vydání, Praha, SNTL, DT 65.012.1, 1968, 236 s.
- [20] LUBRECHT, A.A., JACOBSON, B. O., R. S., IOANNIDES, E.: Lundberg Palmgren revisited. In *Rolling element bearing – towards the 21st Century*, ImechE Seminar 1990, ISBN 0 85298 752 8, s.17 - 20
- [21] NÉLIAS, D., DUMONT, M. L., CHAMPIOT, F., VINCENT, A., GIRONDIN, D., FOUGÉRES, R., FLAMAND, L.: Role of Inclusions, Surface Roughness and Operating Conditions on Rolling Contact Fatigue. In *ASME Journal of Tribology*. April 1999, vol. 121, p.240-250.
- [22] NICAS, G. K., SAYLES, R. S., IOANNIDES, E.: Thermoelastic Distortion of EHD Line Contacts During the Passage of Soft Debris Particles. . In *ASME Journal of Tribology*, April 1999, vol. 121, p. 265-271
- [23] NICAS, G. K., SAYLES, R. S., IOANNIDES, E.: Thermal Modeling and Effects From Debris Particles in Sliding/Rolling EHD Line Contacts – A Possible Local Scuffing Mode. In *ASME Journal of Tribology*, April 1999, vol. 121, p. 272-281
- [24] RICHERSON, D. W.: Modern Ceramic Engineering. New York, 1992. Marcel Dekker, INC., ISBN 0-8247-8634-3, 860p.
- [25] STUPKA, K.: Hodnocení ložiskové oceli na odolnost vůči kontaktní únavě., Disertační práce, Brno, VUT, březen 1989.
- [26] ŠAFR, E.: Technika mazání., 2. vydání, Praha, SNTL, L11-B2-III-41/11603-IX, 1970, 381 s.
- [27] TEN NAPEL, W.E., VENNER, C. G.: Developments in elastohydrodynamic lubrication calculations with multilevel techniques. In *Rolling element bearing – towards the 21st Century*, ImechE Seminar 1990, ISBN 0 85298 752 8, s.9 - 16
- [28] TIAN, X., BHUSHAN, B.:A Numerical Three-Dimensional Model for the Contact of Rough Surfaces by Variational Principle. In *ASME Journal of Tribology*, January 1996, vol. 118, p. 33-42
- [29] XU, G., SADEGHI, F., COGDELL, J. D.: Debris Denting Effects on Elastohydrodynamic Lubricated Contacts. In *ASME Journal of Tribology*. July 1997, vol. 119, p. 579-587
- [30] XU, G., SADEGHI, F., HOEPRICH, M. R.: Dent Initiated Spall Formation in EHL Rolling/Sliding Contact. . In *ASME Journal of Tribology*. July 1998, vol. 120, p.453-461
- [31] HARRIS, T. A.: Prediction of Ball Fatigue Life in a Ball/V-Ring Test Rig. In *ASME Journal of Tribology*. July 1997, vol. 119, p.365-374
- [32] HARRIS, T. A., WEI KUEI YU: Lundberg-Palmgren Fatigue Theory: Considerations of Failure Stress and Stressed Volume. In *ASME Journal of Tribology*. January 1999, vol. 121, p.85-89

8 AUTOROVO CV

Osobní údaje

Jméno a příjmení Ing. Petr Kejda
Datum a místo narození 17.7.1973, Třebíč
Bydliště Družstevní 1061, 674 01 Třebíč

Vzdělání

1987 – 1991 Střední průmyslová škola strojní, Otmarova 24, 674 01 Třebíč
specializace: Strojírenská technologie
1991 – 1996 VUT v Brně, Fakulta strojní, obor Aplikovaná mechanika
Specializace: počítačové navrhování strojních soustav.
Téma diplomové práce: Projekt řady šnekových převodovek pro
malé výkony včetně pevnostních a geometrických výpočtů
Termín a výsledek státní zkoušky: 18. Června 1996, velmi dobře.

Profesní kariéra

1996 – 1999 Interní forma Postgraduálního doktorandského studia na Ústavu
konstruování FSI VUT v Brně.
Předběžné téma disertační práce: Výzkum faktorů ovlivňujících
trvanlivost valivých kontaktů.
Školitel: Doc. Ing. Dušan Kolář, CSc.,
1999 – 2001 Civilní služba v Západoomoravském muzeu Třebíč, Zámek č.1,
674 01 Třebíč
2001 – dosud Asistent na VUT FSI, Ústav konstruování

Pedagogická činnost

VUT FSI Brno

- zimní semestr 1996/97, 1997/98, 1998/99 – CAD, 2.ročník, cvičení
- letní semestr 1996/97 – Základy konstruování, 1.ročník, cvičení
- letní semestr 1997/98 – Konstruování a CAD, 2.ročník, cvičení
- letní semestr 1998/99, 1999/2000 – Programování CAD nadstaveb,
přednášky, cvičení
- zimní semestr 1999/2000 – Pro/ENGINEER, přednášky, cvičení
- zimní semestr 2001,2002,2003 – Databázové systémy, přednášky, cvičení
- zimní semestr 2001,2002,2003 – Tvorba aplikačních nadstaveb, přednášky,
cvičení
- letní semestr 2001,2002,2003 – Vývoj internetových a intranetových aplikací,
přednášky, cvičení
- letní semestr 2001,2002 – Technická příprava výroby, přednášky, cvičení
- letní semestr 2002,2003 - Pro/ENGINEER, cvičení
- letní semestr 2003 – Strategický informační management, přednášky, cvičení

Vojenská akademie Brno

- zimní semestr 1998/99 – Základy konstruování, 1. ročník , cvičení

9 SUMMARY

This thesis is a contribution in bearing life area and factors, which influence on the bearing life. First of all this thesis analyses the influence of additional lubrication with mineral oil in rolling bearings filled with a plastic lubricant, the influence of different types of debris presence in lubricant on the rolling bearing life and testing perspective materials of rolling bearings, such as ceramic materials and tool steels. There were carried out contact analyses by finite element method. The results show contact rates, internal stresses, deformations and shear stresses which are important for contact fatigue. In addition to the above mentioned, there are many experiments according tests of rolling bearings type of 6204 2RS and perspective bearing materials, which were done in the Institute of Design. The results of this thesis i.e. calculations and experiments were thoroughly evaluated and they were generalized to practical using.