

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav konstruování a částí strojů

(Konstrukční a procesní inženýrství)

DISERTAČNÍ PRÁCE

**Využití povrchových akustických vln pro
monitorování mazací vrstvy mezi valivými
elementy a dráhou ložiska**

Autor: Ing. Jakub Chmelař

Školitel: Prof. Ing. Vojtěch Dynybyl, Ph.D.

Školitel specialista: Ing. Karel Petr, Ph.D.

2019

Anotace

Tato disertační práce se zabývá tématem snímání mazací vrstvy v ložiskách s valivými elementy. Problémy s mazáním jsou dle statistik nejčastější příčinou selhání valivých ložisek a zdrojem nákladných servisních zásahů. Konvenční metody monitorování ložisek, založené např. na vibrodiagnostice, nejsou dostatečně citlivé, aby jimi bylo možné efektivně detekovat začínající problémy spojené s lokální absencí mazací vrstvy, nebo její nedostatečnou tloušťkou, a poškozením tak předcházet. V této práci je použita existující metoda pro snímání stavu mazání valivých ložisek k doposud nepublikované aplikaci přímého monitorování mazací vrstvy. Metoda je založena na využití vlastností povrchových akustických vln, které jsou prostřednictvím páru piezo-elektrických elementů aktivně buzeny na povrchu vnějšího kroužku ložiska a opět snímány. V této práci je popsána metoda vyhodnocení takového signálu, která umožňuje provést hodnocení stavu mazací vrstvy. Neboť nebyla identifikována žádná jiná metoda, která by umožňovala nezávislé ověření výsledků vyhodnocení, byl pro návrh experimentu a následné ověření popsání metody použit matematický model ložiska a Reynoldsovou rovnicí popsáný model mazací vrstvy. Výsledky provedených experimentálních měření se ukázala být ve velmi dobré shodě s predikcemi z modelů. Společně s poskytnutou interpretací chování signálu za konkrétních podmínek, při které byly využity výsledky aktuálních výzkumů, tak byla pozorování vývoje mazací vrstvy v ložisku prostřednictvím popsání metody vyhodnocení ověřena.

Abstract

This dissertation thesis addresses a topic of lubrication film monitoring in rolling element bearings. According to statistical data, lubrication problems are behind most of bearing failures. Sensitivity of conventional bearing monitoring methods, such as vibration-based monitoring, is in most cases insufficient to detect problems with local absence of lubrication film or its low thickness and to prevent the failures. In this thesis, an existing method for bearing lubrication monitoring is used, but in yet unpublished application of direct monitoring of lubrication film. The method stands on active excitation of surface acoustic waves at outer ring of bearing and their subsequent sensing. In this thesis a signal evaluation method, which allows an assessment of the lubrication film is presented and described. Due to absence of another method which would allow independent verification of obtained results, a coupled bearing mathematical model and a lubrication film model described by Reynolds equation, was used to design the experiment and verify results. Evaluated results of experimental measurements showed a good agreement with predictions obtained by models. Together with provided interpretation of results, which was based on published results of other researchers, the observation of lubrication film in the bearing was verified.

Klíčová slova

Ložisko; Mazání; Elastohydrodynamické mazání; EHL; Povrchové akustické vlny, Lambda, Rayleigh vlny

Key words

Bearing; Lubrication; Elastohydrodynamic lubrication; EHL; Surface Acoustic Waves, Lambda, Rayleigh waves

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem disertační práci na téma **Využití povrchových akustických vln pro monitorování mazací vrstvy mezi valivými elementy a dráhou ložiska** vypracoval samostatně, výhradně s použitím literatury, která je uvedena v seznamu na konci práce.

V Praze dne

.....
Ing. Jakub Chmelař

Poděkování

Mé poděkování patří školiteli prof. Ing. Vojtěchu Dynybylovi, za jeho metodickou podporu a poskytnutý nadhled nad řešenou problematikou.

Dále děkuji kolegům z pracoviště, zejména pak, Ing. Pavlu Mossóczymu za pomoc při stavbě experimentálního zařízení a Ing. Karlu Petrovi, PhD za věcné připomínky během řešení práce.

Velké díky na závěr patří mé manželce Kateřině a všem členům rodiny, kteří mě po celou dobu studia a intenzivní práce podporovali.

". . . we need results. Publishable, applicable results."¹
(*A Beautiful Mind, Universal Pictures Movie, 2001*)

¹". . . potřebujeme výsledky. Publikovatelné, aplikovatelné výsledky."

Obsah

1	Úvod do problematiky	1
2	Motivace a vymezení tématu	3
3	Přehled současného stavu řešení problematiky	4
3.1	Kontakt valivých elementů s dráhou	4
3.1.1	Ložiska	4
3.1.2	Zatížení jednotlivých kontaktů ložiska	6
3.1.3	Kontaktní napětí mezi valivými elementy a dráhou	7
3.1.4	Napjatost v bezprostředním okolí kontaktu	9
3.1.5	Vliv tření na napjatost v okolí kontaktu	12
3.1.6	Vliv drsnosti povrchu	13
3.1.7	Mazaný elastohydrodynamický kontakt	14
3.2	Porušování materiálu způsobené valivým kontaktem	17
3.2.1	Pod-povrchově iniciovaná trhlina	17
3.2.2	Povrchově iniciovaná trhlina	19
3.2.3	Poškození ložisek	20
3.3	Metody monitorování mazací vrstvy	21
3.3.1	Optická interferometrie	21
3.3.2	Měření elektrického odporu kontaktu	22
3.3.3	Vibrodiagnostika	23
3.3.4	Povrchové akustické vlny	23
3.4	Shrnutí řešerše	24

4	Cíle disertační práce	26
5	Model ložiska a EHL mazací vrstvy kontaktu	28
5.1	Kinematický model válečkového ložiska	28
5.2	Model zatížení elementů válečkového ložiska	31
5.2.1	Definice modelu	31
5.2.2	Vliv vnitřní radiální vůle ložiska	35
5.2.3	Stanovení kontaktního napětí	36
5.2.4	Algoritmus řešení modelu ložiska	38
5.2.5	Validace modelu	39
5.3	Model tlakového pole a tloušťky EHL mazací vrstvy valivého kontaktu	42
5.3.1	Definice úlohy	42
5.3.1.1	Reynoldsova rovnice pro čárový kontakt	44
5.3.1.2	Tloušťka mazací vrstvy	44
5.3.1.3	Závislost viskozity kapaliny na tlaku	46
5.3.1.4	Závislost hustoty kapaliny na tlaku	47
5.3.1.5	Závislost viskozity kapaliny na teplotě	47
5.3.1.6	Stav kavitace	48
5.3.1.7	Rovnováha sil	49
5.3.2	Algoritmus řešení úlohy	49
5.3.2.1	Úprava rovnic	50
5.3.2.2	Diskretizace rovnic pro řešení metodou sítí	51
5.3.3	Metoda výpočtu	52
5.3.4	Vícesítové metody při řešení Reynoldsovy rovnice	53
5.3.4.1	Definice sítě	54
5.3.4.2	Restrikce - aproximace řešení na hrubou síť	55
5.3.4.3	Interpolace - aproximace řešení na jemnou síť	55
5.3.4.4	Diskretizace rovnic pro řešení na více sítích	55
5.3.4.5	Opravný cyklus	57
5.3.4.6	F-cyklus a jeho aplikace	59
5.3.5	Validace modelu	60

5.4	Propojení modelů	63
5.5	Shrnutí kapitoly	64
5.5.1	Publikace autora	64
6	Návrh experimentu s využitím matematických modelů	65
6.1	Měření a parametrizace vnitřní geometrie ložiska	65
6.2	Studie vlivu parametrů provozních podmínek na ložisko a mazací film	68
6.2.1	Vliv provozních parametrů na distribuci zatížení uvnitř ložiska	69
6.2.2	Vliv rheologických parametrů maziva na mazací režim ložiska	71
6.2.3	Vliv teploty maziva na mazací režim ložiska	73
6.2.4	Mapování provozních mazacích režimů ložiska	74
6.3	Testovací zařízení	76
6.3.1	Definice požadavků a popis zařízení	76
6.3.2	Uložení testovaného ložiska	78
6.3.3	Mazání ložiska a řízení teploty oleje	80
6.3.4	Snímání teploty kroužků ložiska	81
6.4	Shrnutí kapitoly	82
6.4.1	Publikace autora	83
6.4.2	Patent	83
7	Experimentální snímání mazací vrstvy prostřednictvím povrchových akustických vln	84
7.1	Klasifikace vlnění v kapalinách a tělesech	84
7.1.1	Prostorové vlny v elastickém tělese	84
7.1.2	Povrchové vlny na rozhraní s volným prostorem	85
7.1.3	Povrchové vlny na rozhraní těles a kapaliny	86
7.1.4	Vybrané závěry publikovaných studií	89
7.2	Metoda snímání	90
7.2.1	Zařízení pro buzení a snímání povrchových akustických vln	91
7.2.2	Umístění snímačů	91
7.2.3	Parametry buzených akustických vln	92

7.2.4	Citlivost metody	94
7.2.5	Vyhodnocení signálu	95
7.2.5.1	Nástroje vyhodnocení signálu	96
7.2.5.2	Entropie	98
7.2.5.3	Výběr dat pro vyhodnocení	98
7.3	Experimentální měření a interpretace výsledků	99
7.3.1	Vliv radiálního zatížení na změnu doby šíření akustických vln při zastaveném ložisku	99
7.3.1.1	Popis experimentu	99
7.3.1.2	Výsledky	100
7.3.1.3	Interpretace	100
7.3.2	Mapování odezvy doby šíření povrchových akustických vln na změnu provozních podmínek ložiska	101
7.3.2.1	Popis metody Design of Experiment	102
7.3.2.2	Metoda zpracování dat	103
7.3.2.3	Vyhodnocení a interpretace	103
7.3.3	Vliv rychlosti na dobu šíření akustické vlny za podmínek konstantní teploty	106
7.3.3.1	Popis experimentu	107
7.3.3.2	Výsledky	108
7.3.3.3	Interpretace výsledků	114
7.3.4	Vliv rychlosti a teploty maziva na dobu šíření akustické vlny	115
7.3.4.1	Popis experimentu	115
7.3.4.2	Výsledky a interpretace	116
7.4	Závěr kapitoly	118
7.4.1	Publikace autora	120
8	Závěr	121
8.1	Splnění cílů	123
8.2	Přínos práce pro vědu a výzkum	124
8.3	Přínos práce pro průmysl	125

Použitá literatura	126
Publikace autora	140
Publikace prezentující výsledky práce	140
Ostatní publikace	141

Seznam obrázků

2.1	Statistika příčin poškození ložisek. (Upraveno z [78])	3
3.1	Komponenty ložiska ukázané na příkladu radiálního kuličkového ložiska. (1) Vnitřní kroužek; (2) Vnější kroužek; (3) Valivý element; (4) Klec. (Upraveno z [36])	5
3.2	Distribuce vnějšího zatížení ložiska jako funkce vnitřní vůle, vyjádřená prostřednictvím faktoru distribuce zatížení ϵ (Upraveno z [37])	6
3.3	Základní definice obecných těles Hertzova kontaktu. Poloměry křivosti těles A a B v jednotlivých osách označeny R_x a R_y s indexy a a b. (Převzato z [92])	8
3.4	Základní typy Hertzova kontaktu a) obecný eliptický kontakt, b) přímkový kontakt. (Převzato z [115])	8
3.5	a) - Průběh ortogonálních σ_x , σ_z a smykového napětí τ_{xz} ve střední části kontaktu. b) - Izočáry smykového napětí τ_{xz} dle 3.12. (Převzato z [48])	10
3.6	Časový průběh hlavních napětí pod povrchem kontaktu. (Převzato z [80])	10
3.7	Směry hlavních napětí v kontaktu. (Převzato z [33])	10
3.8	Izočáry smykového napětí dle 3.12 při uvažovaném koeficientu tření $\mu = 0.2$. Převzato z [49]	12
3.9	Průběh ekvivalentního napětí dle 3.13 ve střední části kontaktu pro rozsah koeficientů tření $\mu = 0 - 0.4$. Převzato z [38]	12
3.10	Kontury smykového napětí při zatížení bodového kontaktu s uvažovaným profilem drsnosti povrchu. Převzato z [110]	13
3.11	Vliv profilu drsnosti povrchu na distribuci kontaktního napětí. Převzato z [33]	13

3.12	Ilustrace distribuce kontaktního napětí a deformace v EHL kontaktu. (Převzato z [92])	15
3.13	Ilustrace Stribeckovi křivky se znázorněním mazacích režimů. (Upraveno z [117])	15
3.14	Model růstu trhliny vlivem cyklického zatížení kontaktu. Levý sloupec ukazuje šíření mikro-trhlin. Pravý sloupec akumulované plastické přetvoření. (Upraveno z [106])	18
3.15	Typický tvar izolovaného poškození dráhy ložiska vlivem podpovrchově iniciované trhliny. Směr valení z leva do prava. (Převzato z [68])	18
3.16	Fáze poškození povrchu a iniciace trhliny. (Převzato z [23])	19
3.17	Model zatížení povrchu. Napětí způsobené zatlačenou tvrdou částicí je superponováno na napětí odpovídající Hertzovu kontaktu. (Převzato z [30])	20
3.18	Poškození dráhy válečkového ložiska od zatlačených tvrdých částic. Vylomení povrchu ještě nebylo dosaženo. (Převzato z [30])	20
3.19	Konfigurace zařízení pro měření tloušťky EHL filmu pomocí optické interferometrie. (Převzato z [92])	22
3.20	Zapojení okruhu pro měření elektrického odporu ložiska. Ložisko reprezentováno paralelním zapojením odporu R_{TB} a kapacity C_{TB} , které se mění podle stavu kontaktů. § (Převzato z [47])	22
3.21	Základní módy svázané oscilace povrchů při šíření Lambda vlny. S0 - symetrický mód, A0 - antisymetrický mód.	24
3.22	Konfigurace elementů pro emitaci a snímání akustických vln. (Převzato z [59]) .	24
5.1	Geometrie ložiska	29
5.2	Geometrie ložiska	31
5.3	Model ložiska	32
5.4	Vizualizace podélné logaritmické modifikace válečku dle 5.17	34
5.5	Stanovení průběhu kontaktního tlaku po délce valivého elementu.	37
5.6	Definice úlohy pro validaci modelu. Náhled generovaný ze software KISSsoft . .	39
5.7	Zatížení jednotlivých valivých elementů ložiska při různých hladinách vnějšího zatížení. Vnější zatížení je aplikováno ve směru elementu #7	41

5.8	Vliv logaritmické modifikace na průběh kontaktního tlaku po délce valivého elementu #7 při zatížení odpovídající $F_r/C = 0.2$.	41
5.9	Model elastohydrodynamického (EHL) mazaného liniového kontaktu	42
5.10	Deformace povrchu způsobená koncentrovanou silou p . (Upraveno z [50])	45
5.11	Obecné zatížení definované jako sada koncentrovaných sil. (Upraveno z [50])	45
5.12	Závislost dynamické viskozity oleje na tlaku dle Baruse 5.31 a Rhoelanda 5.32	47
5.13	Závislost hustoty oleje na tlaku dle rovnice 5.34	47
5.14	Ilustrace jednotlivých sítí a jejich označení pro řešení metodou multigríd	54
5.15	Mezísíťové lineární operace na 1D síti. [Upraveno z [102]]	56
5.16	V-cyklus (Upraveno z [102])	58
5.17	F-cyklus. (Upraveno z [102])	59
5.18	Výstup numerického modelu. Tlakové pole P a tloušťka mazací vrstvy H EHL filmu zobrazené prostřednictvím bezrozměrných veličin. Detaily ukazují místo minimální tloušťky mazacího filmu H_0 a charakteristickou tlakovou špičku na výstupu z kontaktu. Průběh tlaku dle Hertzovi teorie znázorněn jako Ph .	60
5.19	Ukázka aproximace tlaku P a tloušťky H na jednotlivých úrovních k výpočetních sítí. Nejvyšší úroveň $k = 9$ má 257 uzlových bodů	61
5.20	Výsledky validace modelu EHL kontaktu	62
5.21	Postup řešení modelů s vizualizací sdílených parametrů	63
6.1	Obrázky radiálního válečkového ložiska N306	66
6.2	Ukázky z měření vnitřní geometrie ložiska	67
6.3	Vizualizace změřené podélné válcové modifikace válečku dle 6.1	68
6.4	Profil drsnosti povrchu válečku ložiska nasnímaný ve směru jeho osy. Parametry ukázaného profilu: $Ra = 0.025 \mu m$, $Rq = 0.031 \mu m$, $Rz = 0.231 \mu m$.	68
6.5	Vliv tolerance nominální vnitřní vůle na zatížení valivých elementů.	70
6.6	Vliv přesahu uložení ložiska na hřídeli na zatížení valivých elementů.	70
6.7	Vliv rozdílu teplot kroužků ložiska při zavedeném předpokladu $T_{ID} \geq T_{OR}$.	70
6.8	Vývoj zatížení vybraných elementů v závislosti na rozdílu teplot kroužků.	70
6.9	Vliv velikosti vnějšího radiálního zatížení na zatížení jednotlivých elementů	71
6.10	Vývoj zatížení vybraných elementů v závislosti na vnějším radiálním zatížení.	71

6.11	Vliv rychlosti a zatížení ložiska na parametr λ pro mazivo VG 46	72
6.12	Vlivu zatížení ložiska na parametr λ pro mazivo VG 46 ukázaný při 2 hladinách rychlosti	72
6.13	Vliv parametru závislosti viskozity na tlaku α na mazací režimy pro mazivo VG 100 dle Tab. 6.3. Dolní křivka platí pro zatížení ložiska 0.2 C , horní pak 0.02 C	73
6.14	Detail vlivu drsnosti ložiska na parametr režimu mazání pro mazivo VG 100 dle Tab. 6.3. Dolní křivka platí pro zatížení ložiska 0.2 C , horní pak 0.02 C	73
6.15	Vliv teploty maziva na vývoj viskozity minerálního oleje, při uvažovaném viskózním indexu VI=100	74
6.16	Vliv teploty maziva VG 46 na mazací režimy ložiska při zatížení 0.08 C	74
6.17	Vliv teploty maziva VG 100 na mazací režimy ložiska při zatížení 0.08 C	74
6.18	Režimy mazání v závislosti na provozních parametrech ložiska a mazivu. Dolní křivka platí pro zatížení 0.2 C , horní pak 0.02 C	76
6.19	Vliv drsnosti na režimy mazání ložiska pro různé viskozity maziva. Dolní křivka platí pro zatížení ložiska 0.2 C , horní pak 0.02 C	76
6.20	Fotografie realizovaného testovacího zařízení. Popis jednotlivých komponent je umístěn v textu.	77
6.21	Detailní pohled na systém radiálního zatížení testovaného ložiska.	78
6.22	Iustrace uložení vnějšího kroužku testovaného ložiska. Popis umístěn v textu.	79
6.23	Detailní pohled na domek s testovaným ložiskem. Popis umístěn v textu.	80
6.24	Ukázka rovnoměrně zaběhnutých valivých elementů ložiska. Vyšší míra opotřebení je dána provedenými testy bez maziva.	81
6.25	Známky rovnoměrného zaběhnutí ložiska na vnějším kroužku.	81
6.26	Schéma zapojení snímače teploty na vnitřním kroužku ložiska	82
6.27	Stírací kroužky pro přenos signálu teploty z rotující hřídele	82
7.1	Fundamentální módy oscilací Lambda vln v tenkých deskách. Orientace hlavní poloosy elipsy ilustruje směr kmitání částic.	87
7.2	Disperzní křivky rychlosti šíření módů Lambda vln v závislosti na $f \cdot h$ pro ocel. Čárkovanou čarou vyznačeny rychlosti šíření Rayleigho povrchové vlny vlnění c_s , příčné vlny c_t , a podélného vlnění c_l . (Převzato z [70])	87

7.3	Vizualizace vlnění na rozhraní tělesa (dole) a kapaliny (nahore). (Převzato z [119])	88
7.4	Zařízení BeMoS One použité pro excitaci a snímání povrchových akustických vln.	91
7.5	Ilustrace instalace PZT elementů v testovacím zařízení	92
7.6	Schématicky zobrazená vlna zaznamenaná senzorem (rekonstrukce). Křížem je vyznačen bod, jehož charakteristiky se zaznamenávají během měření. Šum způsobený neutlumenými vlnami předchozího impulsu označen A. Odražené vlny se pak v signálu typicky objevují v pozadí hlavní vlny - bod B.	93
7.7	Detail signálu amplitudy doby zpoždění včetně patrných hladin kvantizace - horizontální dělení.	94
7.8	Histogram signálu amplitudy z Obr. 7.7	94
7.9	Detail signálu doby zpoždění šíření akustické vlny, včetně patrných hladin kvantizace - horizontální dělení.	95
7.10	Histogram signálu doby zpoždění z Obr.7.9	95
7.11	Typický záznam signálu amplitudy a doby šíření akustické vlny ložiska. Záznam pořízen při rychlosti otáčení 500 <i>ot/min</i> a olejovém mazání s olejem VG 46.	96
7.12	FFT spektrum modulace signálu doby šíření akustické vlny.	97
7.13	Orientace valivých elementů testovaného ložiska během statického testu vlivu síly na dobu šíření SAW. Výseč naznačuje snímaný úsek šíření SAW mezi emitorem (1), a senzorem (2). Radiální síla aplikována ve směru šipek tahem.	100
7.14	Závislost změny doby šíření akustické vlny τ na radiálním zatížení ložiska Fr .	101
7.15	Zarovnaná data průběhu doby šíření akustické vlny zobrazená na normalizovaném úseku během kterého byl zachycen přechod všech 12 valivých elementů. Označení jednotlivých měření odpovídá označení testů dle 7.3.	104
7.16	Box-plot porovnávající jednotlivé testy.	105
7.17	Výsledné efekty a interakce faktorů na střední hodnotu doby šíření.	106
7.18	Typický průběh teploty vnitřního kroužku v závislosti na rychlosti během krátkých rozjezdových ramp.	107
7.19	Záznam signálu doby šíření SAW pro ložisko mazané olejem VG 46	108
7.20	Histogram signálu doby šíření SAW pro ložisko mazané olejem VG 46	109
7.21	Charakteristiky signálu měřeného při rozběhu s olejem VG 46	109

7.22	Charakteristiky signálu měřeného při rozběhu s olejem VG 22	110
7.23	Charakteristiky signálu měřeného při rozběhu s olejem VG 100	111
7.24	Histogram signálu doby šíření SAW pro nemazané ložisko, bez oleje.	112
7.25	Charakteristiky signálu měřeného při rozběhu s vyčištěným, nemazaným ložiskem.	113
7.26	Histogram signálu doby šíření SAW pro vyčištěné, nemazané ložisko	113
7.27	Vývoj teploty na vnitřním kroužku ložiska během experimentu při jednotlivých testech	116
7.28	Upravené hodnoty koeficientu λ zohledňující teplotou ovlivněnou viskozitu ma- ziva v kontaktu	116
7.29	Průběh charakteristik doby šíření akustické vlny	117

Seznam tabulek

3.1	Poloha a velikost maxima složek hlavních napětí čárového kontaktu dvou ocelových těles.	11
3.2	Poloha a velikost maxima smykového napětí čárového kontaktu v závislosti na velikosti tečného namáhání (Převztaho z [55])	12
5.1	Kinematické parametry jednotlivých částí válečkového ložiska	30
5.2	Parametry ložiska pro validaci modelu	39
5.3	Výsledky validace modelu. Posunutí a naklopení ložiska při zatížení.	40
5.4	Výsledky validace zatížení válečků pro vnější zatížení odpovídající $[F_r/C] = 0.2$.	40
5.5	Výsledky validace kontaktního napětí pro váleček #7 a vnější zatížení $[F_r/C] = 0.2$	40
5.6	Parametry geometrie těles použité při validaci modelu EHL kontaktu	61
5.7	Parametry zatížení použité při validaci modelu EHL kontaktu	62
5.8	Parametry maziva použité při validaci	62
5.9	Parametry řešiče numerického modelu	63
6.1	Parametry ložiska použitého pro validaci modelu	66
6.2	Nominální parametry ložiska	69
6.3	Parametry maziv	72
6.4	Predikované hranice přechodů mezi mazacími režimy pro zatížení 0.1 C	75
7.1	Výsledku citlivosti metody	95
7.2	Faktory experimentu	102
7.3	Matice řazení experimentu	103
7.4	Efekty jednotlivých faktorů a vliv jejich interakce na střední hodnotu doby šíření akustické vlny	105

Seznam symbolů a zkratk

Seznam symbolů

α	Koeficient závislosti viskozity maziva na tlaku	MPa^{-1}
α_T	Koeficient teplotní roztažnosti	mm/K
α_{cont}	Kontaktní úhel ložiska	rad
$\bar{\eta}$	Bezrozměrná dynamická viskozita kapaliny	—
$\bar{\rho}$	Bezrozměrná hustota kapaliny	—
$\bar{\tau}$	Střední doba šíření akustické vlny	s
\bar{G}	Parametr materiálu	—
\bar{U}	Parametr rychlosti	—
\bar{W}	Parametr zatížení	—
β^*	Vzdálenost autokorelace profilu drsnosti	mm
ΔX	Velikost intervalu výpočetní sítě	—
$\delta(x)$	Elastická deformace kontaktu v místě x . Kapitola 5.3.1.2	mm
Δ_T	Rozdíl teplot kroužků ložiska	K
δ_{dir}	Radiální expanze kroužku vlivem nalisování	mm
$\delta_{i,j}$	Radiální deformace lamina j valivého elementu i	mm
δ_r	Radiální posunutí vnitřního kroužku ložiska	mm
ϵ	Faktor distribuce zatížení ložiska. Kapitola 3.1.2	—
ϵ	Pomocná konstanta výpočtu, kapitola 5.3.2.2	—
ϵ_{ij}	Poměrné deformace v rovině označené index i, j	—
ϵ_{Mz}	Maximální hodnota residua momentové rovnice rovnováhy	Nmm
ϵ_r	Maximální hodnota residua silové rovnice rovnováhy	N
η	Dynamická viskozita	$MPa \cdot s$

η_0	Dynamická viskozita maziva při atmosferickém tlaku	$MPa \cdot s$
η_R	Referenční dynamická viskozita	$6.35 \times 10^{-11} MPa \cdot s$
λ	Bezrozměrná konstanta kontaktu. Kapitola 5.3	—
λ	Taliánův koeficient mazacího režimu	—
μ	Koeficient tření	—
ν	Poissonova konstanta	—
ω_1	Penalizační konstanta řešení Reynoldsovi rovnice	—
ω_2	Penalizační konstanta rovnice tloušťky mazacího filmu	—
ω_{BSF}	Rychlost otáčení valivého elementu	rad/s
ω_{FTF}	Rychlost otáčení klece	rad/s
ω_{IR}	Rychlost otáčení vnitřního kroužku ložiska	rad/s
ω_{OR}	Rychlost otáčení vnějšího kroužku ložiska	rad/s
ω_{WE}	Rychlost otáčení valivého elementu	rad/s
∂	Operátor parciální derivace	—
Φ_i	Souřadnice polohy valivého elementu i	rad
π	Ludolfovo číslo	3.141592
ψ^*	Index míry plastických deformací povrchu. Kapitola 3.1.6	—
ψ_i	Naklonení vnitřního kroužku vůči valivému elementu i	rad
ρ	Hustota maziva	t/mm^3
ρ_0	Hustota maziva při atmosferickém tlaku	t/mm^3
σ	RMS hodnota amplitudy drsnosti povrchů. Kapitola 3.1.6	mm
σ^2	Rozptytl doby šíření akustické vlny	s^2
σ_i	Normálové napětí pro $i=1,2$. Kapitola 3.1.4	MPa
σ_i	Ortogonální napětí pro $i=x,y$. Kapitola 3.1.4	MPa
σ_N^2	Normalizovaný rozptytl doby šíření akustické vlny	s
σ_{vm}	Ekvivalentní napětí dle von Mises	MPa
τ_i	Smykové napětí v rovině $i=xz$. Kapitola 3.1.4	MPa
τ_{max}	Ekvivalentní smykové napětí dle teorie Tresca	MPa
A	Parametr profilu válečku. Kapitola 6.1	mm
b	Šířka kontaktní plochy, ve směru valení	mm

C	Dynamická únosnost ložiska	N
C	Integrační konstanta. Kapitola 5.3.1.2	mm
c_b	Parametr závislosti tuhosti valivého elementu na délce	N/mm
c_L	Rychlost šíření podélné vlny	mm/s
c_R	Rychlost šíření Rayleigho vlny	mm/s
c_T	Rychlost šíření příčné vlny	mm/s
CF	Crest factor	–
D_{IR}	Průměr otvoru vnitřního kroužku ložiska	mm
d_{IR}	Průměr valivé dráhy vnitřního kroužku ložiska	mm
D_{OR}	Průměr valivé dráhy vnějšího kroužku ložiska	mm
d_{OR}	Vnější průměr vnějšího kroužku ložiska	mm
D_{PW}	Roztečný průměr ložiska	mm
D_{WE}	Průměr valivého elementu ložiska	mm
E	Youngův modul pružnosti	MPa
E^*	Redukovaný modul pružnosti	MPa
F	Pomocná konstanta výpočtu. Kapitola 5.2.2	–
f	Frekvence kmitání vlny	Hz
f_i	Hodnota prvku i vektoru pravé strany diferenciální rovnice.	–
F_r	Radiální zatížení	N
f_r	Hodnota residua rovnice rovnováhy	N
f_{BPFI}	Frekvence minutí valivých elementů na vnitřním kroužku	Hz
f_{BPFO}	Frekvence minutí valivých elementů na vnějším kroužku	Hz
f_{FTF}	Frekvence otáčení klece	Hz
f_{Mx}	Hodnota residua rovnice rovnováhy	Nmm
g	Residuum rovnice rovnováhy	–
H	Bezrozměrná tloušťka mazacího filmu	–
H	Hodnota entropie	–
h	Tloušťka mazací vrstvy	mm
$h(x)$	Tloušťka mazacího filmu v místě x	mm
h_0	Minimální tloušťka mazacího filmu v kontaktu	mm

h_c	Tloušťka mazací vrstvy ve střední části kontaktu	<i>mm</i>
H_m	Tvrдость materiálu	<i>MPa</i>
H_{00}	Bezrozměrná tloušťka mazacího filmu ve střední části kontaktu	—
I	Celkový přesah uložení. Kapitola 5.2.2	<i>mm</i>
I	Index prvků hrubé sítě	—
I	Lineární operátor Interpolace	—
i	Index prvků jemné sítě.	—
K	Matice elastického integrálu	—
k	Index úrovně výpočetní sítě	—
K_b	Parametr tuhosti valivého elementu	<i>N/mm</i>
L	Celková šířka ložiska	<i>mm</i>
L	Matice koeficientů diferenciální rovnice. Kapitola 5.3.3	—
L_{WE}	Celková délka valivého elementu	<i>mm</i>
N	Počet intervalů výpočetní sítě	—
n_s	Počet lamin rozdělení valivého elementu	<i>N/mm²</i>
P	Bezrozměrný tlak v kapalině	—
P	Zatížení kontatu	<i>N</i>
p	Tlak v mazacím filmu	<i>MPa</i>
$p(\tau_i)$	Pravděpodobnost výskytu veličiny τ_i	—
$p(x)$	Velikost koncentrované síly v místě x , page 44	<i>N/mm</i>
$p(x)$	kontaktní tlak jako funkce souřadnice x	<i>MPa</i>
$P(y)$	Profil podélné tvarové modifikace valivého elementu	<i>mm</i>
P_D	Radiální vnitřní vůle ložiska	<i>mm</i>
P_j	Hodnota podélné tvarové modifikace odpovídající laminu j elementu	<i>mm</i>
p_0	Maximální kontaktní tlak	<i>MPa</i>
p_{R1}	Referenční tlak	$1.98 \times 10^2 \text{MPa}$
p_{R2}	Referenční tlak	$5.9 \times 10^2 \text{MPa}$
$Pd0$	Nominální radiální vnitřní vůle	<i>mm</i>
$q_{i,j}$	Zatížení lamina j valivého elementu i	<i>mm</i>
Q_i	Zatížení valivého elementu i	<i>N</i>

R	Lineární operátor restrikce	–
R	Parametr profilu válečku. Kapitola 6.1	mm
R'	Redukovaný modul pružnosti	MPa
r_i	Residuum řešení diferenciální rovnice v bodě i .	–
Rq	RMS hodnota profilu drsnosti povrchu	mm
u	Vzájemná relativní rychlost povrchů	mm/s
u_s	Relativní obvodová rychlost valivého elementu a dráhy	mm/s
v	Počet iterací	–
X	Bezrozměrná souřadnice kontaktu	–
x	Souřadnice šířky kontaktu	mm
x'	Pomocná souřadnice pro integraci uvnitř kontaktní plochy	mm
y_j	Pomocná souřadnice definující polohu lamina valivého elementu j	mm
Z	Počet valivých elementů	–
z	Rhoelandsův parametr, Kapitola 5.3	–
z	Souřadnice kontaktu ve směru kolmém do materiálu	mm

Seznam zkratk

EHL	Elastohydrodynamická vrstva
FFT	Rychlá Furrierova transformace
RMS	Efektivní hodnota (Root Mean Square)
SAW	Povrchové akustické vlny
ISO VG	Viskózní třída maziva
RTD	Odporový snímač teploty
VI	Viskózní index maziva

Kapitola 1

Úvod do problematiky

Ložiska jsou důležitou a nedílnou součástí strojních zařízení. S využitím principu valení, umožňují přenášet zatížení mezi vzájemně pohybujícími se komponentami s minimálními energetickými ztrátami. Téměř každý stroj nebo zařízení obsahuje ložiska. Není tedy výjimkou, že jejich životnost závisí právě na spolehlivosti a životnosti použitých ložisek. Díky současnému trendu zvyšování výkonu strojních zařízení, avšak při zachování minimálních rozměrů, roste hustota přenášeného výkonu čímž také výrazně stoupají nároky na únosnost ložisek.

Běžně je dnes možné se setkat s požadavky na provozní spolehlivost například nápravových ložisek lokomotiv v rozmezí 3 – 5 milionů kilometrů jízdy [84], nebo spolehlivost ložisek větrných elektráren s požadavkem na životnost 20 let se započítáním alespoň 50-ti % vytížení [34].

Určování spolehlivosti a trvanlivosti dynamicky namáhaných strojních komponent byla již od počátku 20. století věnována značná pozornost. V případě ložisek s valivými elementy položil základy tématu v roce 1881 Heinrich Hertz formulováním teorie kontaktních tlaků mezi elastickými tělesy [41]. Na konci 30. let 20. století pak Weibull publikovat statistickou teorii životnosti strojních komponent, kterou později, v roce 1947, výzkumníci Gustaf Lunderg a Arvid Palmgren ze společnosti SKF použili k vytvoření prvního modelu predikce životnosti ložisek s ohledem na spolehlivost. [115].

Aktuálně využívaná a standardizovaná metodika stanovení spolehlivosti ložisek popsaná v normě ISO 281:2007 [43] je založena na těchto základech [39]. V praxi pak tato metodika umožňuje předvídat trvanlivost ložisek v závislosti na provozních podmínkách se stanovenou spolehlivostí (v průmyslu typicky používaných 90% - tzv. základní životnost). Nedílnou sou-

částí definice této metody je předpoklad prakticky dokonale mazaného ložiska. Pokud tento předpoklad není v splnění, dochází ke zvýšení rizika předčasného selhání. Metodika popsaná v normě ISO 281: 2007 [43], ale i přední výrobci ložisek, jako je SKF [85], redukcí životnosti a spolehlivosti ložiska vlivem nepříznivých mazacích podmínek a znečištění maziva do výpočtu zahrnují formou série tzv. životnost upravujících koeficientů. Ty pak společně tvoří tzv. faktor modifikované životnosti. Jednotlivé koeficienty faktoru obvykle pochází z laboratorních měření a numerických simulací, jak je např. ukázáno v článku [67], ale ne vždy reflektují skutečné provozní podmínky. Modifikovaná životnost ložiska, jak je výstup výpočtu zohledňující podmínky mazání nazýván, je pak často hrubý odhad, mimo jiné také velmi závisící na zkušenosti inženýra, jenž aplikaci ložiska vyhodnocuje.

Statistická data ukazují, že asi pouhých 0.35% celkového počtu ložisek v provozu nedosáhne své návrhové životnosti [26]. Tento údaj tedy může poukazovat na téměř bezchybně popsaný, obecně užívaný proces návrhu ložisek pro konkrétní podmínky. Pokud však přijmeme předpoklad, že v uvedeném objemu 0.35% ložisek, která v provozu nedosáhnou své návrhové trvanlivosti, jsou ložiska velkých energetických a průmyslových zařízení, je možné nalézt zcela jiný pohled.

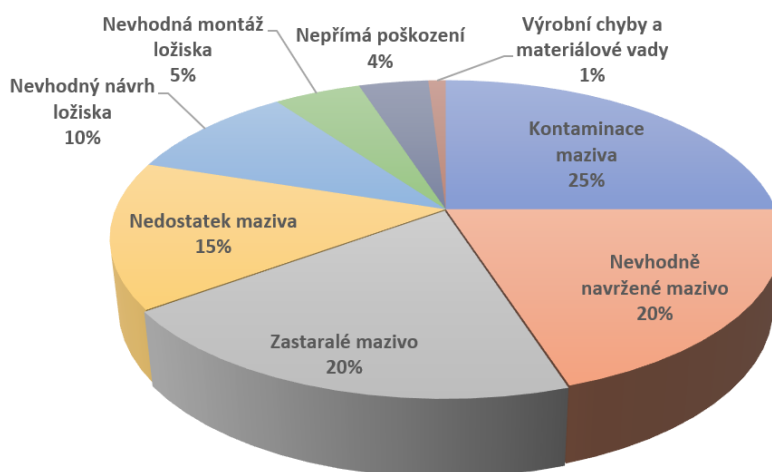
Příkladem mohou být již výše zmíněná ložiska větrných elektráren: celková cena ložisek použitých v systému nakládání lopatek, hlavní podpory rotoru a v převodovém ústrojí agregátu dosahuje téměř 5% celkové ceny jednotky větrné elektrárny [15]. Ze statistických údajů americké Národní Laboratoře pro Obnovitelnou energii (NREL) vyplývá, že poruchy ložisek stojí asi za 76% selhání [98] těchto zařízení. Oprava nebo výměna ložisek pak typicky patří mezi časově nejnáročnější servisní operace, zejména pokud se jedná o náhlou neplánovanou událost. Typická délka k odstavení elektrárny z provozu při výměně komponent ústrojí pohonu je více než týden [65]. Náklady na opravy pak mohou dosahovat stovek tisíc dolarů [20]. V globálním měřítku jsou pak náklady spojené s provozem větrné elektrárny, včetně neplánovaných odstavení, vyčísleny asi na 23% [15], ve kterých právě spolehlivost ložisek hraje významnou roli.

Jak bylo ukázáno, spolehlivost ložisek je tedy důležitým ekonomickým faktorem provozu zařízení. Jednou z cest ke zvyšování spolehlivosti ložisek, resp. snižování rizika náhlého selhání, je pak jejich monitoring. Tím je možné průběžně sledovat stav a s dostatečným předstihem plánovat servisní zásahy tak, aby jejich dopad na fungování zařízení byl minimální. Právě jedné z nových a progresivních metod monitoringu ložisek se věnuje tato práce.

Kapitola 2

Motivace a vymezení tématu

Tématem práce je problematika monitorování mazací vrstvy mezi valivými elementy a dráhou ložiska. Přítomnost mazací vrstvy, nebo přesněji elastohydrodynamické mazací vrstvy je základním předpokladem dosažení návrhové životnosti ložiska. Pokud tato mazací vrstva není dostatečně silná, dochází obvykle k zvýšení rizika jeho předčasného selhání. Důležitost řešení tématu podtrhují provozní statistiky [26], [78], ukázané na Obr. 2.1. Z nich je patrné, že dominantní příčinou poškození ložisek jsou právě problémy spojené s mazáním. Tedy problémy v oblasti, ve které je prostřednictvím dostupných metod predikovatelnost životnosti velmi omezená a pro in-situ sledování mazacího filmu mezi valivými elementy a dráhou ložisek není v současné době dostupná žádná spolehlivá metoda.



Obr. 2.1: Statistika příčin poškození ložisek. (Upraveno z [78])

Kapitola 3

Přehled současného stavu řešení problematiky

Rešerše pokrývá 3 oblasti, kterých se tato práce dotýká. Úvodní část je zaměřena na modelování ložiska a kontaktu mezi valivými elementy a dráhou, druhá pak navazuje přehledem módů poškození ložiska vyvolané valivým kontaktem. Polední, část pak poskytuje přehled metod, kterými je možné v současné době snímat mazací vrstvu mezi strojními komponentami.

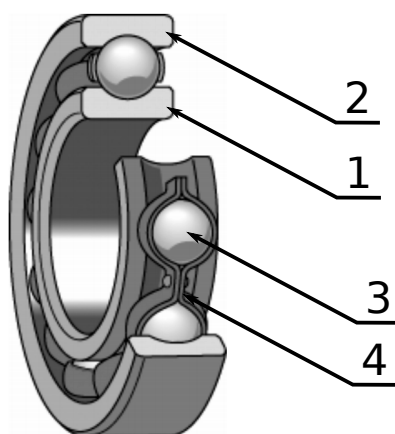
3.1 Kontakt valivých elementů s dráhou

Tato část rešerše je postupně vedena od metod modelování celého systému ložiska, přes analýzu kontaktu valivého elementu s dráhou, až k úvodu do problematiky elasto-hydrodynamického mazání.

3.1.1 Ložiska

Ložiska s valivými elementy jsou komponenty umožňující relativní rotační nebo translační pohyb dvou součástí s minimálními energetickými ztrátami. Využívají při tom principu odvalování tvrdých těles po tvrdém povrchu, díky čemuž snadno dosahují více než 100× nižšího ekvivalentního koeficientu tření, než je tomu v případě pohyblivého kontaktu ocelových součástí na bázi smykového tření. Příkladem může být ekvivalentní hodnota koeficientu tření kuličkového ložiska udávaná v katalogu firmy SKF [86]: $\mu = 0,0015$.

Základními komponentami valivých ložisek jsou dvojice vzájemně pohybujících se kroužků, mezi kterými jsou odvalovány tzv. valivé elementy. Nedílnou součástí většiny typů ložisek je pak klec, která udržuje konstantní vzdálenost mezi jednotlivými elementy, tedy jejich rovnoměrné rozmístění, čímž přispívá ke spolehlivému a hladkému chodu. Ukázka jednotlivých komponent ložiska je na Obr. 3.1.



Obr. 3.1: Komponenty ložiska ukázané na příkladu radiálního kuličkového ložiska. (1) Vnitřní kroužek; (2) Vnější kroužek; (3) Valivý element; (4) Klec. (Upraveno z [36])

Existuje množství typů ložisek. Asi nejucelenější přehled je možné získat studiem katalogů výrobců, např. [87], nebo odborné literatury [36]. Základním kritériem pro jejich rozdělení tak může být např. tvar valivých elementů.

Kuličková ložiska mají valivé elementy ve tvaru kuliček. Ty se odvalují po drahách, které mají zpravidla každá 2 křivosti: 1. odpovídající poloměru kroužku valivé dráhy ložiska a 2. v příčném řezu jejíž velikost obvykle 51.5 – 53% průměru valivého elementu. [39]. Díky tvaru valivé dráhy pak tato ložiska mohou přenášet mimo radiální zatížení také do jisté míry zatížení v axiálním směru. Pokud je vyžadována zvýšená únosnost ložiska v axiálním směru pak je vhodné zvolit typ s kosoúhlým stykem, jenž mají kontaktní úhel typicky v rozsahu $15^\circ - 35^\circ$. Z důvodu malé plochy kontaktní oblasti a tedy i nízkého tření jsou kuličková ložiska vhodná také pro vysokorychlostní aplikace.

Válečková ložiska jsou kategorií, jejichž valivé elementy mají tvar válečku, kuželíku nebo soudečku. Pro omezení špičkových napětí v oblasti konců válečků a kompenzaci momentového

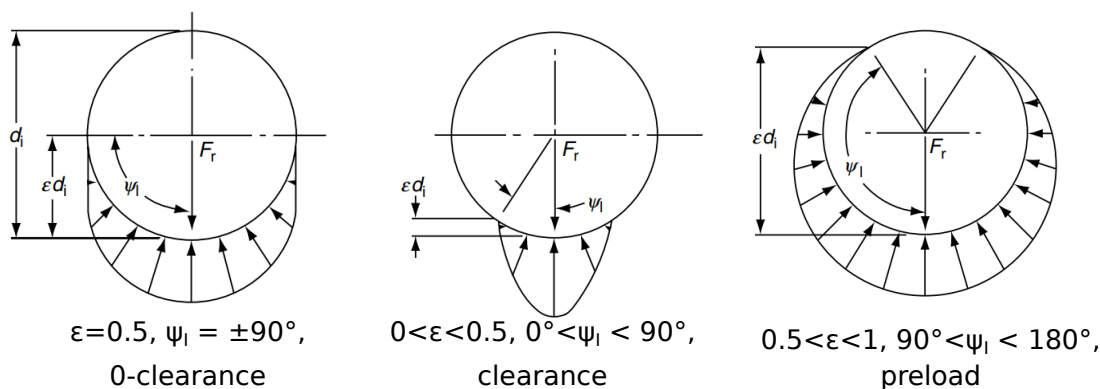
zatížení ložisek, se na válcovou plochu aplikuje podélná tvarová modifikace [38] [51]. Společnou charakteristikou válečkových ložisek je tvar kontaktní plochy odpovídající dlouhé protažené elipse, jejíž hlavní poloosa je orientována ve směru osy valivého elementu. Díky protáhlému tvaru je kontaktní oblast často zjednodušována na obdélník, nebo úsečku. Větší kontaktní plocha umožňuje válečkovým ložiskům přenášet vyšší zatížení, než ekvivalentním kuličkovým. Toto se však děje za cenu jejich nižší účinnosti.

3.1.2 Zatížení jednotlivých kontaktů ložiska

Řešení distribuce vnějšího zatížení na jednotlivé valivé elementy ložiska není v případě radiálních ložisek triviální úlohou. Na distribuci má velký vliv radiální vůle ložiska, počet valivých elementů a také jejich tuhost. Pro velmi hrubé určení zatížení nejvíce namáhaného valivého elementu publikoval Lundberg vztah 3.1. Ten má však velmi omezenou platnost, danou zavedenými předpoklady nominální velikosti vnitřní vůle a střední hladinou zatížení [37].

$$Q_{max} = \frac{5F_r}{Z \cdot \cos(\alpha_{cont})} \quad (3.1)$$

Ve kterém: F_r je vnější zatížení, Z je počet valivých elementů a α_{cont} je kontaktní úhel.



Obr. 3.2: Distribuce vnějšího zatížení ložiska jako funkce vnitřní vůle, vyjádřená prostřednictvím faktoru distribuce zatížení ϵ (Upraveno z [37])

Obecný analytický princip řešení distribuce zatížení je pak postaven na stanovení silové rovnováhy mezi vnějším zatížením a reakcí jednotlivých elementů. Postup pro výpočet maximálního zatížení valivého elementu na základě vnitřní vůle je publikován v [37] a dále popsán v [73].

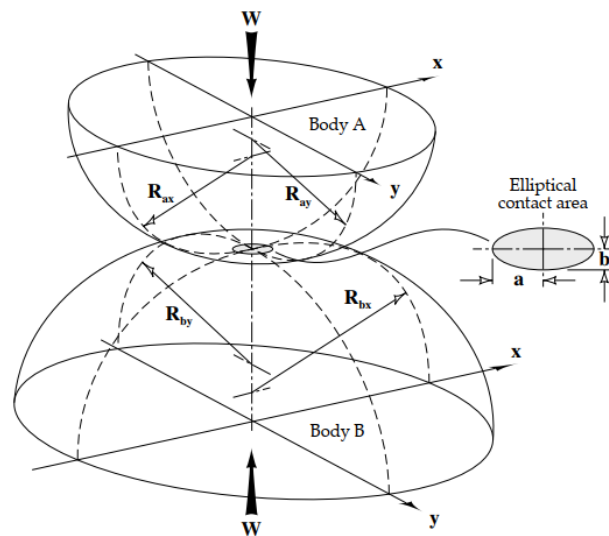
Zatížení jednotlivých elementů je nahrazeno *parametrem distribuce zatížení* – ϵ , který je závislý na poměru radiální vůle a radiální deformace ložiska. Graficky je tento vztah ukázán na Obr. 3.2. S využitím iteračního postupu a hodnoty integrálu *parametru distribuce zatížení* – $J(\epsilon)$ je pak následně určeno maximální zatížení valivého elementu. Rozšířený postup, jenž navíc umožňuje stanovení zatížení jednotlivých elementů pro radiální kuličková a válečková ložiska, popisuje norma ISO/TS 16281 [46]. Výpočet opět vychází ze silové rovnováhy mezi aplikovaným zatížením a reakcemi jednotlivých elementů, avšak v tomto případě je namísto parametru distribuce zatížení počítáno zatížení každého jednotlivého elementu. Komplexnost řešení vyžaduje implementaci postupu v software, avšak výhodou je možnost rozšíření modelu např. o dynamické účinky vycházejících z provozních charakteristik ložiska, jak je ukázáno např. v [60].

3.1.3 Kontaktní napětí mezi valivými elementy a dráhou

Stanovení kontaktního napětí mezi valivým elementem a dráhou je typickou úlohou, kterou je možné řešit prostřednictvím Hertzovi teorie kontaktu [41]. Její řešení vede na stanovení velikosti kontaktní plochy, která vzniká vzájemnou deformací dotýkajících se těles, a následné určení kontaktního tlaku v této ploše. Podmínkou pro řešení je popsání tvaru těles v blízkém okolí kontaktu čtyřmi poloměry křivosti (dva parametry ve vzájemně kolmých rovinách pro každé z těles), jak je ukázáno na Obr. 3.3 a dále splnění následujících předpokladů:

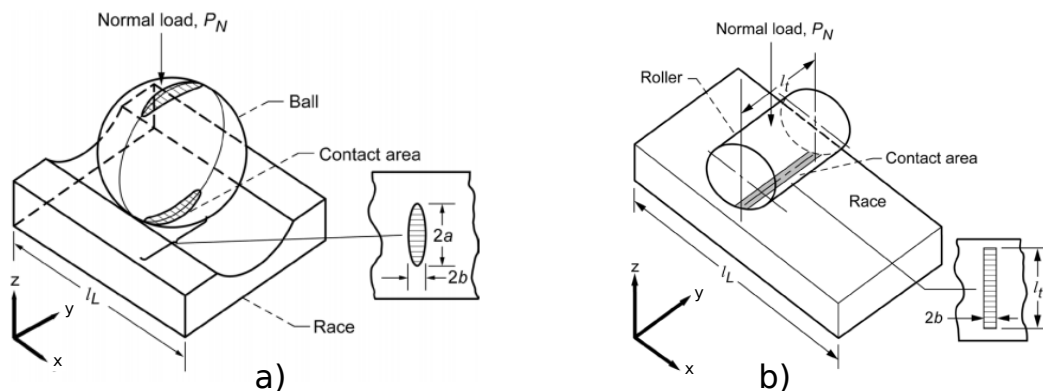
- ▶ Povrchy kontaktních těles jsou spojitě a dokonale hladké
- ▶ Zatížení je přenášeno pouze v normálovém směru
- ▶ Materiál každého tělesa je homogenní.
- ▶ Velikost kontaktní plochy je velmi malá v porovnání s velikostí celého tělesa
- ▶ V oblasti kontaktní plochy dochází k velmi malému přetvoření povrchů, tak aby bylo stále možné uplatňovat teorii lineární elasticity

Obecné řešení pak vede na definování kontaktní plochy ve tvaru elipsy, s poloosami o velikostech a a b , jak je ukázáno na Obr. 3.4 a), což je typický případ kuličkového radiálního ložiska. Existují však speciální případy, ve kterých má kontaktní oblast tvar kružnice, tedy $a = b$ (kontakt dvou



Obr. 3.3: Základní definice obecných těles Hertzova kontaktu. Poloměry křivosti těles A a B v jednotlivých osách označeny R_x a R_y s indexy a a b. (Převzato z [92])

koulí), nebo kontaktní oblast přechází do dlouhého obdélníku, tedy $a \rightarrow \infty$, pokud jsou v kontaktu dva válce s rovnoběžnými osami, což odpovídá válečkovému ložisku. Příklad je na Obr. 3.4 b). Podle tvaru kontaktní oblasti pak hovoříme o kontaktu eliptickém, bodovém, nebo líniovém (přímkovém). [48]



Obr. 3.4: Základní typy Hertzova kontaktu a) obecný eliptický kontakt, b) přímkový kontakt. (Převzato z [115])

Detailně bude aplikace teorie čárového kontaktu pro získání kontaktního napětí mezi valivým elementem a dráhou popsána dále v práci. Pro ucelení obecného popisu jsou však níže uvedeny základní vztahy pro určení parametrů čárového kontaktu. [48].

Průběh kontaktního tlaku $p(x)$ po šířce kontaktu - souřadnice x dle Obr. 3.4

$$p(x) = p_0 \sqrt{1 - \frac{x^2}{b^2}} \quad (3.2)$$

ve které je polovina šířky kontaktu b stanovena vztahem:

$$b = \sqrt{\frac{8PR'}{\pi l_t E^*}} \quad (3.3)$$

a maximální hodnota kontaktního napětí p_0 resp. $p(x)$, $x = 0$ je určena podle rovnice:

$$p_0 = p(0) = \frac{2P}{\pi b} = \sqrt{\frac{PE^*}{\pi l_t R'}} \quad (3.4)$$

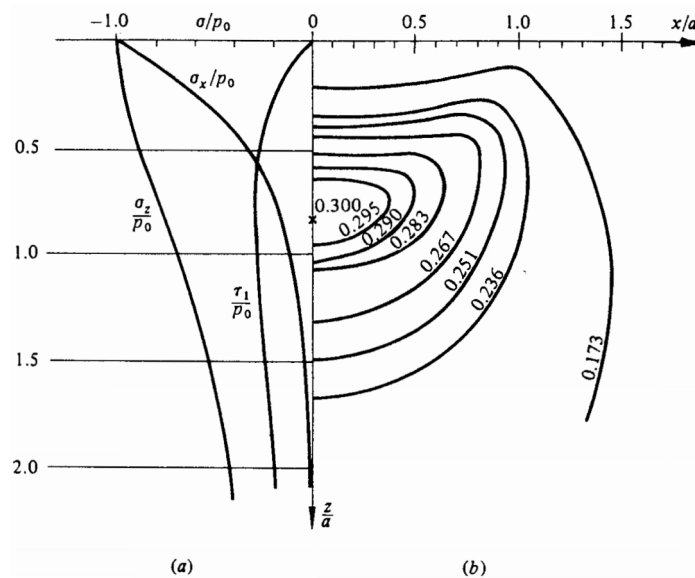
Geometrie kontaktních těles je popsána délkou kontaktu l_t , společnou (redukovanou) křivostí na kontaktní čáře R^* a redukovaným modulem pružnosti materiálu obou těles E^* dle vztahů 3.5 a 3.6.

$$\frac{2}{E^*} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (3.5) \qquad \frac{1}{R'} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \quad (3.6)$$

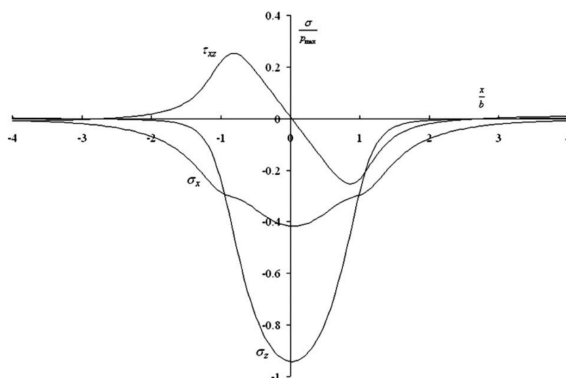
3.1.4 Napjatost v bezprostředním okolí kontaktu

Lokální deformace způsobená kontaktním tlakem vyvolá v materiálu změnu napjatosti. Průběh jednotlivých složek ortogonálních napětí a kontury smykového napětí v blízkém okolí kontaktu jsou pro řešený čárový kontakt ilustrovány na Obr. 3.5. Typickým znakem napjatosti v okolí kontaktu je poloha maxima smykového namáhání až pod povrchem materiálu. Obdobný průběh je možné pozorovat i pro ekvivalentní napětí von Mises, jak je ukázáno dále na Obr. 3.9.

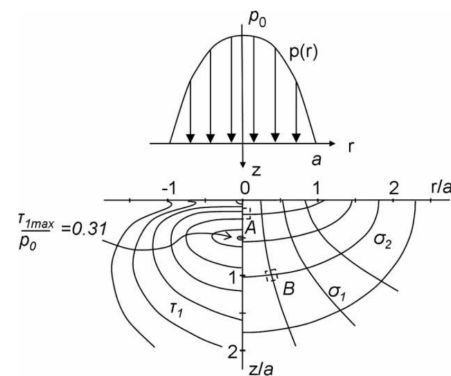
Kontaktní namáhání materiálu je typické komplexností napětí pod povrchem. V blízkém okolí kontaktu lze charakterizovat napjatost jako více-osou, což je dáno velikostmi ortogonálních napětí σ_x a σ_z dle Obr. 3.5. V čase se navíc jednotlivé složky mění neproporcionálně, jak je ukázáno na Obr. 3.6. Ortogonální napětí σ_x a σ_z mají vždy tlakový charakter, zatímco smykové napětí τ_{xz} mění svoji orientaci. Během provozu také neustále dochází ke změně směru hlavních napětí, jak je ukázáno na Obr. 3.7 [80] [33] [22].



Obr. 3.5: a) - Průběh ortogonálních σ_x , σ_z a smykového napětí τ_{xz} ve střední části kontaktu. b) - Izočáry smykového napětí τ_{xz} dle 3.12. (Převzato z [48])



Obr. 3.6: Časový průběh hlavních napětí pod povrchem kontaktu. (Převzato z [80])



Obr. 3.7: Směry hlavních napětí v kontaktu. (Převzato z [33])

Pro případ čárového kontaktu lze maxima smykového a ekvivalentního napětí ve střední části kontaktu lokalizovat prostřednictvím parametru šířky kontaktu b dle Tab. 3.1.

Stanovení průběhu výše popsaných ortogonálních resp. hlavních napětí ve střední části čárového kontaktu pak lze s využitím vztahů 3.9 - 3.11. Ty byly odvozeny pro případ *rovinné napjatosti*, jejíž tenzorový zápis a z ní vycházející tenzor napětí jsou uvedeny v 3.7. Plné odvození těchto vztahů ze základních diferenciálních rovnic elastických těles je možné dohledat např. v [52].

Napětí	Poloha [mm]	Velikost [MPa]
τ_{max}	$0.78b$	$0.3p_0$
σ_{vm}	$0.7b$	$0.56p_0$

Tabulka 3.1: Poloha a velikost maxima složek hlavních napětí čárového kontaktu dvou ocelových těles.

$$\epsilon = \begin{bmatrix} \epsilon_{xx} & 0 & \gamma_{xz} \\ 0 & 0 & 0 \\ \gamma_{xz} & 0 & \epsilon_{zz} \end{bmatrix} \rightarrow \sigma = \begin{bmatrix} \sigma_{xx} & 0 & \tau_{xz} \\ 0 & \sigma_{yy} & 0 \\ \tau_{xz} & 0 & \sigma_{zz} \end{bmatrix} \quad (3.7)$$

Napětí mimo rovinu vyšetřovaného průřezu σ_{yy} je definováno prostřednictvím Poissonova čísla ν , jak je uvedeno v 3.8:

$$\sigma_{yy} = \nu(\sigma_{xx} + \sigma_{zz}) \quad (3.8)$$

Výše zmíněné rovnice průběhu ortogonálních napětí ve středu kontaktu, podle osy z , odpovídají hlavním napětím a je možné je vyjádřit v uzavřené podobě vztahy 3.9 - 3.11.

$$\sigma_1(z) = \sigma_x(z) = -p_0 \left(\left(2 - \left(\frac{z^2}{b^2} + 1 \right)^{-1} \right) \sqrt{\frac{z^2}{b^2} + 1} - 2 \left| \frac{z}{b} \right| \right) \quad (3.9)$$

$$\sigma_2(z) = \sigma_y(z) = -2p_0 \nu \left(\sqrt{\frac{z^2}{b^2} + 1} - \left| \frac{z}{b} \right| \right) \quad (3.10)$$

$$\sigma_3(z) = \sigma_z(z) = -p_0 \left(\sqrt{\frac{z^2}{b^2} + 1} \right)^{-1} \quad (3.11)$$

Pro hodnocení vlivu napjatosti na materiál je pak používána velikost hlavního smykového napětí dle 3.12 nebo ekvivalentní napětí von Mises 3.13

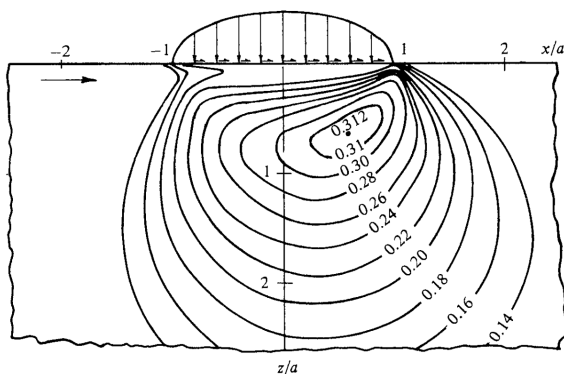
$$\tau_{max} = \left| \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \right| \quad (3.12)$$

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\frac{1}{2} \left((\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 \right)} \quad (3.13)$$

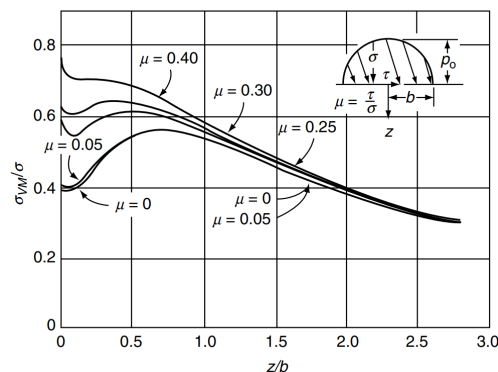
Další metodou, kterou lze vyřešit celé výše popsané pole napjatosti je metoda konečných prvků.

3.1.5 Vliv tření na napjatost v okolí kontaktu

Dosud uvedený popis problematiky kontaktu je založen na striktním předpokladu zatížení povrchu ve směru jeho normály. Ve skutečném provozu mohou být kontakty ložisek např. vlivem nedostatečného mazání, vystaveny smykovým silám - tj. ve směru tečny k povrchu. Na Obr. 3.8 je ukázán vliv smykového zatížení povrchu na napjatost pod povrchem materiálu. Patrný je posun polohy maxima napětí směrem k povrchu, který je dán složkou napětí vyvolanou smykovým zatížením povrchu. [1]. Při hodnotě třecího koeficientu $\mu \approx 0.4$ poloha maxima dosahuje povrchové vrstvy, což je pro ekvivalentní napětí dle von Mises ukázáno na Obr. 3.9. [49], [38], [55]



Obr. 3.8: Izočáry smykového napětí dle 3.12 při uvažovaném koeficientu tření $\mu = 0.2$. Převzato z [49]



Obr. 3.9: Průběh ekvivalentního napětí dle 3.13 ve střední části kontaktu pro rozsah koeficientů tření $\mu = 0 - 0.4$. Převzato z [38]

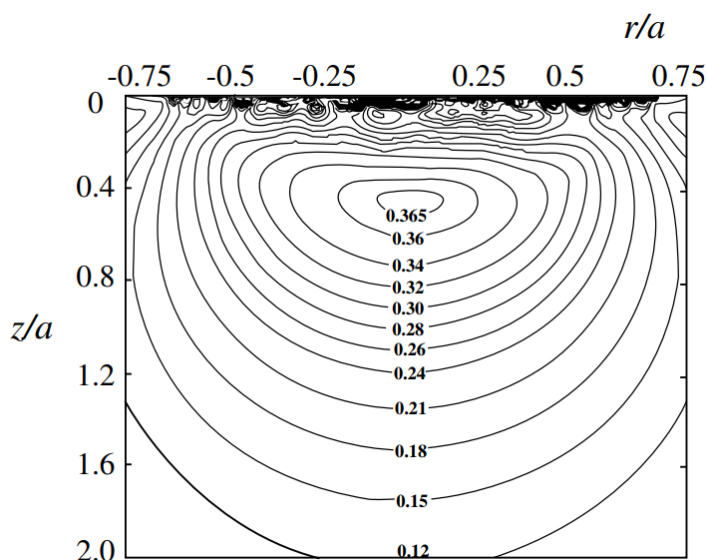
Pro získání polohy a velikosti maxima napětí je nutné řešit kompletní soustavu diferenciálních rovnic popisující danou úlohu. Výsledky takovéto studie ve formě Tab. 3.2, udávající polohy a velikosti maxima při různých velikostech koeficientu tření publikoval Koo et al. v [55].

Koeficient tření	0	0.1	0.2	0.3	0.4
τ_{max}/p_0	0.301	0.306	0.320	0.346	0.403
Poloha maxima x/b	0	0.35	0.6	0.85	1
Poloha maxima z/b	0.775	0.725	0.6	0.375	0.025

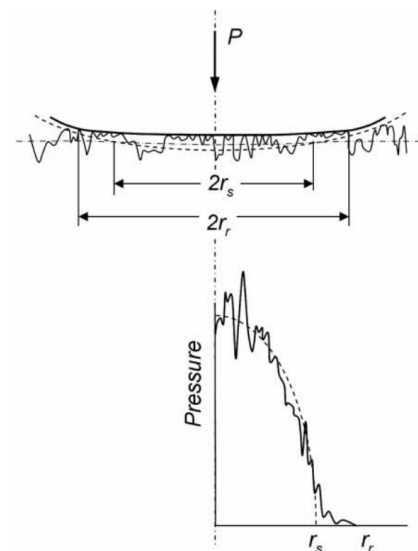
Tabulka 3.2: Poloha a velikost maxima smykového napětí čárového kontaktu v závislosti na velikosti tečného namáhání (Převzato z [55])

3.1.6 Vliv drsnosti povrchu

Dalším přiblížením modelu kontaktu ke skutečnému stavu je uvažování vlivu drsnosti na napjatost. Tento případ je ilustrován na Obr. 3.10. Na první pohled je patrné, že pod povrchem je smykové napětí podobné hladkému kontaktu. Blízko povrchu, v hloubce $\leq 0.1a$ (některé práce označují šířku kontaktu písmenem a) je však vrstva, jejíž napjatost je dána distribucí zatížení mezi jednotlivými vrcholky profilu drsnosti. V podstatě se jedná o sérii velkého množství Hertzových mikro-kontaktů. Napětí v této vrstvě pak v závislosti na profilu drsnosti může být vyšší, než je maximum dané Hertzovým kontaktem, jak je ilustrováno na Obr. 3.11. To během provozu vede k přetvoření (vyhlazování) vrcholků drsností. Tento proces je popsán jako tzv. zabíhání kontaktu.



Obr. 3.10: Kontury smykového napětí při zatížení bodového kontaktu s uvažovaným profilem drsnosti povrchu. Převztato z [110]



Obr. 3.11: Vliv profilu drsnosti povrchu na distribuci kontaktního napětí. Převztato z [33]

Pro odhad míry, v jaké bude docházet k elastickým deformacím jednotlivých vrcholků drsnosti, nebo již plastickým, jsou využívány modely. Jedním ze základních je Whitehouse a Archard model (W-A), který je definován dle vztahu 3.14, prostřednictvím: tvrdosti měkčího z povrchů H ; RMS hodnoty amplitudy drsnosti povrchu σ ; a autokorelační vzdálenosti drsnosti povrchů β^* . Společný modul pružnosti E^* použitý v rovnici 3.14 je $2\times$ nižší, než redukovaný modulu pružnosti popsáný v rovnici 3.5. [93], [116].

$$\psi^* = \frac{E^*}{H_m} \times \frac{\sigma}{\beta^*} \quad (3.14)$$

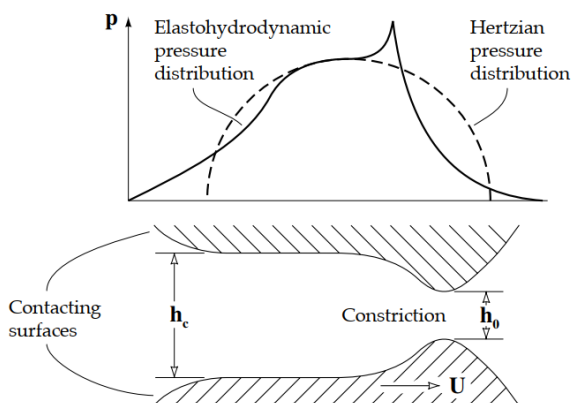
- ▶ Pro $\psi^* < 0.6$ lze očekávat převládající míru elastických deformací.
- ▶ Pro $0.6 < \psi^* < 1$ rozdělení charakteru deformací velmi záleží na konkrétním tvaru profilu drsnosti.
- ▶ Pro $\psi^* > 1$ lze očekávat převládající míru plastických deformací.

Numerické modelování kontaktu, v detailech zohledňujících drsnost povrchu je využíváno především v pokročilých modelech životnosti kontaktů resp. ložisek, jak ukazuje např. práce [68].

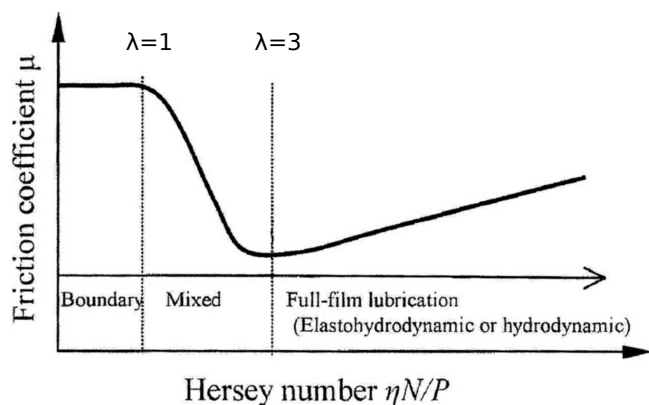
3.1.7 Mazaný elastohydrodynamický kontakt

Za přítomnosti dostatečného množství maziva a dostatečně velké vzájemné obvodové rychlosti valivých elementů a dráhy, dochází v kontaktu k vytvoření mazací vrstvy. Její tloušťka se pro běžné provozní podmínky ložiska pohybuje v řádu do $1 \mu m$ a závisí: na geometrii a parametrech těles (křivost, tuhost); provozních podmínkách (vzájemná rychlost těles, zatížení); a rheologických vlastnostech maziva závislých na tlaku (viskozita, faktor závislosti viskozity na tlaku a hustota). Při dostatečné tloušťce mazací vrstvy dochází k plnému oddělení obou těles a veškeré zatížení je přenášeno pouze formou tlakových sil v mazivu. Zatížení mezi povrchy je tedy přenášeno ve směru normály a prakticky nedochází ke smykovému namáhání. Technicky vzato, přenášené smykové namáhání povrchu za podmínek EHL mazání závisí na přenositelnosti smykového namáhání viskózním mazivem. Typicky dosahuje maximálních hodnot $\mu = 0.02 - 0.05$ [69]. Specifickým znakem elastohydrodynamické vrstvy (EHL) je její přímá závislost na elastických deformacích těles, které jsou vyvolány tlakovými silami v mazivu.

Za podmínek EHL režimu mazání dochází ke změně distribuce kontaktního tlaku v porovnání s nemazaným Hertzovým kontaktem, jak je ukázáno v horní polovině Obr. 3.12. V centrální části kontaktu tlakové síly vyvolají elastickou deformaci obou těles tak, že oba povrchy jsou prakticky rovnoběžné, jak je ilustrováno na Obr. 3.12 dole. V této oblasti dochází vlivem rostoucího tlaku k nárůstu viskozity maziva. V oblasti výstupu z kontaktu je pak vytvořeno zúžení, které



Obr. 3.12: Ilustrace distribuce kontaktního napětí a deformace v EHL kontaktu. (Převzato z [92])



Obr. 3.13: Ilustrace Stribeckovi křivky se znázorněním mazacích režimů. (Upraveno z [117])

je výsledkem tlakových sil spojených se změnami viskozity na výstupu z kontaktu a se zachováním kontinuity proudění maziva [92]. Tvar pole kontaktního tlaku kopíruje vzniklou deformaci. Ve střední části a na vstupu je velmi podobný Hertzovu kontaktnímu tlaku, avšak s pozvolným nárůstem. Na výstupu z kontaktu však díky zúžení a změnám viskozity vzniká tlaková špička následovaná velmi strmým poklesem zpět na okolní tlak. Tvar a velikost špičky se liší dle stavu kontaktu - zatížení, geometrie, rheologické parametry maziva. V některých případech může převyšovat maximální napětí dané Hertzovým tlakem [63],[35].

Vztahy pro odhad tloušťky mazacího filmu ve střední části a v oblasti zúžení dle Obr. 3.12, odvodili Downson-Higginson 3.15 a Dowson-Toyoda 3.16. [91] [62].

$$\frac{h_0}{R'} = 2.65 \bar{U}^{0.7} \bar{G}^{0.54} \bar{W}^{-0.13} \quad (3.15)$$

$$\frac{h_c}{R'} = 3.11 \bar{U}^{0.69} \bar{G}^{0.56} \bar{W}^{-0.1} \quad (3.16)$$

ve kterých jsou jednotlivé bezrozměrné členy postupně vyjadřující vliv rychlosti, materiálu a zatížení dány dle 3.17.

$$\bar{U} = \frac{u\eta_0}{E^*R'} \quad \bar{G} = \alpha E^* \quad \bar{W} = \frac{P}{E^*R'} \quad (3.17)$$

Základem těchto vztahů je plné numerické řešení tzv. Reynoldsovi rovnice pro liniový kontakt. Ta popisuje proudění stlačitelné vazké kapaliny tenkou mezerou a je využívána pro řešení úlohy mazaného EHL kontaktu. Postup řešení rovnice je popsán např. v práci Vennera [103]. Wheeler v [109] ukázal, že v rozsahu podmínek které zkoumal a které odpovídají běžným provozním podmínkám ložiska, mají odvozené rovnice tendenci vracet pro zadané vstupní parametry větší tloušťku mazací vrstvy než plné numerické řešení. Odchylna řešení byla až 15%. To může být dostačující přesnost pro návrhové výpočty ložisek, avšak pro hodnocení např. experimentů je nutné brát tyto vztahy spíše orientačně a raději vyjít z plných numerických řešení.

Znalost tloušťky mazacího filmu, ať už získaná prostřednictvím plného numerického řešení, nebo s pomocí odvozených rovnic, umožňuje provést predikci mazacích režimů. To je provedeno prostřednictvím tzv. Stribeckovi křivky, jejíž typický průběh je ukázán na Obr. 3.13. Využívá se k tomu poměr mezi minimální tloušťkou mazacího filmu stanovenou pro předpoklad hladkého kontaktu a společnou hodnotou drsnosti obou povrchů dle vztahu definovaném Talianem 3.18 [92].

$$\lambda = \frac{h_0}{\sqrt{Rq_1^2 + Rq_2^2}} \quad (3.18)$$

Mezní hodnoty pro jednotlivé režimy mazání pak jsou:

- $\lambda \leq 1$: **Režim mezního mazání** Při tomto režimu dochází k přímému kontaktu obou povrchů. Přenos zatížení je prostřednictvím kontaktů jednotlivých výstupků drsnosti. Při tomto režimu také dochází k vzájemnému zatížení obou povrchů smykovým zatížením a přetváření jejich struktury. Dlouhodobý provoz v tomto režimu obvykle vede ke vzniku poškození, jak ukazují výsledky modelu mazaného kontaktu operujícího v režimu mezního a přechodového tření publikované v práci [17].
- $1 < \lambda \leq 3$: **Režim přechodného mazání** Vlivem rostoucí tloušťky mazací vrstvy přechází část zatížení na rozvíjející se mazací vrstvu. Stále však dochází ke kontaktu extrémních výstupků drsnosti, které se navzájem otupují a vyhlazují. Dlouhodobý pohyb v tomto režimu vede k vzájemnému vyhlazování obou povrchů.

- $\lambda > 3$: **Režim plně rozvinutého Elastohydrodynamického (EHL) mazání.** Oba povrchy jsou plně odděleny vrstvou maziva. Vzájemný kontakt výstupků je spíše ojedinělý. Přenos zatížení je pouze prostřednictvím tlakových sil mazací vrstvy. Přenášené zatížení je ve směru normály k povrchu. Tečná složka (smykové namáhání povrchu) je za běžných provozních podmínek a maziv téměř zanedbatelná.

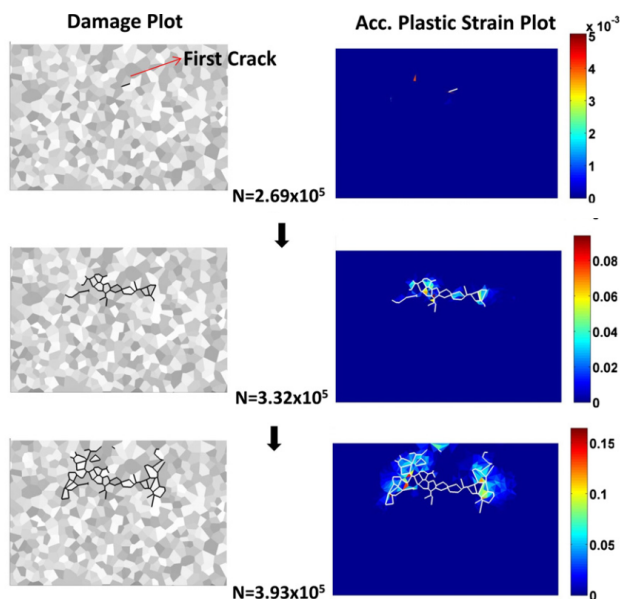
3.2 Porušování materiálu způsobené valivým kontaktem

Porušování integrity materiálu kroužků ložiska, který je vystaven valivému kontaktu, je možné rozdělit do dvou kategorií dle místa iniciace trhliny. Podpovrchově iniciovaná a povrchově iniciovaná trhlina. Každá z těchto kategorií má specifický mechanismus vzniku a je ji nutné analyzovat a pochopit samostatně. Příkladem toho je nový globální model únavy materiálu zatíženého valivým kontaktem, který publikovali Morales-Espejel et al. v článku [68].

3.2.1 Pod-povrchově iniciovaná trhlina

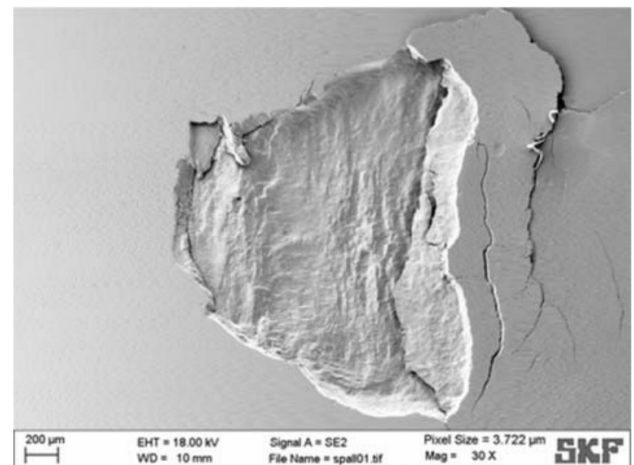
Jedná se o proces vysoko-cyklové únavy způsobený dlouhodobým, opakovaným kontaktním zatížením povrchu. Tento typ únavy je typický pro vysoce zatížená ložiska a je možné jej nalézt i v případech, kdy v průběhu životnosti bylo ložisko velmi dobře mazáno. Shrnující článek [80], popisující únavu materiálu zatíženého valivým kontaktem, rozděluje proces vzniku poškození na 3 fáze - (I) Fáze zbytnění materiálu; (II) Stabilní fáze s elastickou odezvou; a (III) Nestabilní fáze vedoucí k poškození. Během fáze (I) dochází ke zhuštění materiálu (tzv. *Elastic Shakedown*) a rozvoji plastické oblasti pod povrchem, která je spojená se zanesením zbytkového napětí. Ve fázi (II) dochází, dle literatury, k relaxaci materiálu a díky cyklickému zatěžováním k přetvoření plastické části materiálu zpět na elastickou. Ve fázi (III) pak vlivem cyklického zatěžování, teploty a dalších faktorů, které se akumulují ve fázi (II), dochází ke snížení elastické meze materiálu. Začne znovu docházet k zvětšování plastické zóny a s tím spojené iniciaci a růstu trhliny. Fáze (III) je pak také spojovaná se změnami ve struktuře materiálu, které budou popsány dále.

Obr. 3.14 ukazuje typický průběh vzniku únavových trhlin v materiálu ložiska. K iniciaci poškození dochází z mikrotrhlin na hranicích zrn v oblasti maximální napjatosti pod povrchem. Pří-



Obr. 3.14: Model růstu trhliny vlivem cyklického zatížení kontaktu. Levý sloupec ukazuje šíření mikro-trhlin. Pravý sloupec akumulované plastické přetvoření.

(Upraveno z [106])



Obr. 3.15: Typický tvar izolovaného poškození dráhy ložiska vlivem podpovrchově iniciované trhliny. Směr valení zleva do prava. (Převzato z [68])

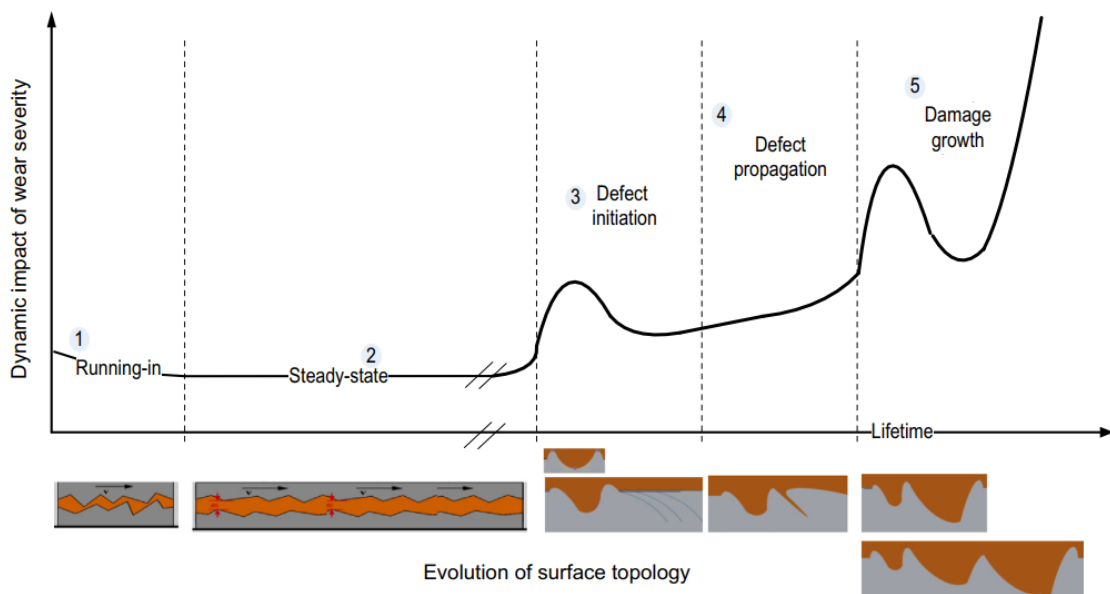
čínou vzniku mikro-trhlin je obvykle nečistota nebo vměstek ve struktuře základního materiálu. Ten se chová jako koncentrátor napětí a vlivem cyklického namáhání způsobuje plastizaci svého blízkého okolí - viz. Obr. 3.14 pravý sloupec. Směr šíření mikrotrhlin je obvykle rovnoběžně s povrchem a sleduje oblast maximální napjatosti. Během šíření se jednotlivé mikro-trhliny spojují do komplexních systémů a vzniká podpovrchová síť trhlin. Povrchu valivé dráhy obvykle tato síť dosahuje v okamžiku, kdy porušená část materiálu nemá dostatečnou únosnost k přenesení vnějšího zatížení. Výsledkem tohoto procesu je uvolnění části materiálu valivé dráhy - tzv. spalling. Podpovrchově iniciovaná trhlina má obvykle typický tvar V orientovaný špičkou proti směru valení, jak je ukázáno na Obr. 3.15.

Komplexní stav napjatosti, vyvolaný kontaktním zatížením, popsany v předchozích podkapitolách, vede ke změnám ve struktuře materiálu. Ty nemusí být vždy přímou příčinou iniciace trhliny, nicméně jsou typickým projevem cyklického kontaktního zatížení. Takovými strukturami jsou *Dark etching*, vyskytující se v oblasti maxima smykového zatížení a ve směru valení orientované bílé pruhy - *White stripes* [8], [38]. V literatuře je také velmi diskutován fenomén

White etching, který je naopak spojován s předčasným selháním ložisek - typicky hlavních ložisek větrných elektráren. Současné důkazy, pocházející z prováděných výzkumů, vedou na hypotézu, že *White etching* často vzniká na okrajích vměstků, často MnS [11], a mikrotrhlin [90], pokud během provozu dochází k častému dynamickému zatížení ložiska. Diskutován je také vliv vodíku, který se difuzí dostává do základního materiálu a způsobuje jeho křehnutí, což má za následek zrychlený rozvoj tohoto typu poškození [7].

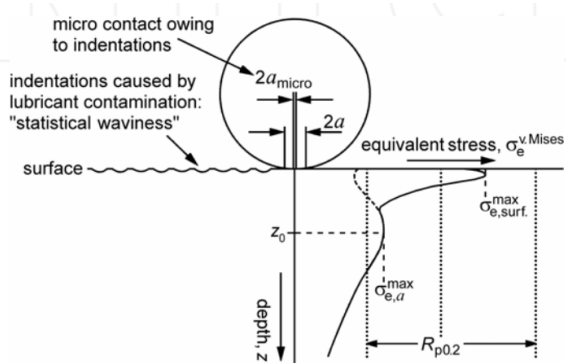
3.2.2 Povrchově iniciovaná trhlina

Povrchová iniciace trhliny, resp. poškození - pitting, přímo souvisí s lokalizovaným zatížením povrchu dráhy ložiska. Již během procesu zabíhání dochází vlivem vysokého zatížení mikrokontaktů profilu povrchu k vytvoření zbytkových napětí a tvorbě malých zón s plastickou složkou v blízkosti povrchu. Pokud jsou v mazivu přítomny malé tvrdé částice (typicky znečištění nebo uvolněné částice po zaběhnutí), dostávají se do kontaktu, kde jsou vtačovány do povrchu dráhy. Vtlačené částice pak fungují jako lokální koncentrátoři napětí. Opakované zatěžování těchto míst způsobuje zpevňování materiálu v jejich bezprostředním okolí a díky velké intenzitě napětí pak také otevírání trhliny. [29] [33] [23]. Proces změn struktury na povrchu je formou 5 zón ilustrován na Obr. 3.16

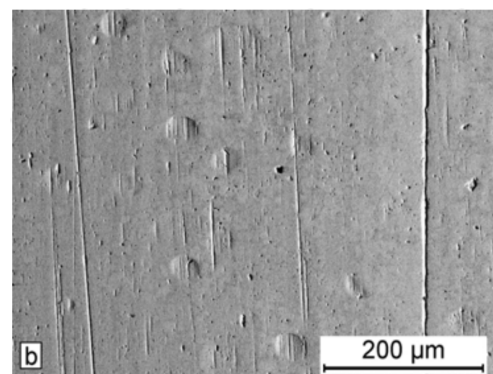


Obr. 3.16: Fáze poškození povrchu a iniciace trhliny. (Převzato z [23])

Druhým módem vzniku povrchově iniciované trhliny je smykové zatížení dráhy. Během provozu jsou ložiska vystavena dynamickým zatížením (např. rázy, vibrace), které mají především při režimech přechodného tření za následek porušování mazacího filmu. Důsledkem jsou pak mikrokontakty mezi vrcholky drsnosti, u kterých může lokální koeficient tření špičkově vyrůst až k hodnotě $\mu = 0.4$. Takovéto zatížení pak přímo vede k formaci plastizovaných oblastí, ze kterých jsou pak trhliny cyklickým zatížením iniciovány podobně jako v předešlém případě. [30]. Souhrnné práce, např. [23], také zmiňují vliv lubrikantu natlačeného pod vysokým tlakem do povrchových trhlin, jako jeden z hnacích mechanismů jejich růstu.



Obr. 3.17: Model zatížení povrchu. Napětí způsobené zatlačenou tvrdou částicí je superponováno na napětí odpovídající Hertzovu kontaktu. (Převztato z [30])



Obr. 3.18: Poškození dráhy válečkového ložiska od zatlačených tvrdých částic. Vylomení povrchu ještě nebylo dosaženo. (Převztato z [30])

Odlišností povrchově iniciované trhliny (*pitting*) od výše pod-povrchově iniciované (*spalling*) je její hloubka. Ta je u *pittingu* menší, neboť obvykle dochází k porušení materiálu těsně pod povrchem. Tedy v menší hloubce, než je lokalizováno maximum smykového napětí. Je však nutné poukázat na skutečnost, že pokud je ložisko s již zformovaným poškozením nadále provozováno, vzniklé trhliny se progresivně šíří a nalézt jeho prvotní příčinu je pak velmi náročné.

3.2.3 Poškození ložisek

Výše popsané módy únavy valivého kontaktu jsou pouze základním dělením a velmi zjednodušeně popisují mechanismy poškození ložisek. Moderní výzkumy ukázaly, že problematika je mnohem širší. Literatura hovoří o tzv. tribochemickém útoku, čímž shrnuje vliv chemických procesů jako je zmíněná difuze vodíku do základního materiálu ložiska způsobující jeho

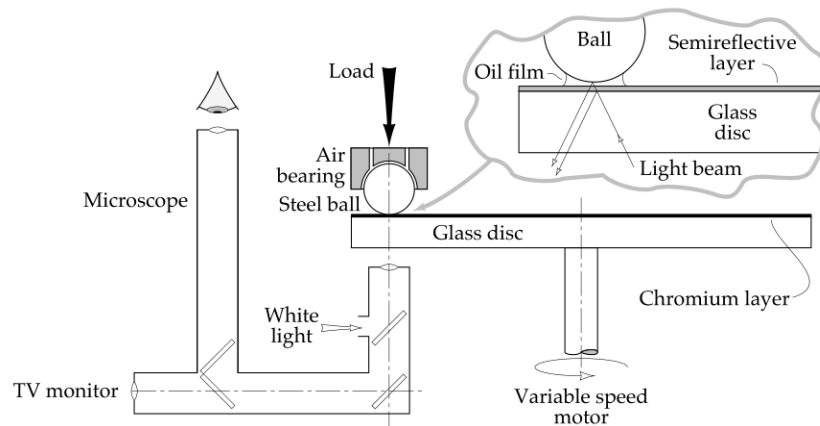
křehnutí [25] [97], nebo interakci některých složek lubrikantů s atomy materiálu ložiska, což může urychlovat nástup únavového poškození [29].

3.3 Metody monitorování mazací vrstvy

Standardní monitoring průmyslově provozovaných ložisek je nejčastěji založen na sledování hladiny vibrací (např. zrychlení), které ložisko za provozu generuje. Touto metodou lze spolehlivě odhalit rozvíjející se poškození v ložisku. Analýzou signálu ve frekvenčním spektru s využitím Fourierovi transformace (FFT) je pak možné takovou závadu přímo lokalizovat. Míra a kontrast, s jakým se rozvíjející poškození promítne do signálu vibrací je dané množstvím mechanické energie, která se uvolní, když se poškozené místo dostane do kontaktu např. s procházejícím valivým elementem. Začínající problémy s mazání kontaktů jsou však z pohledu vysílané energie velmi malé, takže je nelze s použitím konvenčního přístupu lehce odhalit. Pro monitorování mazací vrstvy se proto používají jiné metody, blíže popsané v následujících podkapitolách. Vzhledem k nízkému počtu metod, které je možné prakticky nasadit v průmyslovém provozu jsou uvedeny i ty, které je možné použít pouze v laboratorních podmínkách.

3.3.1 Optická interferometrie

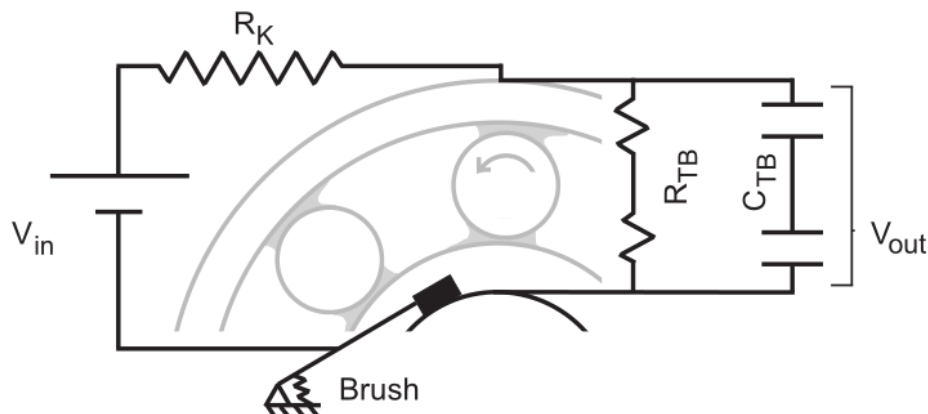
Přímé sledování mazacího filmu umožňují metody založené na principu optické interferometrie. Konfigurace zařízení je ukázána na Obr. 3.19. Během experimentu je valivý element stlačován proti čirému disku ze skla. Ten je na straně kontaktu povlakován polo-odrazivou vrstvou, typicky z chromu. Na opačné straně disku je pak zdroj světla a kamera, která snímá obraz. Metoda funguje na principu interference paprsku světla, který je přímo odražen od chromové vrstvy a fázově posunutého paprsku, který je odražen od valivého elementu. Vzájemné složení těchto paprsků vede na vytvoření barevného obrazu kontaktu, jehož jednotlivé barvy se dají přiřadit určité tloušťce mazacího filmu. Detaily metody je možné nalézt např. v [92]. Příklady aplikací jsou pak uvedeny např. v [31]. Z popisu metody je zcela jasné, že je určena pro výzkum laboratorních podmínkách a díky nutnosti použití průhledného materiálu ji není možné využít pro monitoring ložisek.



Obr. 3.19: Konfigurace zařízení pro měření tloušťky EHL filmu pomocí optické interferometrie. (Převzato z [92])

3.3.2 Měření elektrického odporu kontaktu

Metoda je založena na měření elektrického odporu kontaktů valivých elementů. Využívá se při ní předpokladu, že při přímém styku kuliček s dráhou je odpor kontaktu zanedbatelný. Mazivo se však chová jako izolant, proto za jeho přítomnosti odpor kontaktu vzroste. Konfigurace zapojení je na Obr. 3.20.



Obr. 3.20: Zapojení okruhu pro měření elektrického odporu ložiska. Ložisko reprezentováno paralelním zapojením odporu R_{TB} a kapacity C_{TB} , které se mění podle stavu kontaktů. § (Převzato z [47])

Kontakt je napájen zdrojem se stejnosměrným nebo střídavým napětím. Ložisko je pak reprezentováno jako paralelní obvod odporu R_{TB} a kapacity C_{TB} . Vyhodnocení probíhá měřením výstupního napětí a např. porovnání času, při kterém bylo během provozu v určitém okamžiku

pod stanovenou hodnotou - tzv. *Percentage of contact time*. Jiný přístup k vyhodnocení je pak založen na vyhodnocení středního elektrického odporu ložiska nebo např. jeho rozptylu. Příklad použití metody při experimentálním monitoringu ložiska ukázal Jacobs et al v [47], nebo Matharu v [64]. Dle [92] je však tato metoda velmi náročná interpretaci výsledků. Použití metody také vyžaduje zástavbové úpravy s ohledem na zapojení elektrického měřicího okruhu.

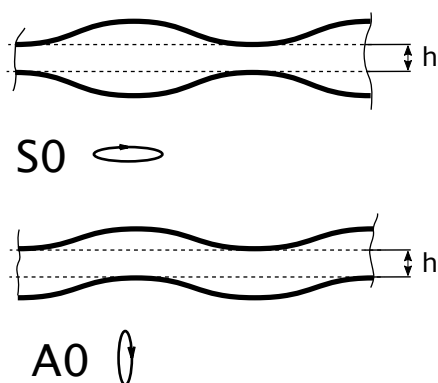
3.3.3 Vibrodiagnostika

Pro snímání problémů s mazáním je možné také využít vhodně naměřená data z vibrodiagnostiky. K detekci problémů je pak nutné použít jednu z pokročilých metod analýzy signálu. Např. Boskoski et al. v [9] použili analýzu spektrálních komponent frekvence otáčení klece - f_{FTF} , získanou prostřednictvím obálky frekvenčního spektra naměřeného signálu.

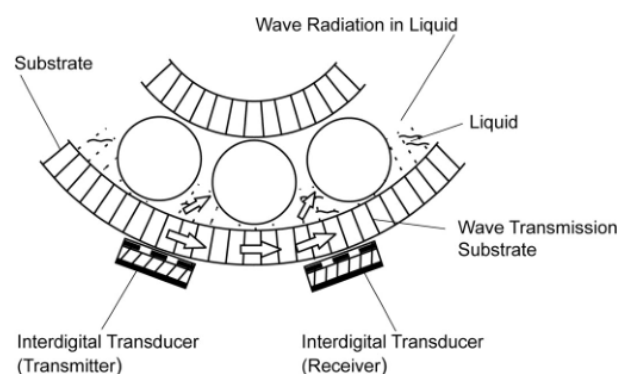
3.3.4 Povrchové akustické vlny

Využití povrchových akustických vln pro monitoring stavu maziva v ložisku popsal Lindner et al. v [59]. Metoda je založena na aktivním buzení a monitoringu krátkých impulsů tzv. Lambda vln na vnějším povrchu vnějšího kroužku ložiska. Technické řešení buzení vln a snímání je ukázáno na Obr. 3.22. Díky specifickým vlastnostem Lambda vln které, jak je ilustrováno na Obr. 3.21, se projevuje svázanou oscilací obou povrchů kroužku, a díky konverzi těchto vln do jiných módů při interakci s vrstvou lubrikantu nebo valivým elementem, je možné, na základě porovnání s jinými měřeními, určit např. množství lubrikantu v ložisku. Toho je dosaženo prostřednictvím sledování a vyhodnocování charakteristik šíření, kterými jsou amplituda nebo doba šíření jednotlivých impulsů. Jak Lindner blíže popsal v článku [58], interakce valivých elementů s buzenými impulsy vyvolá jejich pravidelnou modulaci, jejíž frekvence je shodná s frekvencí minutí valivých elementů na vnějším kroužku ložiska. Změna množství maziva v ložisku se pak např. projeví nárůstem doby šíření akustické vlny. Popsaná metoda byla v roce 2012 patentována evropským i americkým patentem [42]. V současné době patent drží a využívá firma BestSens, jenž metodu uvedla do průmyslové praxe jako zařízení prodávané pod obchodním názvem BeMoS. Brecher et al. v článku [10] popsal monitorování mazacího filmu ložiska vysokorychlostního vřetena obráběcího stroje prostřednictvím zařízení BeMoS. K rozli-

šení mazacího filmu použili snímání momentu tření volně běžícího vřetena. V místě, kde tento moment dosáhl svého minima, tedy předpokládaného stavu dosažení EHL režimu mazání, v naměřených datech ukázali, že došlo k stabilizaci sledované amplitudy povrchové vlny a s výše rostoucími otáčkami se měnila pouze minimálně. Toto pozorování však nebylo více analyzováno ani popsáno.



Obr. 3.21: Základní módy svázané oscilace povrchů při šíření Lambda vlny. S0 - symetrický mód, A0 - antisymetrický mód.



Obr. 3.22: Konfigurace elementů pro emitaci a snímání akustických vln. (Převzato z [59])

3.4 Shrnutí rešerše

Z provedené rešerše byly učiněny dílčí závěry uvedené v následujících bodech:

- ▶ Trhliny, které jsou způsobeny problémy s mazáním, a které jsou statisticky nejčastější příčinou selhání ložisek, mají typicky iniciaci v povrchové vrstvě materiálu. Mechanismus jejich vzniku je pak nejčastěji spojován se smykovým namáháním povrchu, které je následkem problémů s tvorbou mazací vrstvy, nebo vtlačováním volných částic do povrchů dráhy.
- ▶ **V současné době neexistuje spolehlivá metoda monitoringu mazací vrstvy v ložiskách.** Konvenční metody založené na vyhodnocení vibrací nejsou pro začínající problémy s mazáním dostatečně citlivé a metody přímého sledování mazací vrstvy jsou vhodné pouze pro modelové případy v laboratorním prostředí.

- ▶ Byla nalezena pouze jedna metoda, která je citlivá na přítomnost maziva v ložisku, umožňuje zachytit jeho změny (např. znečištění vodou) a je komerčně dostupná. Tato metoda je postavena na sledování přenosových charakteristik aktivně buzených povrchových akustických vln. V literatuře však nebyl nalezen popis způsobu vyhodnocení jejího signálu, který by umožnil tuto metodu použít k monitorování stavu mazací vrstvy.
- ▶ Protože nebyla nalezena žádná 2. metoda, která by umožnila spolehlivě monitorovat mazací vrstvu, není možné jednoduše nezávisle měřením verifikovat výsledky sledování mazací vrstvy. Potencionálně použitelná metoda měření odporu kontaktu vyžaduje konstrukční řešení, která jsou složitá a její interpretace závisí na zkušenostech. Není tedy vhodná jako verifikační metoda. **Ověření zkoumané metody je tedy vhodné provést formou porovnávání výsledků měření s výsledky získanými metodami matematického modelování a simulacemi.**
- ▶ Pro modelování ložiska, tj. především distribuce vnějšího zatížení na jednotlivé valivé elementy, se nabízí využít již zpracovanou metodiku popsanou v normě ISO/TS 16281. Řešení modelu celého ložiska metodou konečných prvků (MKP), je pro tento typ úlohy neefektivní.
- ▶ Pro modelování mazaného kontaktu valivého elementu s dráhou se nabízí použít plný numerický model mazaného elastohydrodynamického kontaktu, který je popsán Reynoldsovou rovnicí. Odvozené analytické rovnice mají omezenou platnost. V oblasti standardních provozních podmínek se ukázalo, že mají tendenci přeceňovat tloušťku predikovaného mazacího filmu.
- ▶ Predikci mazacích režimů, ve kterých se kontakt v závislosti na provozních podmínkách pohybuje, lze udělat prostřednictvím Tallianova vztahu srovnávacího tloušťku mazacího filmu a společnou drsnost obou těles v kontaktu.

Kapitola 4

Cíle disertační práce

Na základě závěrů provedené rešerše bylo hlavním cílem této disertační práce zvoleno vyvinutí a ověření metody sledování mazacího filmu mezi valivými elementy a dráhou ložiska, prostřednictvím monitorování charakteristik šíření aktivně buzených povrchových akustických vln.

Dílčí cíle práce pak byly stanoveny dle následujících bodů:

1. **Vytvořit propojený matematický model válečkového ložiska a mazaného elastohydrodynamického kontaktu, který na základě vstupních provozních, geometrických a rheologických parametrů umožní stanovit tloušťku mazací vrstvy mezi valivým elementem a dráhou.** Model ložiska bude postavený na základech metody popsané v normě ISO/TS 16281. Detailní model mazací vrstvy bude řešen s využitím numerického řešení Reynoldsovi rovnice mazaného elastohydrodynamického kontaktu.
2. **S využitím propojeného modelu ložiska a mazacího filmu vytvořit mapu provozních mazacích režimů ložiska.**
3. **Provést návrh a konstrukci testovacího zařízení ložisek,** které umožní provádět experimenty zaměřené na sledování mazací vrstvy s využitím metody snímání aktivně buzených povrchových akustických vln.
4. **Navrhnout a provést experimentální měření s cílem sledování mazací vrstvy v ložisku za různých provozních podmínek, dle vytvořené mapy mazacích re-**

žimu. Pro sledování mazací vrstvy využít metodu snímání aktivně buzených povrchových akustických vln.

5. **Navrhnout a definovat takové vyhodnocení signálu sledovaných charakteristik šíření povrchových akustických vln, které by umožňovalo identifikovat stav mazací vrstvy mezi valivým elementem a dráhou.**
6. **Na základě porovnání vyhodnoceného signálu s predikcemi mazacích režimů, a s publikovanými výsledky studií chování akustických vln během šíření, provést fyzikální interpretaci výsledků měření.** Cílem interpretace je popis pozorovaných změn v signálu charakteristik šíření povrchových akustických vln v závislosti na stavu mazací vrstvy.

Výše popsané dílčí cíle pak definují jednotlivé etapy výzkumu:

1. Modelování ložiska a mazací vrstvy.
2. Simulace průběhu experimentu a získání predikce mazacích režimů ložiska.
3. Návrh a konstrukce experimentálního zařízení.
4. Experimentální měření mazací vrstvy prostřednictvím povrchových akustických vln.
5. Porovnání výsledků měření s predikcemi získanými modelováním, jejich interpretace a vyhodnocení.

Kapitola 5

Model ložiska a EHL mazací vrstvy kontaktu

Tato kapitola popisuje matematické modely ložiska a mazaného kontaktu, které byly použity k predikci provozních mazacích režimů. Implementace obou popsaných modelů byla provedena v software GNU Octave 4.2.2 [21].

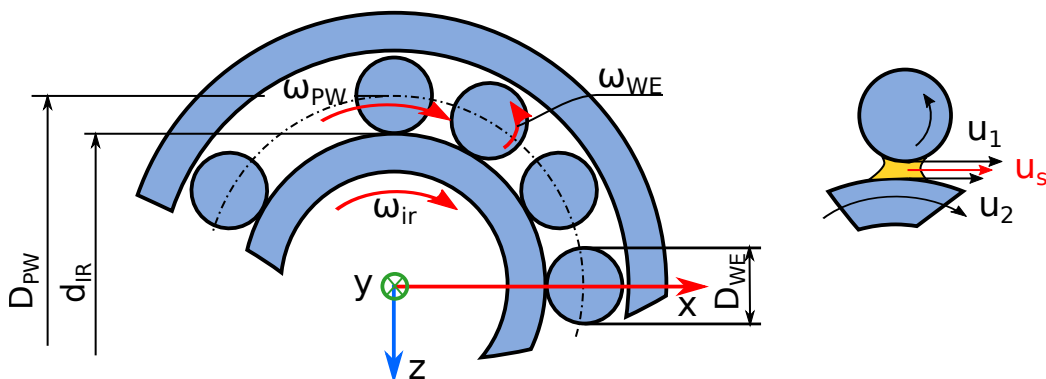
5.1 Kinematický model válečkového ložiska

Definice kinematických vztahů mezi jednotlivými částmi ložiska je důležitou komponentou modelu. Odvozené vztahy jsou platné za předpokladu kinematických pohybů valivých elementů v ložisku, které jsou dány jejich valením bez uvažování skluzů. Tento předpoklad je za běžných provozních podmínek splněn. Dále je předpokládána rotace pouze vnitřního kroužku. Vnější kroužek je statický. Odvození vychází ze schématu na Obr. 5.1.

Pro výpočet rychlosti otáčení klece ω_{FTF} je nejprve provedeno její odečtení od rotujícího vnitřního ω_{IR} a stojícího vnějšího kroužku ω_{OR} . Následně, za podmínky dokonalého valení, jsou sestaveny rovnice pro obvodové rychlosti v bodě kontaktu s valivým elementem na vnitřním 5.1 a vnějším 5.2 kroužku.

$$(\omega_{IR} - \omega_{FTF})(D_{PW}/2 - D_{WE}/2) = D_{WE}/2 \cdot \omega_{WE} \quad (5.1)$$

$$(-\omega_{FTF})(D_{PW}/2 + D_{WE}/2) = -D_{WE}/2 \cdot \omega_{WE} \quad (5.2)$$



Obr. 5.1: Geometrie ložiska

Společným řešením výše uvedených rovnic dostáváme výsledné vztahy pro výpočet rychlosti otáčení klece 5.3 v literatuře nazývaný jako *Fundamental Train Frequency* a 5.4 pro výpočet rychlosti otáčení valivých elementů obecně nazývaný *Ball Spin Frequency*

$$\omega_{FTF} = \frac{\omega_{IR}}{2} \left(1 - \frac{D_{WE}}{D_{PW}} \right) \quad (5.3)$$

$$\omega_{WE} = \omega_{BSF} = \frac{\omega_{IR} D_{PW}}{2 D_{WE}} \left(1 - \left(\frac{D_{WE}}{D_{PW}} \right)^2 \right) \quad (5.4)$$

Pro získání dalšího důležitého vztahu, a to frekvence minutí valivých elementů na vnějším kroužku, je vztah 5.3 prostřednictvím dosazení $\omega = 2\pi f$ transformován do formy vyjadřující frekvenci otáčení klece v závislosti na frekvenci otáčení vnitřního kroužku f_{IR} . Hledaný vztah pro f_{BPFO} pak dostaneme součinem upraveného vztahu s počtem valivých elementů Z .

$$f_{BPFO} = \frac{Z f_{IR}}{2} \left(1 - \frac{D_{WE}}{D_{PW}} \right) \quad (5.5)$$

Vztah 5.7 pro frekvenci minutí valivých elementů na vnitřním kroužku f_{BPFI} , dostaneme stanovením vzájemné relativní rychlosti otáčení klece ω_{FTF} a vnitřního kroužku ω_{IR} dle 5.6, a jako při výpočtu f_{BPFO} , následným součinem relativní frekvence otáčení s počtem valivých elementů.

$$\Delta_{\omega} = \omega_{IR} - \omega_{FTF} \rightarrow \frac{\omega_{IR}}{2} \left(1 + \frac{D_{WE}}{D_{PW}}\right) \quad (5.6)$$

$$f_{BPI} = \frac{Zf_{IR}}{2} \left(1 + \frac{D_{WE}}{D_{PW}}\right) \quad (5.7)$$

Posledním vztahem, zejména důležitým pro stanovení tloušťky mazacího filmu v ložisku, je vstupní rychlost maziva do kontaktu. V odborné literatuře [94] nazývána *entraining velocity*. Jedná se o průměrnou rychlost jednotlivých těles vstupujících do kontaktu. V případě valivého kontaktu ložiska, za předpokladu nulových skluzů, lze tuto závislost formálně zapsat dle 5.8. Po úpravě potom ve tvaru 5.9.

$$u_s = \frac{(\omega_{IR} - \omega_{FTF})(D_{PW}/2 - D_{WE}/2) + (D_{WE}/2 \cdot \omega_{WE})}{2} \quad (5.8)$$

$$u_s = \frac{\omega_{IR}D_{PW}}{4} \left(1 - \left(\frac{D_{WE}}{D_{PW}}\right)^2\right) \quad (5.9)$$

Odvozené vztahy jsou shrnuty v Tab. 5.1.

Popis	Ozn.	Jedn.	Vztah
Rychlost otáčení klece	ω_{FTF}	rad/s	$\frac{\omega_{IR}}{2} \left(1 - \frac{D_{WE}}{D_{PW}}\right)$
Rychlost otáčení valivého elementu	ω_{D_w}	rad/s	$\frac{\omega_{IR}D_{PW}}{2D_{WE}} \left(1 - \left(\frac{D_{WE}}{D_{PW}}\right)^2\right)$
Relativní rychlost elementu a vnitřní dráhy	u_s	mm/s	$\frac{\omega_{IR}D_{PW}}{4} \left(1 - \left(\frac{D_{WE}}{D_{PW}}\right)^2\right)$
Frekvence minutí elementů vnitřní kroužek	f_{BPI}	1/s	$\frac{Zf_{IR}}{2} \left(1 + \frac{D_{WE}}{D_{PW}}\right)$
Frekvence minutí elementů vnější kroužek	f_{BPO}	1/s	$\frac{Zf_{IR}}{2} \left(1 - \frac{D_{WE}}{D_{PW}}\right)$

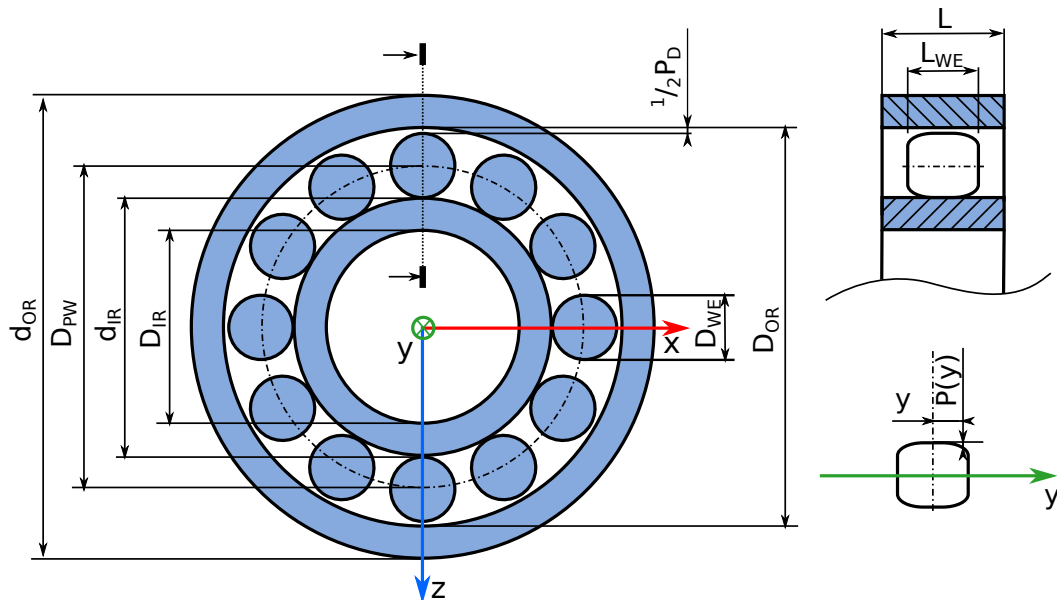
Tabulka 5.1: Kinematické parametry jednotlivých částí válečkového ložiska

5.2 Model zatížení elementů válečkového ložiska

Kapitola popisuje model válečkového ložiska, který je postaven na základech normy ISO/TS 16281: 2008 [46]. Model byl nad rámec této normy rozšířen tak, aby umožňoval získat vliv: (i) provozního gradientu teploty v ložisku; a (ii) nalisování vnitřního kroužku na hřídel; na distribuci vnějšího zatížení po jednotlivých valivých elementech.

5.2.1 Definice modelu

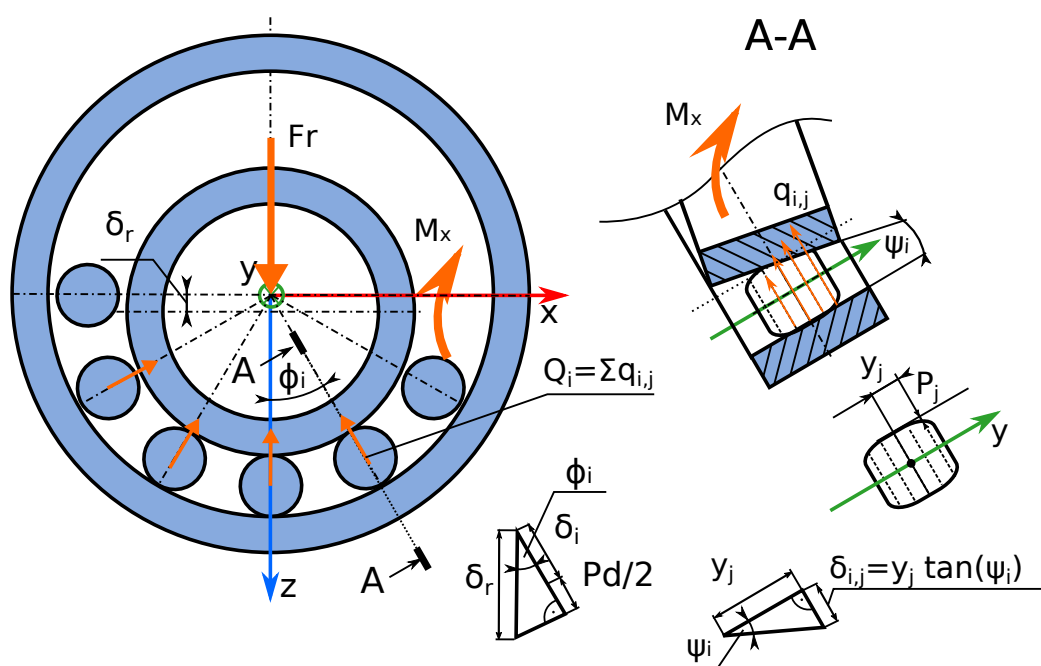
Válečkové ložisko lze charakterizovat tzv. liniovým kontaktem valivých elementů s dráhou a kontaktním úhlem $\alpha_{cont} = 0^\circ$, který omezuje rozsah jeho použití pouze na přenos radiálního a částečně ohybového zatížení. Geometrie ložiska a parametry jsou ukázány na Obr. 5.2.



Obr. 5.2: Geometrie ložiska

Model je definován pro následující předpoklady:

- ▶ Elastické a lineární chování jednotlivých částí.
- ▶ Malé deformace vzhledem k velikosti ložiska.
- ▶ Zatížení dráhy odstředivými silami zanedbáno. ¹



Obr. 5.3: Model ložiska

Základem modelu je rovnováha aplikovaného vnějšího zatížení ložiska s reakčními silami jednotlivých valivých elementů dle Obr. 5.3. Reakční síly jsou získány ze vztahu mezi tuhostí a deformací, přičemž tuhost valivých elementů a jejich kontaktů s vnitřním a vnějším kroužkem je modelována pro každý element prostřednictvím série paralelních pružin.

Pro každý valivý element, který je v kontaktu s oběma kroužky ložiska, je základní vztah mezi radiálním zatížením a deformací dle rovnice 5.10 [46], [A4]

$$Q_i = K_b \delta_i^{10/9} \quad (5.10)$$

ve kterém:

Q_i : je celkové zatížení i-tého valivého elementu

K_b : je parametr tuhosti definovaný v závislosti na délce válečku prostřednictvím vztahu 5.11

δ_i : je elastická radiální deformace i-tého valivého elementu

¹Ložisko se pohybuje rychlostmi, ve kterých jsou tyto účinky vzhledem k aplikovanému zatížení zanedbatelné

$$K_b = c_b L_{we}^{8/9} \quad (5.11)$$

Konstanta tuhosti c_b je v [37] pro jednostranný čárový kontakt vyčíslena hodnotou 80 600, tedy 40 300 pro oboustranný kontakt (valivý element stlačován mezi dvěma valivými dráhami). Norma ISO/TS 16281 [46] pak pro oboustranný kontakt typického válečku s profilovou modifikací uvádí hodnotu $c_b = 35\,948$. Tato hodnota s velkou pravděpodobností reflektuje geometrii válečku a bez dalšího ověření bude použita v této práci.

Modelování tuhosti valivého elementu s podélnou tvarovou modifikací je pak provedeno rozšířením původní definice tuhosti valivého elementu dle 5.10, zavedením tzv. lamin. Váleček je rozdělen na n_s diskretních dílů - lamin. Ty jsou na Obr. 5.3 pro každý váleček i označeny indexem j . Každému laminu je pak přiřazena odpovídající tuhost dle rovnice 5.12. V této práci je na základě doporučení normy [46] pro model použito vždy $n_s = 40$ dílů.

$$c_s = \frac{K_b}{n_s} \quad (5.12)$$

Dle řezu A-A na Obr. 5.3, každý díl j válečku i při deformaci $\delta_{i,j}$ vyvolá reakční sílu $q_{i,j}$ dle rovnice 5.13

$$q_{i,j} = c_s \delta_{i,j} \quad (5.13)$$

Při čistě radiálním zatížení ložiska je deformace každého valivého elementu δ_i vyjádřena prostřednictvím celkové radiální deformace (tj. vzájemný posun středů kroužků ložiska) δ_r a celkové radiální vŕle ložiska P_d dle 5.14. Graficky je tento vztah ukázán na Obr. 5.3 uprostřed.

$$\delta_{i,j} = \delta_r \cos(\phi_i) - \frac{P_d}{2} \quad (5.14)$$

Při uvažování zatížení ložiska ohybovým momentem M_x , jak je ukázáno Obr. 5.3, dojde ke vzájemnému naklopení vnějšího a vnitřního kroužku o úhel ψ . Úhel naklopení ψ_i se pak pro každý element mění s kosinem úhlu pozice elementu ϕ_i dle vztahu 5.15.

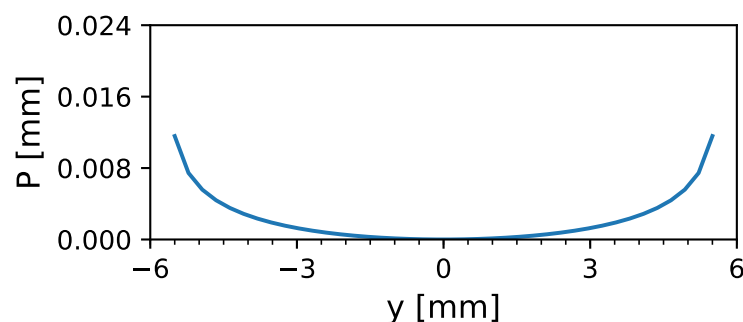
$$\psi_i = \operatorname{atan}(\tan(\psi)\cos(\phi_i)) \quad (5.15)$$

S použitím kombinace výše uvedených vztahů 5.14 a 5.15, je deformace každého diskretního dílu valivého elementu $\delta_{i,j}$, při současném působení vnější radiální síly a ohybového momentu vypočtena principem superpozice. Tedy, vliv ohybového momentu je superponován prostřednictvím druhého členu ve vztahu 5.16 na příspěvek deformace vyvolané radiálním zatížením, který je vyjádřen prvním členem rovnice. Poslední člen pak vyjadřuje modifikaci válečku popsanou dále v textu. Uvedenou podmínkou je ošetřeno modelování nelineárního chování tuhosti kontaktu, neboť ve výpočtu aktivuje pouze ty části válečku (lamina), které jsou zatíženy, tedy jejich deformace $\delta_{i,j} > 0$

$$\begin{cases} \delta_{i,j} > 0 : & \delta_{i,j} = \delta_{i,j} + y_j \tan(\psi_i) - 2P_j, \\ \delta_{i,j} < 0 : & \delta_{i,j} = 0 \end{cases} \quad (5.16)$$

Výše zmíněná mikrogeometrie valivého elementu je v 5.16 vyjádřena prostřednictvím parametru P_j . Norma ISO/TS 16281 [46] nabízí tzv. logaritmickou modifikaci vyjádřenou rovnicí 5.17 a ukázanou na Obr. 5.4. Dále v práci bude tato modifikace nahrazena aproximací skutečné geometrie získané měřením válečku.

$$P_j = 35 \cdot 10^{-5} D_{we} \cdot \ln \left[\left(1 - \left(\frac{2y_j}{Lwe} \right)^2 \right)^{-1} \right] \quad (5.17)$$



Obr. 5.4: Vizualizace podélné logaritmické modifikace válečku dle 5.17

Model je následně řešen prostřednictvím rovnice 5.18, jejímž výsledkem je radiální posuv vnitřního kroužku ložiska proti vnějšímu δ_r , takový, jenž vyhoví podmínce silové rovnováhy v řešeném

systému. [46] [A4]

$$f_r = Fr - cs \sum_{i=1}^Z \left(\cos(\phi_j) \sum_{j=1}^{n_s} \delta_{i,j}^{10/9} \right) = 0 \quad (5.18)$$

Při aplikaci momentového zatížení na ložisko, je řešením 5.19 úhel naklopení os kroužků ψ , který vyhovuje podmínce momentové rovnováhy. [46] [A1]

$$f_{M_x} = Mx - cs \sum_{j=1}^Z \left(\cos(\phi_i) \sum_{j=1}^{n_s} y_j \delta_{i,i}^{10/9} \right) = 0 \quad (5.19)$$

5.2.2 Vliv vnitřní radiální vůle ložiska

Velikost vnitřní radiální vůle ložiska má zásadní vliv na výslednou distribuci vnějšího zatížení na jednotlivé valivé elementy. Hodnota vnitřní radiální vůle, uváděná výrobcí v technických podkladech, platí pro nenasazená a nezatížená ložiska [88]. Dále v textu bude tato vůle označována jako *nominální*.

Provozní radiální vůle se od nominální liší. Významným faktorem ovlivňujícím provozní vůli je uložení ložiska na hřídeli. V modelu jeho vliv zohledněn prostřednictvím počáteční deformace vnitřního kroužku dle 5.20 [40].

$$\delta_{dir} = \frac{2 \cdot I \cdot F}{[F^2 - 1] \left\{ \left[\frac{F^2+1}{F^2-1} + \frac{1}{\nu_{ir}} \right] + \frac{E_{ir}}{E_s} \left[\frac{F^2+1}{F^2-1} - \frac{1}{\nu_s} \right] \right\}} \quad (5.20)$$

ve které

I : je celkový přesah uložení

F : je poměr průměru valivé dráhy vnitřního kroužku a hřídele: $F = \frac{d_{ir}}{d_s}$

Dalším faktorem je vliv rozdílných teplot mezi vnitřním a vnějším kroužkem. Odvod tepla z vnějšího kroužku je díky okolní struktuře obvykle více efektivní, než z kroužku vnitřního. Výsledkem jsou odlišné teplotní deformace kroužků, jenž mají za následek redukci vnitřní vůle.

Za předpokladu lineárního gradientu, daného rozdílem teplot obou kroužků a počáteční deformace vnitřního kroužku způsobenou nalisováním dle 5.20 je provozní vůle ložiska daná 5.21 [A4].

$$Pd = D_{or} - (d_{ir} + \delta_{dir})(1 + \alpha_T \Delta T) - 2D_{WE}(1 + \alpha_T \frac{\Delta T}{2}) \quad (5.21)$$

ve které

α : je lineární součinitel teplotní roztažnosti materiálu

ΔT : je rozdíl teplot obou kroužků.

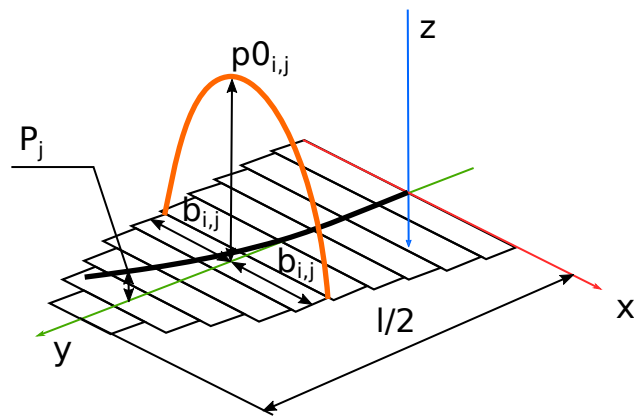
5.2.3 Stanovení kontaktního napětí

Kontaktní napětí mezi valivým elementem a dráhou je stanoveno s využitím výše popsaných diskretních části válečku - lamin. Postup vychází z aplikace teorie Hertzova čárového kontaktu na každý diskretní díl válečku. Tedy, pro každý díl jsou přijaty odpovídající předpoklady:

1. Úloha je řešena jako rovinná napjatost
2. Dotýkající se tělesa mají obě tvar válce s křivostmi orientovanými ve společné rovině.
3. Kontaktní plocha má tvar obdélníku o šířce $2b$ a délce l .
4. Délka obou dotýkajících se těles l významně přesahuje šířku kontaktní plochy $l \gg 2b$.
5. Poloměr (křivosti) každého kontaktního tělesa významně přesahuje velikost kontaktní plochy $R \gg 2b$.

Ilustrativně je uvažovaný model ukázán na Obr. 5.5. Ve střední části válečku splnění bodu 1 závisí na použité podélné profilové modifikaci. Za předpokladu jednoduché logaritmické modifikace, dle rovnice 5.17, u které dochází pouze k pozvolným změnám geometrie válečku v podélném směru, a kdy poloměr zaoblení konců válečku významně převyšuje šířku kontaktu $R \gg 2b$, je dle [51] možné pro váleček s dostatečnou přesností stanovit kontaktní napětí

prostřednictvím teorie Hertzova čárového kontaktu. V oblasti konců válečku je však nutné očekávat odklon výsledků získaných popsanou metodou od skutečného stavu, neboť tam dochází k obecné prostorové deformaci. [A4] Chyba se projeví v získaném nižším kontaktním napětí v oblasti konců, než je tomu ve skutečnosti. Velikost skutečného napětí pak závisí mimo parametrů materiálu, také na poloměru zaoblení konce válečku.



Obr. 5.5: Stanovení průběhu kontaktního tlaku po délce valivého elementu.

Pro každou diskrétní část valivého elementu je stanoveno odpovídající zatížení dle 5.22.

$$q_{i,j} = \delta_{i,j}^{10/9} \cdot \frac{K_b}{n_s} \quad (5.22)$$

Šířka kontaktu je pro každý díl stanovena na základě Hertzovi teorie dle 5.23.

$$b_{i,j} = \sqrt{\frac{8q_{i,j}R'}{\pi \cdot E'}} \quad (5.23)$$

Ve které

R' je společná křivost dotýkajících se těles v oblasti kontaktu: $\frac{1}{R'} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$

E' je redukovaný modul pružnosti obou dotýkajících se těles: $\frac{2}{E'} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}$

Maximální kontaktní napětí je pak pro každý díl j válečku i vypočteno vztahem 5.24.

$$p0_{i,j} = \frac{2q_{i,j}}{\pi b_{i,j}} \quad (5.24)$$

5.2.4 Algoritmus řešení modelu ložiska

Rovnice popisující model ložiska jsou řešeny numericky, prostřednictvím algoritmu pro hledání nulové hodnoty funkce. Implementace modelu byla provedena v prostředí GNU Octave 4.2.2 [21] s využitím minimalizační funkce *fzero*, která využívá algoritmus popsáný v [3].

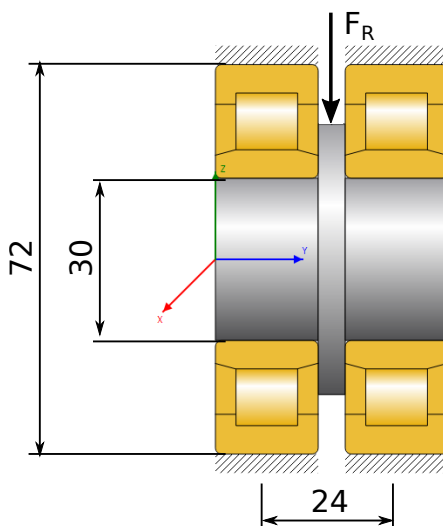
Postup řešení úlohy sleduje tyto kroky:

1. Stanovení parametrů vnitřní geometrie ložiska na základě uložení a teplotního gradientu dle 5.21
2. Zadán interval hodnot pro odhad velikosti radiální deformace δ_r , který provádí funkce *fzero*. Zvolení $\psi = 0$, neboť v prvním kroku je řešen příspěvek deformace pouze od radiální síly.
3. Výpočet radiální deformace pro každý valivý element δ_j prostřednictvím 5.14.
4. Stanovení hodnoty f_r , rovnice 5.18. Pokud je $f_r(\delta_r) < \epsilon_r$, je δ_r považován za výsledek. V případě nevyhovění podmínky postup pokračuje bodem 2, kde je funkcí *fzero* proveden nový odhad vedoucí k minimalizaci chyby. Tolerance výpočtu je standardně nastavena na hodnotu $\epsilon_r = 2 \times 10^{-16}$.
5. Zadán interval hodnot pro odhad velikosti úhlu naklonění ložiska: ψ , který provádí funkce *fzero*.
6. Výpočet vzájemného naklonění vnitřního a vnějšího kroužku ψ_j pro každý element.
7. S využitím hodnoty δ_r vyhovující 5.18 v kroku 4 stanovena deformace jednotlivých lamin valivých elementů dle 5.16.

8. Stanovení hodnoty f_{Mx} rovnice 5.18. Pokud je $f_{Mx}(\delta_r, \psi) < \epsilon_{Mz}$, je hodnota ψ považována za výsledek. V případě nevyhovění podmínky postup pokračuje bodem 5, kde je funkcí f_{zero} proveden nový odhad vedoucí k minimalizaci chyby.

5.2.5 Validace modelu

Ověření správnosti implementace modelu ložiska byla provedena porovnáním výsledků zvolené validační úlohy s výsledky získanými z komerčně dostupné implementace normy [46] v software KISSsoft od stejnojmenné firmy. Definice úlohy je ukázána na Obr. 5.6. Parametry válečkového ložiska odpovídají typu N 306 dle [89] a jsou uvedeny v Tab. 5.2.



Obr. 5.6: Definice úlohy pro validaci modelu. Náhled generovaný ze software KISSsoft

Parametr	Označení	Hodnota
Průměr otvoru ložiska	D_{IR}	30 mm
Vnější průměr ložiska	d_{OR}	72 mm
Šířka ložiska	B	19 mm
Dynamická únosnost	C	58.5 kN
Počet valivých elementů	Z	12
Aktivní délka valivých elementů	L_{we}	11
Vnitřní radiální vůle ložiska	Pd_0	32.5 μ m
Modul pružnosti	E	210 GPa
Poissonova konstanta	ν	0.3

Tabulka 5.2: Parametry ložiska pro validaci modelu

Software KISSsoft má pro válečková ložiska standardně implementovanou logaritmickou modifikaci válečků, popsanou rovnicí 5.17. Konfigurace ložisek byla zvolena tak, aby byla minimalizována složka natočení ložiska plynoucí z deformace hřídele. Důvodem k tomu byla nejednoznačnost okrajových podmínek a následná porovnatelnost modelů. Parametry rozhraní ložisek s hřídelí byly zvoleny tak, aby odpovídaly volnému nasazení ložiska na hřídel, tedy bez vlivu deformace vnitřního kroužku nalisováním. Uvažován je také izotermický případ, kdy všechny komponenty ložiska mají stejnou teplotu. Důvodem k tomuto kroku byla nejasnost implementace těchto vlivů v KISSsoft a možné odchylky obou modelů tím způsobené. Zatížení ložisek bylo prováděno radiální silou ve střední části hřídele.

Validace výsledků probíhala ve více hladinách zatížení. Výsledky ve formě posunutí a naklopení ložiska postupně na 3 hladinách zatížení jsou uvedeny v tabulce 5.3. Porovnání zatížení jednotlivých elementů a kontaktního tlaku je pak v tabulce 5.4 a 5.5. [A1]

Zatížení [F_r/C]	Fr [N]	Mz [Nm]	Posunutí			Naklopení		
			Model [μm]	KISSsoft [μm]	Odchylka [%]	Model [μrad]	KISSsoft [μrad]	Odchylka [%]
0.05	2925	0.05	28.226	28.222	0.015	0.017	0.017	0
0.1	5850	0.13	34.730	34.731	0.003	0.032	0.0341	6
0.2	11700	0.35	45.198	45.203	0.011	0.066	0.069	4

Tabulka 5.3: Výsledky validace modelu. Posunutí a naklopení ložiska při zatížení.

Váleček #	Model [N]	KISSsoft [N]	Odchylka [%]	Kontak #	Model [MPa]	KISSsoft [MPa]	Odchylka [%]
5	576	577	0.17	Vnitřní	2140	2143	0.13
6	3592	3590	0.05	Vnější	1719	1721	0.12
7	4901	4905	0.08				

Tabulka 5.4: Výsledky validace zatížení válečků pro vnější zatížení odpovídající [F_r/C] = 0.2

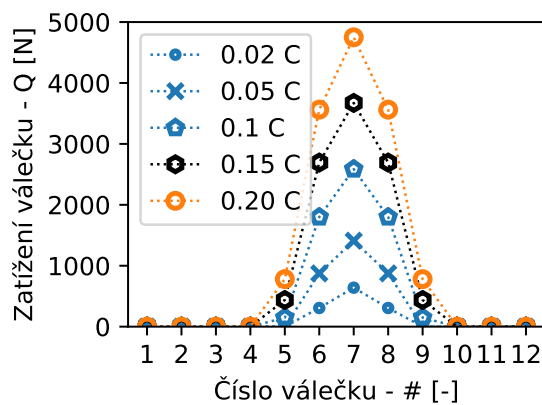
Tabulka 5.5: Výsledky validace kontaktního napětí pro váleček #7 a vnější zatížení [F_r/C] = 0.2

Mezi výsledky obou modelů byla nalezena shoda s maximální odchylkou < 1% pro kontrolované výstupní parametry: radiální deformace ložiska, zatížení jednotlivých elementů a maximální kontaktní tlak. Odchylka \leq 6% pak byla pro naklopení ložiska vlivem momentového zatížení.

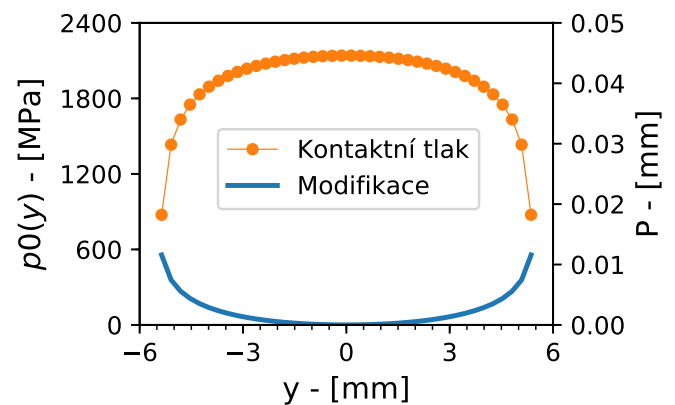
Vyšší hodnotu odchylky v případě naklonění lze odůvodnit kombinací numerické metody řešení a velmi malými hodnotami, ve kterých se výsledek pohybuje.

Vzhledem k nízkým hodnotám odchylek obou vzájemně porovnávaných modelů byla implementace modelu ložiska vyhodnocena jako úspěšná [A1].

Ilustrativní ukázka grafického výstupu modelu ložiska ve formě distribuce vnějšího zatížení na jednotlivé elementy ložiska, při různých hladinách vnějšího zatížení je na Obr. 5.7. Zatížení je vyjádřené ve formě poměru dynamické únosnosti ložiska C a radiálního zatížení F_r . Průběh kontaktního tlaku po délce válečku v závislosti na profilu podélné modifikace je pak ukázán na Obr. 5.8.



Obr. 5.7: Zatížení jednotlivých valivých elementů ložiska při různých hladinách vnějšího zatížení. Vnější zatížení je aplikováno ve směru elementu #7



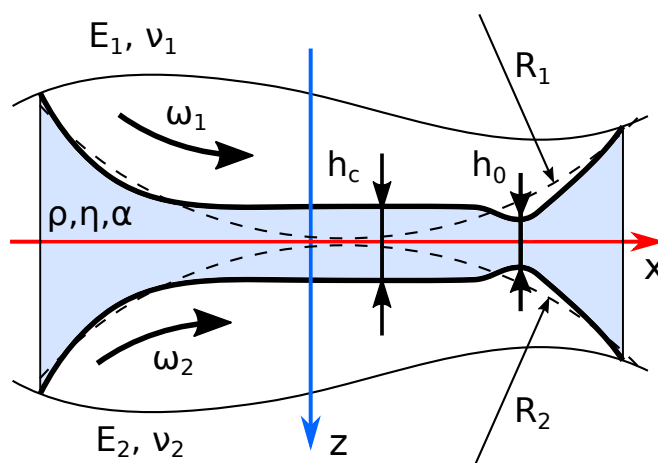
Obr. 5.8: Vliv logaritmické modifikace na průběh kontaktního tlaku po délce valivého elementu #7 při zatížení odpovídající $F_r/C = 0.2$.

5.3 Model tlakového pole a tloušťky EHL mazací vrstvy valivého kontaktu

Model popsáný v následující části práce popisuje tlakové pole a elastickou deformaci těles v kontaktu při tzv. *elastohydrodynamickém* (EHL) režimu mazání. Model tenkého mazacího filmu ve vyšetřované kontaktní oblasti, je definován Reynoldsovou rovnicí [79], [101], [35], [63], [118]. Její odvození vychází z obecných Navier-Stokesových rovnic za předpokladů izotermického proudění stlačitelné izotropní kapaliny v úzkém průřezu. Dále je předpokládáno tzv. Newtonské chování, tj. chování při kterém viskozita kapaliny nezávisí na smykové rychlosti.

5.3.1 Definice úlohy

Na Obr.5.9 je ilustrován model mazaného kontaktu včetně parametrů popisující jednotlivé komponenty modelu. Čárkovaně je zobrazena geometrie těles před deformací. Plnou čarou pak typický průběh elastické deformace geometrie v mazaném EHL kontaktu. Parametry h_c a h_0 označují tloušťku mazací vrstvy v centrální části kontaktu a minimální tloušťku filmu na výstupu.



Obr. 5.9: Model elastohydrodynamického (EHL) mazaného liniového kontaktu

Použití Reynoldsovi rovnice pro liniový kontakt válečku vychází z podobných předpokladů, jaké byly použity při výpočtu kontaktního tlaku mezi válečkem a dráhou v Kapitole 5.2.3. Získané výsledky mají dostatečnou přesnost ve střední části válečku. U krajů, kde nejsou splněny základní předpoklady, lze očekávat odklon výsledků, avšak s minimálním dopadem na vyšetřovanou úlohu. Tuto argumentaci podporují pozorování popsaná v článku [74].

Reynoldsova rovnice je pro případ liniového kontaktu vyjádřena vztahem 5.25 [101]. Jedná se o redukovaný tvar rovnice, který popisuje proudění pouze ve směru rovnoběžném s osou x , jak je ilustrováno Obr.5.9. Předpokládá se tedy, že proudění ve směru osy y , a také kolmo k povrchu ve směru osy z má na samotnou tloušťku mazací vrstvy zanedbatelný vliv. Tyto předpoklady velmi dobře popisují situaci ve střední části kontaktu, která je hlavním bodem zájmu modelu.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) = \underbrace{6u_s \frac{\partial(\rho h)}{\partial x}}_A + \underbrace{6\rho h \frac{\partial(u_s)}{\partial x}}_B + \underbrace{12 \frac{\partial(\rho h)}{\partial t}}_C \quad (5.25)$$

Ve které

u_s : je vzájemná relativní rychlost obou povrchů ve směru proudění - viz. Tab. 5.1

ρ : je hustota kapaliny

η : je dynamická viskozita kapaliny

p : je absolutní tlak v kapalině

a označené části na pravé straně popisují změnu tlaku v kapalině způsobenou:

A : změnou geometrie kanálu ve směru proudění tzv. efekt klínu

B : změnou rychlosti proudění v kanálu ve směru pohybu

C : časově závislými změnami geometrie

Zahrnutí těchto vlivů pak vyžaduje společné řešení rovnic popisující jednotlivé komponenty rovnice.

5.3.1.1 Reynoldsova rovnice pro čárový kontakt

V této práci je uvažován kvazistatický stav, při kterém nedochází k časově proměnným změnám zatížení a/nebo rychlosti. To umožňuje zjednodušení Reynoldsovi rovnice 5.25 o poslední člen na pravé straně - C . Dále je předpokládána konstantní rychlost obou povrchů v kontaktu, tedy je zanedbáván člen B . Ten má na tlakové pole významný vliv především v kontaktech měkkých materiálů, kde může docházet vlivem velkých deformací ke změnám rychlostí v závislosti na poloze v kontaktu. Reynoldsova rovnice je potom zjednodušena do tvaru 5.26, kdy dominantní vliv na tvorbu tlakového pole v kapalině má proměnná geometrie úzké mezery - tzv. klínový efekt [101]. [A4].

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6u_s \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} \quad (5.26)$$

5.3.1.2 Tloušťka mazací vrstvy

Tloušťka filmu mezi kontaktními tělesy je dána rovnicí 5.27 [101], [A4].

$$h(x) = h_c + \frac{x^2}{2R'} + \delta(x) \quad (5.27)$$

Ve které

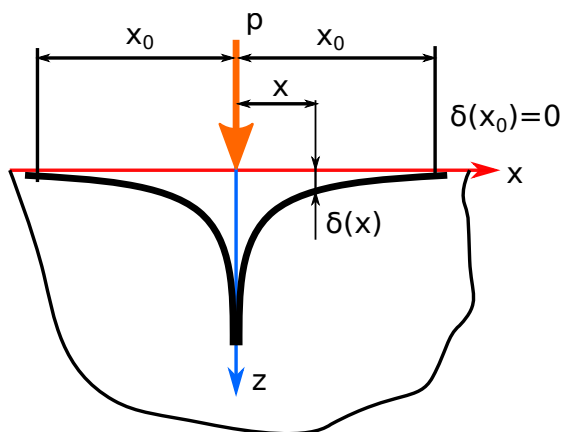
h_c : je tloušťka mazací vrstvy ve střední části kontaktu

R' : je společná křivost kontaktních těles v oblasti kontaktu

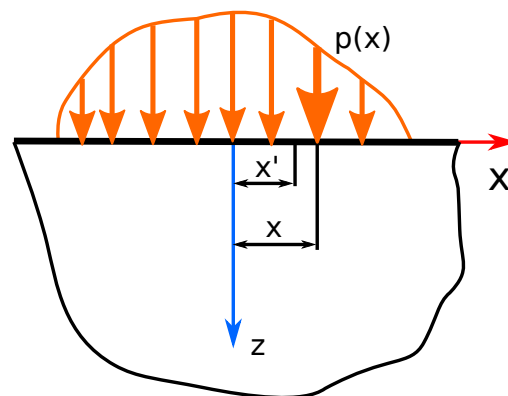
$\delta(x)$: je příspěvek elastické deformace způsobené kontaktem těles

Deformaci povrchu způsobenou dle Obr. 5.10 koncentrovanou normálovou silou p , definovanou jednotkou [N/mm], je možné v okolí působíště zatěžující síly popsat rovnicí 5.28. Z té je patrné, že směrem od působíště síly deformace logaritmicky klesá. V místě působení však vzniká dle průběhu funkce přirozeného logaritmu tzv. singulární bod.

$$\delta(x) = \frac{2(1-\nu)^2}{\pi E} \ln \left| \frac{x}{x_0} \right| p \quad (5.28)$$



Obr. 5.10: Deformace povrchu způsobená koncentrovanou silou p . (Upraveno z [50])



Obr. 5.11: Obecné zatížení definované jako sada koncentrovaných sil. (Upraveno z [50])

Při uvažování normálového zatížení $p(x)$ s jednotkou $[N/mm]$, dle Obr. 5.11, které vzniklo obecným kontaktem dvou elastických těles, je nutné provést integraci účinků od jednotlivých sil, tj. rovnice 5.28 uvnitř kontaktní plochy. Po nahrazení materiálových konstant redukovaným modulem pružnosti obou kontaktních těles E' pak dle [50] a [101] přechází výsledná rovnice do tvaru 5.29 [A4].

$$\delta(x) = \frac{4}{\pi E'} \int_{-\infty}^{\infty} \ln \left| \frac{x - x'}{x_0} \right| p(x') dx' \quad (5.29)$$

Ve kterém

E' : je redukovaný modul pružnosti obou těles dle 3.5

x' : je pomocná souřadnice pro integraci uvnitř kontaktní plochy - viz. Obr. 5.11

Dosazením 5.29 do rovnice tloušťky mazací vrstvy 5.27 dostáváme její výsledný tvar 5.30 [101].

$$h(x) = h_c + \frac{x^2}{2R'} + \frac{4}{\pi E'} \int_{-\infty}^{\infty} \ln \left| \frac{x - x'}{x_0} \right| p(x') dx' \quad (5.30)$$

5.3.1.3 Závislost viskozity kapaliny na tlaku

Dynamická viskozita kapaliny a její závislost na tlaku jsou důležitými komponentami nutnými ke vzniku EHL vrstvy [91]. Nejjednodušší závislost dynamické viskozity na tlaku je popsána tzv. Barusovou rovnicí 5.31

$$\eta = \eta_0 e^{\alpha p} \quad (5.31)$$

Ve které

η_0 : je dynamická viskozita při atmosferickém tlaku

α : je parametr závislosti viskozity na tlaku

p : je tlak

Ta však při tlaku přesahující 1 *GPa*, výrazně nadhodnocuje viskozitu maziva [4], což vede k predikci vyšších hodnot tloušťky mazacího filmu, než jaký se za daných podmínek tvoří. Mnohem lépe, dle studií [57],[91],[101], popisuje tuto závislost komplexní tzv. Rhoelandsův vztah 5.32 [A4]. Obě závislosti jsou porovnány na Obr. 5.12.

$$\eta = \eta_0 \exp \left\{ \ln \left(\frac{\eta_0}{\eta_R} \right) \left(\left(1 + \frac{p}{p_{R1}} \right)^z - 1 \right) \right\} \quad (5.32)$$

Ve kterém,

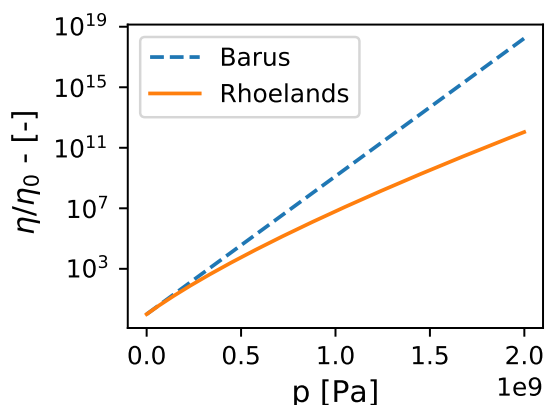
η_0 : je dynamická viskozita při atmosferickém tlaku

η_R : je referenční dynamická viskozita $6.35 \times 10^{-5} Pa.s$ definovaná Rhoelandsem

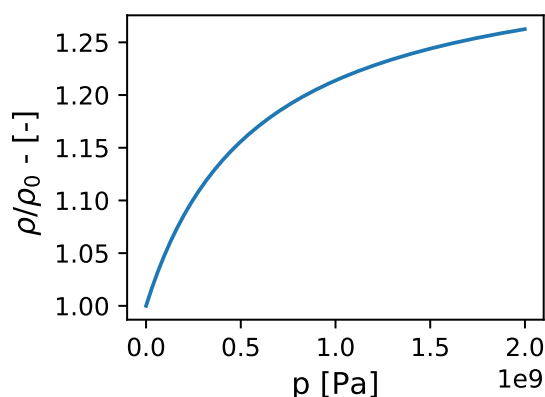
p_{R1} : je referenční tlak $1.98 \times 10^8 Pa$ definovaný Rhoelandsem

z : Rhoelandsův parametr definovaný vztahem 5.33. Prostřednictvím tohoto parametru je možné použít v literatuře často udávaný koeficient závislosti viskozity na tlaku α dle 5.31 v rovnici 5.32 [57].

$$z = \frac{\alpha p_{R1}}{\ln \left(\frac{\eta_0}{\eta_R} \right)} \quad (5.33)$$



Obr. 5.12: Závislost dynamické viskozity oleje na tlaku dle Baruse 5.31 a Rhoelanda 5.32



Obr. 5.13: Závislost hustoty oleje na tlaku dle rovnice 5.34

5.3.1.4 Závislost hustoty kapaliny na tlaku

Stlačitelnost kapaliny byla modelována vztahem 5.34, který je často využíván v numerických modelech EHL mazání, jak ukazují práce [57],[101], [A4].

$$\rho = \rho_0 \frac{p_{R2} + 1.34p}{p_{R2} + p} \quad (5.34)$$

Ve které

p_{R2} : je referenční tlak $5.9 \times 10^8 \text{ Pa}$

ρ_0 : je hustota při atmosferickém tlaku

Model 5.34 omezuje stlačitelnost kapaliny pouze na 30 % - viz. Obr. 5.13. Vliv stlačitelnosti na výsledek však není velký, obvykle se jedná o lokální jevy, jako např. mírný pokles tloušťky filmu ve střední části kontaktu [99] které nemají vliv na požadovaný výsledek pro tuto práci. Vztah je dle [63] aplikovatelný jak na minerální oleje, tak i na syntetické kromě těch na bázi silikonu, jenž mají vyšší hodnotu stlačitelnosti. V současné době jsou k dispozici i další pokročilé modely. Ty však jsou často závislé na velkém množství parametrů, které je obtížné získat.

5.3.1.5 Závislost viskozity kapaliny na teplotě

Model je řešen s předpokladem izotermického chování kapaliny - viz Kapitola 5.3.1. Závislost viskozity na teplotě tedy není v modelu implementována.

Experimenty bylo zjištěno, že díky smykovým silám v mazivu dochází uvnitř kontaktů k lokálním změnám teploty maziva. Jak bylo ukázáno v článku [72], tyto změny jsou velmi závislé na skluzových rychlostech. V případě velkých hodnot skluzů může nárůst být až 120°C . V případě čistě valivých kontaktů bylo naopak pozorováno, že změny teploty jsou malé a vliv na tloušťku maziva mají až při vysokých valivých rychlostech - vyšších než 10 m/s . V oblasti nízkých valivých rychlostí je tedy možné tloušťku vrstvy, bez výrazné ztráty přesnosti, predikovat s předpokladem izotermického chování [92].

5.3.1.6 Stav kavitace

Stav kavitace nastává, pokud tlak v kapalině poklesne na bod odpařování kapaliny. V oblasti poklesu se kapalina odpaří, ale tlak se již dále nesnižuje. Dle [101] tento jev při řešení nastává v místech výstupu z oblasti kontaktu, kde dochází k expanzi vlivem rozšiřování úzké mezery.

Matematický popis kavitace není v prezentovaném řešení Reynoldsovi rovnice 5.26 zahrnut samostatnou komponentou, jako např. stlačitelnost kapaliny. Použit je zjednodušený přístup použitý Vennerem [103]: jakmile tlak během řešení v kterémkoliv bodě klesne do záporných hodnot, je systematicky nahrazen nulovou hodnotou. Podmínka je uvedena v 5.35

Vliv zjednodušeného řešení kavitační podmínky má na výsledek zanedbatelný vliv. Porovnání použité kavitační podmínky s vícefázovým modelem hustoty kapaliny, kterým je možné stav kavitace modelovat je např. v článku [24].

$$\begin{cases} p(x) \geq 0 & \rightarrow p(x) \\ p(x) < 0 & \rightarrow p(x) = 0 \end{cases} \quad (5.35)$$

5.3.1.7 Rovnováha sil

Aplikované vnější zatížení musí být v rovnováze se vzniklým tlakovým polem v mazacím filmu. To je vyjádřeno vztahem 5.36.

$$P = \int_{-\infty}^{\infty} p(x) dx \quad (5.36)$$

Ve kterém

P : je aplikované vnější zatížení

$p(x)$: tlakové pole

Během výpočtu je podmínka rovnováhy používána ke stanovení integrační konstanty h_c v rovnici 5.30, způsobem vyjádřeným vztahem 5.37

$$h_c = \arg \min_{h_c} \left(P - \int_{-\infty}^{\infty} p(x) dx \right) \quad (5.37)$$

5.3.2 Algoritmus řešení úlohy

Řešení úlohy Reynoldsovi rovnice EHL kontaktu, dále popsané v této kapitole sleduje postup odvozený v práci C.H Vennera [103] a dále rozpracovaný Yangem v [113].

Numericky je model řešen metodou sítí. Je použita Newton-Raphsonova iterační metoda. Pro zajištění numerické stability výpočtu při vysokých zatížení a urychlení konvergence, je zapojena tzv. vícetříčková metoda řešení - *Multigrid*.

Nízká stabilita řešení Reynoldsovi rovnice 5.26 je především dána jejím velmi nelineárním charakterem. Hlavní složkou nelineárního chování je závislost tlaku p na třetí mocnině tloušťky mazacího filmu h . Dále se pak na tomto chování podílí exponenciální závislost viskozity η na tlaku 5.32. Při vysokých zatížení je tloušťka mazací vrstvy h velmi malá a naopak viskozita η exponenciálně narůstá 5.32.

5.3.2.1 Úprava rovnic

Pro omezení počtu proměnných a zjednodušení úlohy jsou zavedeny bezrozměrné parametry:

$$\bar{\rho} = \rho/\rho_0$$

$$\bar{\eta} = \eta/\eta_0$$

$$X = X/b$$

$$P = p/p_h$$

$$H = R'h/b^2$$

$$\lambda = 6\eta_0 u s R^2 / (b^3 p_h)$$

Dosazením bezrozměrných parametrů do Reynoldsovi rovnice 5.26 přesunutím výrazů na levou stranu rovnice pak vzniká tvar 5.38.

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(\frac{\rho H^3}{\bar{\eta}} \frac{\partial P}{\partial X} \right) - \lambda \frac{\partial(\bar{\rho}H)}{\partial X} = 0 \quad (5.38)$$

Rovnice popisující tloušťku mazacího filmu 5.30 a rovnice rovnováhy 5.36 pak přechází do tvaru 5.39 a 5.40 respektive.

$$H(X) = H_C + \frac{X^2}{2} - \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \ln|X - X'| P(X') dX \quad (5.39)$$

$$\int_{-\infty}^{\infty} P(X) dX - \frac{\pi}{2} = 0 \quad (5.40)$$

Vztahy závislosti viskozity a hustoty kapaliny na tlaku jsou prostřednictvím bezrozměrných veličin upraveny do tvarů 5.41 a 5.42.

$$\bar{\eta}(P) = \exp \left\{ \frac{\alpha p_{R_1}}{z} \left(\left(1 + P \frac{p_h}{p_{R_1}} \right)^z - 1 \right) \right\} \quad (5.41)$$

$$\bar{\rho}(P) = \frac{p_{R_2} + 1.34 P p_h}{p_{R_2} + P p_h} \quad (5.42)$$

5.3.2.2 Diskretizace rovnic pro řešení metodou sítí

Oblast řešení úlohy je 1 rozměrný prostor, který je rozdělen na N stejných intervalů (kroků sítě), poskytující $N+1$ diskretních bodů řešení. Okrajové body intervalu jsou označeny jako XI a XE . Velikost kroku je vypočtena dle vztahu 5.43.

$$\Delta X = \frac{XE - XI}{N} \quad (5.43)$$

Diskretizace Reynoldsovi rovnice, vyjádřené pomocí bezrozměrných veličin 5.38 je dle [101] provedena metodou centrálních diferencí pro první výraz, a metodou dopředných diferencí pro druhý výraz. Diskretizovaná rovnice 5.38 je pak vyjádřena ve tvaru 5.44.

$$\frac{\epsilon_{i-\frac{1}{2}}P_{i-1} - (\epsilon_{i-\frac{1}{2}} + \epsilon_{i+\frac{1}{2}})P_i + \epsilon_{i+\frac{1}{2}}P_{i+1}}{\Delta X^2} - \frac{\bar{\rho}_i H_i - \bar{\rho}_{i-1} H_{i-1}}{\Delta X} = 0 \quad (5.44)$$

Ve které ϵ představující při jednom iteračním průchodu konstantu a je definováno dle 5.45.

$$\epsilon_i = \frac{\bar{\rho}(P_i)H_i^3}{\bar{\eta}(P_i)\lambda} \quad (5.45)$$

Hodnota ϵ je v rovnici 5.44 definována uprostřed kroků sítě. To je při výpočtu řešeno průměrem nejbližších okolních bodů $\epsilon_{i-\frac{1}{2}} = \frac{1}{2}(\epsilon_{i-1} + \epsilon_i)$ a $\epsilon_{i+\frac{1}{2}} = \frac{1}{2}(\epsilon_i + \epsilon_{i+1})$ respektive.

Pro úlohu definovanou na intervalu $\langle XI, XE \rangle$ je dále zaváděna okrajová podmínka a kavitáční podmínka.

$$\begin{cases} P(i) = 0 & \text{Pro } i = XI \text{ a } XE, \\ P(i) = 0 & \text{Pokud } P(i) < 0 \end{cases} \quad (5.46)$$

Bezrozměrná tloušťka mazacího filmu, včetně diskretizace integrálu elastické deformace

$$H_i = H_{00} + \frac{X_i^2}{2} - \frac{1}{\pi} \sum_{j=0}^n K_{i,j} P_j \quad (5.47)$$

Kde matice K , elastického integrálu je definována pro interval řešení jako 5.48. Úplné odvození je uvedeno např. v [100] nebo [50].

$$K_{i,j} = (i-j+\frac{1}{2})\Delta X \left[\ln\left(|i-j+\frac{1}{2}|\Delta X\right) - 1 \right] - \left(i-j-\frac{1}{2} \right) \Delta X \left[\ln\left(|i-j-\frac{1}{2}|\Delta X\right) - 1 \right] \quad (5.48)$$

V případě liniového kontaktu řešeného v této práci se jedná o čtvercovou matici o velikosti $N+1 \times N+1$, kde hodnoty i a j jsou definovány od 0 do $N+1$.

Rovnice rovnováhy 5.40 má po diskretizaci tvar 5.49

$$\frac{\pi}{2} - \Delta X \sum_{j=0}^{n-1} \frac{P_i + P_{i+1}}{2} = 0 \quad (5.49)$$

Evaluace zbývajících rovnic popisující závislost viskozity a hustoty na tlaku se již probíhá v každém bodě dle vztahů 5.50 a 5.51.

$$\bar{\eta}_i = \exp\left\{ \frac{\alpha p_{R_1}}{z} \left(\left(1 + P_i \frac{p_h}{p_{R_1}} \right)^z - 1 \right) \right\} \quad (5.50)$$

$$\bar{\rho}_i = \frac{p_{R_2} + 1.34 P_i p_h}{p_{R_2} + P_i p_h} \quad (5.51)$$

5.3.3 Metoda výpočtu

Reynoldsovu rovnici 5.44 lze zapsat v maticovém tvaru odpovídajícímu zápisu lineární rovnice 5.52

$$LP = f \quad (5.52)$$

Ve které

L : je matice koeficientů výpočtu

P : je vektor hledaných hodnot tlaků

f : je vektor pravé strany rovnice

Pro jeho řešení je použita Newton-Raphsonova metoda dle schématu řešení 5.53 [103]:

$$\tilde{P}_i = \bar{P}_i - \omega_1 r_i \left(\frac{\partial L_i}{\partial P_i} \right)^{-1} \quad (5.53)$$

ve kterém

$\frac{\partial L_i}{\partial P_i}$: je Jacobiho matice Reynoldsovy rovnice v každém bodě vyjádřena vztahem 5.54

r_i : je residuum, vyjádřené jako: $r_i = f_i - L_i P_i$, resp. rovnicí 5.55 [103]

ω_1 : je penalizační koeficient, jenž se používá ke stabilizaci řešení , $0 < \omega < 1$

Jacobiho matice v rovnici 5.53 je definována vztahem 5.54 [103]:

$$\frac{\partial L_i}{\partial P_i} = \frac{\epsilon_{i-\frac{1}{2}} + \epsilon_{i+\frac{1}{2}}}{\Delta X^2} + \frac{1}{\pi} \frac{\bar{\rho}_i K_{i,i} - \rho_{i-1} K_{i-1,i}}{\Delta X} \quad (5.54)$$

$$r_i = f_i - \left(\frac{\epsilon_{i-\frac{1}{2}} \tilde{P}_{i-1} - (\epsilon_{i-\frac{1}{2}} + \epsilon_{i+\frac{1}{2}}) \bar{P}_i + \epsilon_{i+\frac{1}{2}} \bar{P}_{i+1}}{\Delta X^2} - \frac{\bar{\rho}_i H_i - \rho_{i-1} H_{i-1}}{\Delta X} \right) \quad (5.55)$$

Ve kterém

\bar{P}_i : je hodnota tlaku v bodě i z *předchozího* kroku iterace

\tilde{P}_i : je hodnota tlaku b bodě i , získaná v *aktuálním* kroku iterace

5.3.4 Vícesíťové metody při řešení Reynoldsovy rovnice

Vícesíťové - tzv. multigrid metody se využívají ke zvýšení rychlosti konvergence řešení diferenciálních rovnic řešených prostřednictvím iteračních metod jako např. Jacobiho, Gauss-Seidelova, nebo Newtonova. Jednou z vlastností těchto iteračních metod je efektivní vyhlazování chyb s krátkou vlnovou délkou vůči velikosti jednotlivých bodů sítě. V případě nelineárních úloh ale řešení často vede na tzv. hladké chyby, tedy chyby, jenž mají vlnovou délku v porovnání s hustotou výpočetní sítě dlouhou. K vyhlazení takových chyb je pak nutný velký počet iteračních průchodů. Multigrid metody, jsou postaveny na využití vlastnosti klasických iteračních metod, a to efektivním vyhlazování krátkovlnných chyb. Metoda spočívá v aproximaci výsledků řešení z jemných na hrubé sítě. Chyby s velkou vlnovou délkou na jemných sítích se projeví jako krátkovlnné na hrubé síti, a tudíž je možné je efektivně eliminovat s minimálním počtem iteračních

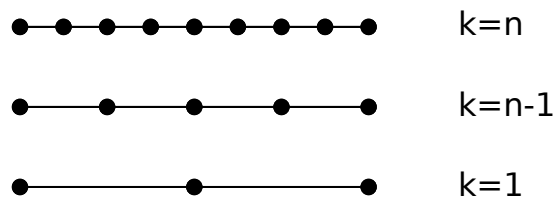
průchodů. Velkou výhodou a přínosem multigrid metod je pak schopnost řešení velkých fyzikálních problémů s vysokou přesností při konstantním počtu iterací. [107].

Postup řešení prostřednictvím multigrid metod se skládá: (i) z kroků samotného řešení rovnice prostřednictvím některé z iteračních metod, (ii) mezisíťových operací, při kterých jsou výsledky řešení s využitím operátorů tzv. restrikce (přechod na hrubou síť) a interpolace (přechod na jemnou síť) aproximovány mezi sítěmi a nakonec (iii) z tzv. opravných kroků, při kterých je původní řešení na jemné síti opraveno využitím výsledků získaných na hrubých sítích.

5.3.4.1 Definice sítě

Pro další popis je zavedeno označení jednotlivých sítí výpočtu exponentem k , přičemž nejnižší úroveň, tedy síť s nejmenším počtem elementů má označení $k = 1$. Jednotlivé sítě jsou konstruovány tak, že síť na úrovni k obsahuje N elementů, resp. $N + 1$ uzlových bodů, síť na úrovni $k - 1$ je pak tvořena $\frac{N}{2}$ elementy. Při známém počtu elementů na nejnižší úrovni $N^{k=1}$ je pak počet elementů na úrovni k dle závislosti 5.56. Ilustrace jednorozměrných sítí je na Obr. 5.14.

$$N^k = 2^{k-1} N^1 \quad (5.56)$$



Obr. 5.14: Ilustrace jednotlivých sítí a jejich označení pro řešení metodou multigrid

5.3.4.2 Restrikce - aproximace řešení na hrubou síť

Aproximace výsledků na hrubou síť se nazývá restrikce. V této práci je využíván tzv. lineární operátor restrikce označen R . Aproximovaný vektor na hrubou síť je pak označen např. v případě tlakového pole $P^{k-1} = RP^k$. Pro prvky hrubé sítě označené indexem I a jemné sítě i platí vztah $I = 2i$. Předpis restrikce je pak dán vztahem 5.57:

$$P_I^{k-1} = \{RP^k\}_I = 0.25 \cdot P_{i-1}^k + 0.5 \cdot P_i^k + 0.25 \cdot P_{i+1}^k \quad (5.57)$$

Graficky je pak možné operaci restrikce popsanou výše uvedeným vztahem 5.57 znázornit dle Obr. 5.15a

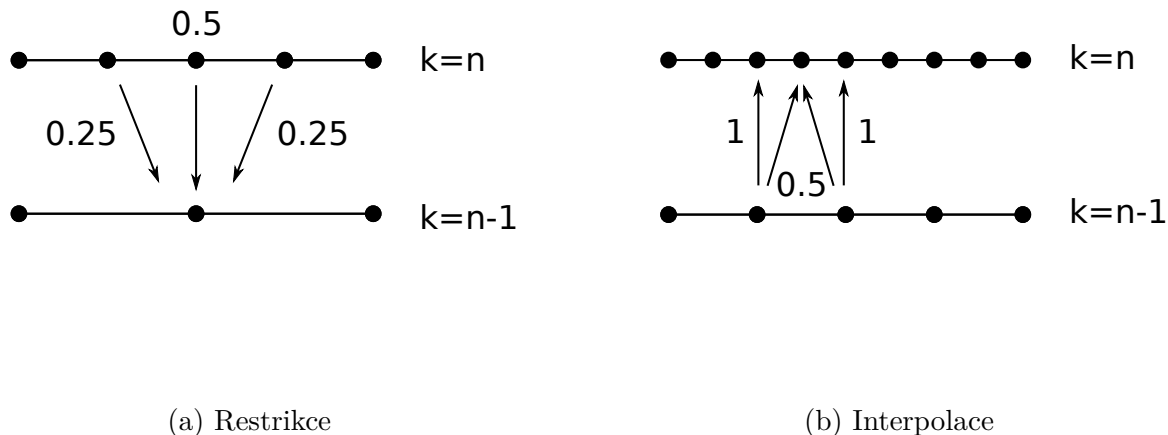
5.3.4.3 Interpolace - aproximace řešení na jemnou síť

Interpolace nebo také v literatuře uváděná prolongace je opakem procesu restrikce. Tedy, aproximuje řešení získané na hrubé síti zpět na jemnou síť. Operátor použité lineární interpolace je označen I . Např. aproximovaný vektor tlakového pole na jemnou síť je pak zapsán $P^k = IP^{k-1}$ a vyjádřen předpisem 5.58 a graficky znázorněn na Obr. 5.15b.

$$P_i^k = \{IP^{k-1}\}_i \begin{cases} P_I^{k-1} & i=2I, \\ \frac{1}{2}(P_I^{k-1} + P_{I+1}^{k-1}) & i=2I+1 \end{cases} \quad (5.58)$$

5.3.4.4 Diskretizace rovnic pro řešení na více sítích

Na každé úrovni, tedy výpočetní síti, je nutné provést samostatně diskretizaci rovnic. Reynoldsova rovnice je na úrovni k zapsána v algebraickém tvaru dle předpisu 5.59. Vzhledem k nelineární povaze musí být úloha řešena s použitím metody tzv. plně aproximačního schématu - Full Approximation Scheme (FAS). Hlavní rozdíl FAS od jednoduššího, tzv. opravného schématu, využívaného pro řešení lineárních úloh, je nutnost restrikce získané nové aproximace řešení na hrubou síť. To je vyjádřeno členem A v rovnici 5.60, který u opravného schématu chybí. Druhý člen rovnice 5.60 - B, popisující restrikci residua výpočtu z jemné sítě na hrubou síť, je pak společný pro obě metody řešení. [108].



Obr. 5.15: Mezisítové lineární operace na 1D síti. [Upraveno z [102]]

$$L^k P^k = f^k \quad (5.59)$$

ve které

f^k je vektor pravých stran. Na nejvyšší úrovni k je uvažován jako nulový vektor, na ostatních nižších úrovních se vypočte dle rovnice 5.60 [113]. Díky této operaci je na nižší úroveň přeneseno také residuum z výpočtu provedeného na jemné síti.

$$f^{k-1} = \underbrace{L^{k-1}(R\tilde{P}^k)}_A + \underbrace{R(f^k - LP^k)}_B \quad (5.60)$$

Rovnice tloušťky mazacího filmu je na úrovni k diskretizována dle rovnice 5.61 [113].

$$H_i^k = H_{00} + \frac{(X_i^k)^2}{2} - \frac{1}{\pi} \sum_{j=0}^{n^k} K_{i,j}^k P_j^k \quad (5.61)$$

Časově nejnáročnější operací výpočtu je diskretizace matice elastického integrálu K , kterou je nutné definovat pro každou úroveň, resp. síť dle 5.62 [113].

$$K_{i,j}^k = (i-j + \frac{1}{2})\Delta X^k \left[\ln\left(|i-j + \frac{1}{2}|\Delta X^k\right) - 1 \right] - (i-j - \frac{1}{2})\Delta X^k \left[\ln\left(|i-j - \frac{1}{2}|\Delta X^k\right) - 1 \right] \quad (5.62)$$

Rovnice rovnováhy je na nejvyšší úrovni k diskretizována dle 5.63 [113].

$$g^k = \Delta X^k \sum_{j=0}^{n-1} \frac{P_j^k + P_{j+1}^k}{2} = \frac{\pi}{2} \quad (5.63)$$

ve které

g^k nabývá na této úrovni pro čárový kontakt hodnoty $\frac{\pi}{2}$ dle 5.49. Na všech nižších úrovních $k - 1$ je však nutné provést její diskretizaci dle FAS schématu vyjádřenou vztahem 5.64 [113]. Ten zohledňuje residuum rovnice rovnováhy na síti k , vyjádřené posledními dvěma členy rovnice.

$$g^{k-1} = \Delta X^{k-1} \sum_{j=0}^{n^{k-1}-1} \frac{1}{2} [(R\tilde{P}^k)_j + (R\tilde{P}^k)_{j+1}] + g^k - h^k \sum_{j=0}^{n^k-1} \frac{1}{2} (\tilde{P}_j^k + \tilde{P}_{j+1}^k) \quad (5.64)$$

Dříve diskutovaná integrační konstanta h_c , vyjádřená v bezrozměrných veličinách jako H_{00} , je upravována vždy na nejnižší úrovni, tzn. $k = 1$. Její úprava je dána s ohledem na rovnici rovnováhy na této úrovni dle vztahu 5.65 [113].

$$\tilde{H}_{00} = \bar{H}_{00} + \omega_2 [\Delta X^1 \sum_{j=0}^{n^1-1} \frac{1}{2} (\tilde{P}_j^1 + \tilde{P}_{j+1}^1) - g^1] \quad (5.65)$$

ve které

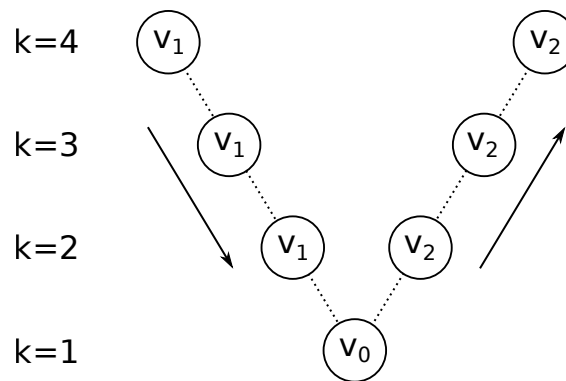
ω_2 je penalizační konstanta, kterou je možné omezit velké změny integrační konstanty způsobující nestabilitu řešení.

5.3.4.5 Opravný cyklus

Základem implementace metody multigrid je jednoduchý V-cyklus, jehož příklad se 4 úrovněmi sítí je ukázán na Obr. 5.16.

Níže jsou uvedeny jednotlivé kroky řešení v rámci ukázaného V-cyklu:

1. Výpočet Reynoldsovi rovnice 5.59 na síti $k > 1$ s definovaným počtem iterací v_1 . Na konci každého iteračního průchodu je s novou aproximací řešení provedena aktualizace hodnot fyzikálních veličin viskozity a hustoty dle vztahů 5.50, 5.51, a tloušťky mazacího filmu dle rovnice 5.61. Získaná nová aproximace řešení \tilde{P}^k je prostřednictvím restriktce



Obr. 5.16: V-cyklus (Upraveno z [102])

aproximována na síť $k - 1$. Na závěr je také pro síť $k - 1$ je proveden výpočet pravé strany rovnice f^{k-1} dle vztahu 5.60 a výpočet rovnice rovnováhy g^{k-1} 5.64.

2. Krok 1 se opakuje dokud není dosažena nejnižší úroveň, tedy $k = 1$
3. Na úrovni $k = 1$ je provedeno v_0 iteračních průchodů Reynoldsovi rovnice s tím, že každý např. 5. iterační průchod se provádí korekce centrální tloušťky mazacího filmu resp. integrační konstanty rovnice tloušťky mazacího filmu, dle 5.65.
4. Nově získaná aproximace na hrubé síti \tilde{P}^{k-1} je pak interpolací aproximována zpět na jemnou síť k . Původní řešení na jemné síti P^k je pak opraveno s použitím aproximovaného řešení získaného na hrubé síti dle FAS schématu 5.66 [113].

$$\bar{P}^k = P^k + I(\tilde{P}^{k-1} - RP^k) \quad (5.66)$$

5. S využitím opravené hodnoty \bar{P}^k jako první aproximace je pak provedeno na síti k v_2 iteračních průchodů Reynoldsovi rovnice a výsledek je znovu interpolován na sítě vyšších úrovní, dokud není dosaženo nejvyšší úrovně.
6. Konvergence řešení je sledována na síti nejvyšší úrovně prostřednictvím normy hledaného tlakového pole nebo deformace kontaktu 5.67. V-cyklus je pak opakován do té doby, než je dosažena požadovaná přesnost řešení, resp. numerická chyba je menší stanovená hranice

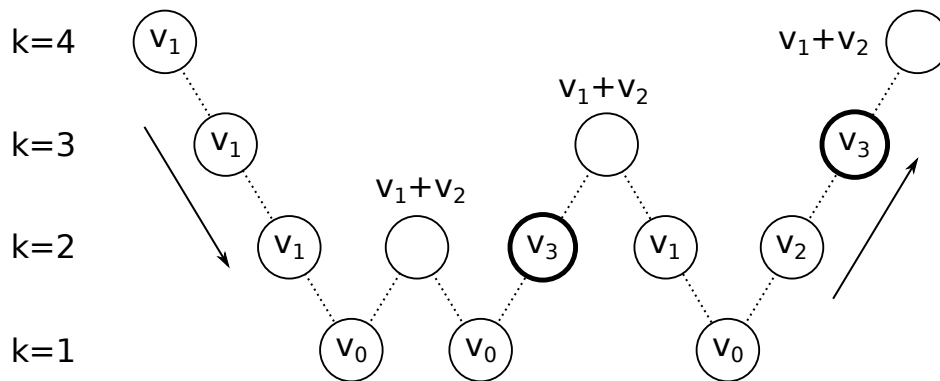
10^{-5} . Jako kontrolní prvek je také na nejvyšší úrovni hlídáno residuum rovnice rovnováhy dle 5.68

$$\frac{\sum_{j=0}^{n-1} |\bar{P} - \tilde{P}|}{\sum_{j=0}^{n-1} |\bar{P}|} \leq 10^{-5} \qquad \frac{\sum_{j=0}^{n-1} |\bar{H} - \tilde{H}|}{\sum_{j=0}^{n-1} |\bar{H}|} \leq 10^{-5} \qquad (5.67)$$

$$\Delta X \sum_{j=0}^{n-1} \frac{P_i + P_{i+1}}{2} - \frac{\pi}{2} \leq 10^{-2} \qquad (5.68)$$

5.3.4.6 F-cyklus a jeho aplikace

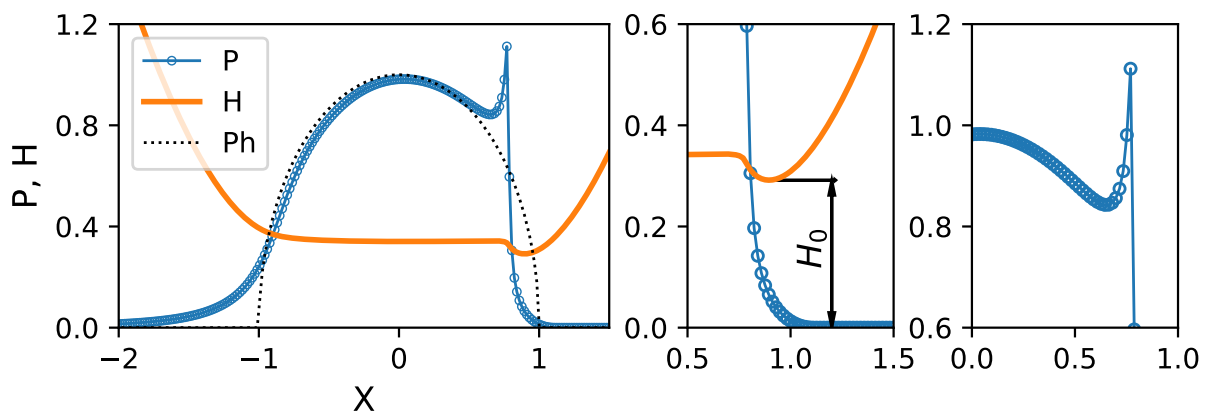
Pro řešení rovnice byl v této práci použit více efektivní algoritmus F-cyklu, který je pro $k = 4$ ukázán na Obr. 5.17. Je složen ze série V-cyklů, které probíhají postupně na všech úrovních, přičemž, při dokončení každého V-cyklu, před interpolací na síť vyšší úrovně, je provedeno ν_3 iterací, pro které platí, že $\nu_0 > \nu_3 > \nu_1 > \nu_2$. Tím je pro následující V-cyklus poskytnut již relativně přesný odhad řešení a výpočet resp. konvergence je tím značně urychlena. [108]



Obr. 5.17: F-cyklus. (Upraveno z [102])

5.3.5 Validace modelu

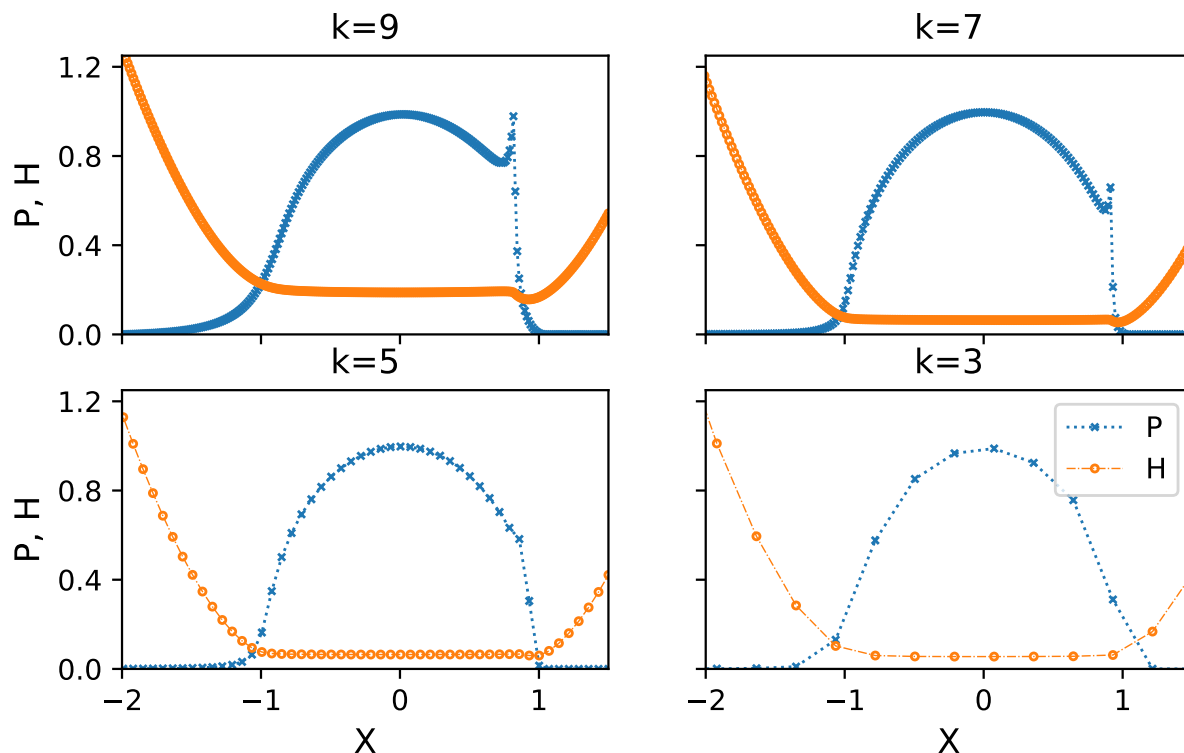
Výstup výpočtu, kterým je graficky znázorněné tlakové pole EHL filmu P a tloušťka filmu kopírující průběh elastické deformace povrchů H , je na Obr. 5.18. Místo minimální tloušťky mazacího filmu H_0 , vyskytující se v oblasti tlakové špičky, a samotná tlaková špička na výstupu z kontaktu, jsou zobrazeny v detailech Obr. 5.18. Pro porovnání je do obrázku také přidán průběh Hertzova kontaktního napětí pro suchý kontakt P_h , jehož patrnou odlišností od EHL kontaktu je absence tlakové špičky a strmý náběh tlaku na vstupu. Další ukázkou je aproximace tlakového pole a elastické deformace na vybraných úrovních sítí během řešení metodou multigríd, která je ukázána Obr. 5.19.



Obr. 5.18: Výstup numerického modelu. Tlakové pole P a tloušťka mazací vrstvy H EHL filmu zobrazené prostřednictvím bezrozměrných veličin. Detaily ukazují místo minimální tloušťky mazacího filmu H_0 a charakteristickou tlakovou špičku na výstupu z kontaktu. Průběh tlaku dle Hertzovi teorie znázorněn jako P_h .

Poslední fází implementace je validace modelu. Ta byla provedena prostřednictvím srovnání hodnot získané minimální tloušťky mazacího filmu z numerického modelu, s hodnotami vypočtenými prostřednictvím analytického vztahu 5.69, získaného Downsonem-Higginsonem aproximací velkého počtu řešení numerického modelu. [91] [95].

$$h_0 = 2.65U^{0.7}G^{0.54}W_L^{-0.13}R' \quad (5.69)$$



Obr. 5.19: Ukázka aproximace tlaku P a tloušťky H na jednotlivých úrovních k výpočetních sítí. Nejvyšší úroveň $k = 9$ má 257 uzlových bodů

Ve které

U : je parametr rychlosti daný $U = \frac{u_s \eta_0}{E' R'_x}$,

G : je parametr materiálu daný $G = \alpha E'$,

W : je parametr zatížení daný $W = \frac{W}{E' R'_x L}$.

Úloha validace byla provedena pro vstupní parametry uvedené v tabulkách 5.6, 5.7 a 5.8.

Parametry	Hodnoty		
Poloměr valivého elementu	R1	m	0.055
Poloměr valivé dráhy	R2	m	-0.031
Modul pružnosti	E	GPa	210
Poissonova konstanta	-	μ	0.3

Tabulka 5.6: Parametry geometrie těles použité při validaci modelu EHL kontaktu

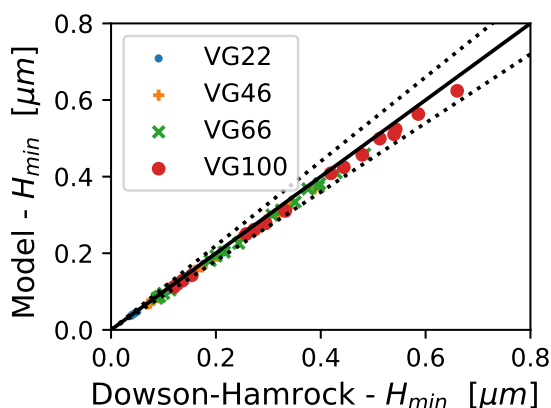
Test		1	2	3	4	
Zatížení	W	$10^5 \cdot N/m$	1	2.5	4.5	7
Vstupní rychlost	u_s	m/s	0.5	1.5	3	4

Tabulka 5.7: Parametry zatížení použité při validaci modelu EHL kontaktu

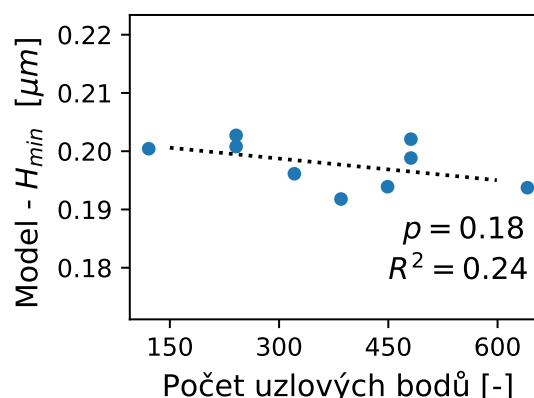
Třída		VG22	VG46	VG68	VG100	
Kinematická viskozita	μ	m^2/s	20.2	47.33	64.8	99.03
Hustota	ρ	kg/m^3	862	863	861	879

Tabulka 5.8: Parametry maziva použité při validaci

Výsledky na Obr. 5.20a ukazují shodu numerického modelu s analytickým řešením pro všechny testované případy. Maximální odchylka je $< 10\%$. Výsledky konvergence sítě ukázané na Obr. 5.20b, ukazují, že na zvolené hladivě významnosti $p = 0.05$, má počet uzlových bodů v testovaném rozsahu od 130 do 600 na výsledek zanedbatelný vliv.



(a) Porovnání výsledků modelu s výsledky získanými prostřednictvím odvozených analytických rovnic. Hraniční linky označují 10% odchylku.



(b) Vliv počtu uzlových bodů na konvergenci výsledku pro viskozitu VG 100, $u = 1 m/s$ a zatížení $1E5 N/m$. Body proloženy lineární regresní funkcí. p-hodota vyjadřuje podporu hypotézy nulového sklonu křivky.

Obr. 5.20: Výsledky validace modelu EHL kontaktu

Parametry řešení numerického modelu, zvolené na základě provedených kontrolních výpočtů, jsou uvedeny v Tab. 5.9. Níže uvedená nastavení umožňují úspěšně řešit model EHL kontaktu v rozsahu vstupních parametrů požadované pro tuto práci, bez rizika ztráty konvergence kvůli numerické nestabilitě.

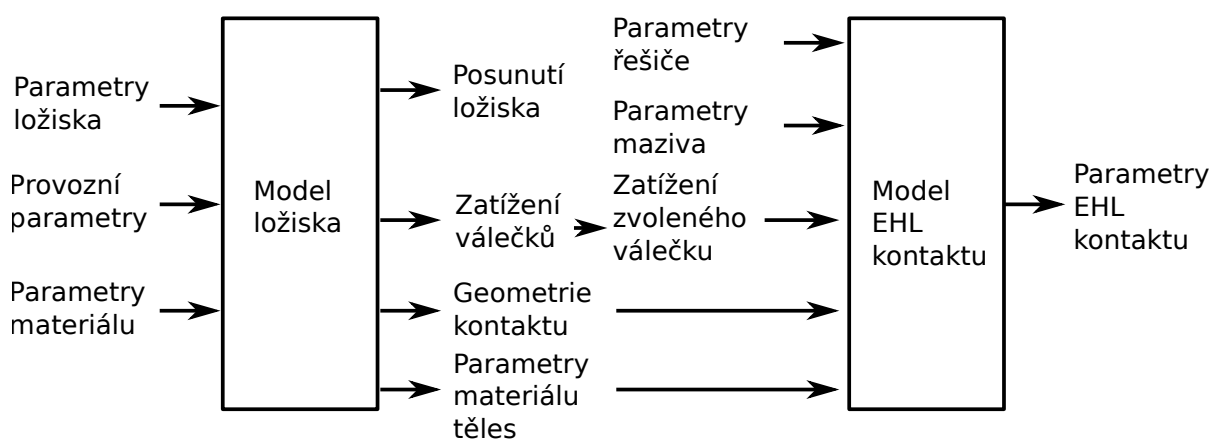
Parametry		Ref.	Hodnota
Penalizační koeficient tlaku	ω_1	Rov. 5.53	0.01
Penalizační koeficient mazací vrstvy.	ω_2	Rov. 5.65	0.001
Počet úrovní sítí	k	Rov. 5.56	7
Počet uzlových bodů sítě nejvyšší úrovně	N^7		321
Počet iterací na úrovni	v0; v1; v2; v3	Obr. 5.17	24; 2; 1; 5

Tabulka 5.9: Parametry řešiče numerického modelu

5.4 Propojení modelů

Řešení modelů popsanych v této kapitole, tedy radiálního válečkového ložiska a liniového EHL kontaktu, je koncipováno jako jednosměrné. Nejprve je na základě vstupních parametrů vyřešen model ložiska a následně se s využitím výstupu prvního modelu a dalších vstupních parametrů řeší model mazací vrstvy [A4]. Graficky je tento proces znázorněn na Obr. 5.21.

Chyba, která vznikne absencí další iterace, kdy vzniklá mazací vrstva mezi valivými elementy a dráhou ovlivní zatížení jednotlivých kontaktů, je v případě řešeného radiálního válečkového ložiska zanedbatelná. Nejistota distribuce zatížení valivých elementů plynoucí z přítomnosti EHL mazacího filmu je díky jeho malé tloušťce - v řádech $0.1 \mu m$, nízká, v porovnání se zavedenými předpoklady týkající se např. tuhosti jednotlivých valivých elementů.



Obr. 5.21: Postup řešení modelů s vizualizací sdílených parametrů

5.5 Shrnutí kapitoly

V rámci této kapitoly byl popsán model radiálního válečkového ložiska a na něj navazující numerický model liniového EHL kontaktu popsáný Reynoldsovou rovnic. Společně tyto modely umožňují získat nezbytně důležité informace týkající se tloušťky mazací vrstvy mezi valivými elementy a dráhou ložiska.

Oba modely byly implementovány ve vývojovém prostředí pro numerické výpočty GNU Octave [21]. Validace implementace modelů byla provedena prostřednictvím porovnání výsledků kontrolních úloh získaných z modelů, s výsledky získanými jinými metodami. V případě modelu ložiska byl model porovnáván s implementací podobného modelu v komerčním software KISSsoft, model EHL kontaktu byl porovnán s výsledky získanými prostřednictvím odvozených analytických rovnic pro stanovení tloušťky mazacího filmu EHL kontaktu. V obou případech vzájemná shoda podpořila správnost implementace.

5.5.1 Publikace autora

Části této kapitoly byly publikovány v recenzovaném časopise Acta Polytechnica [A4] a ve sborníku odborné konference ICMD 2017 [A1].

Kapitola 6

Návrh experimentu s využitím matematických modelů

Návrh experimentu, jehož cílem je řízeně replikovat konkrétní jev, který se navíc vyskytuje pouze za specifických podmínek, vyžaduje dobrou znalost parametrů, na kterých je výsledek experimentu závislý a které je nutné v jeho průběhu kontrolovat. Snímání mazací vrstvy v ložisku se svojí náročností přibližuje k výše popsanému tvrzení.

V této kapitole je popsán návrh experimentu a experimentálního zařízení podpořený matematickým modelováním. V první části kapitoly je popsáno měření a parametrizace vnitřní geometrie testovaného ložiska. Druhá část pak popisuje mapování vlivu provozních podmínek na samotné ložisko a citlivost tloušťky mazacího filmu na tyto změny. Diskutována je také obecně citlivost obou modelů na parametry jejichž hodnota musela být buď odhadována, nebo je zatížena velkou nejistotou. Poslední část kapitoly pak popisuje návrh experimentálního stanoviště, jehož parametry byly zvoleny na základě výsledků simulací.

6.1 Měření a parametrizace vnitřní geometrie ložiska

Výběr ložiska použitého pro účely experimentálních měření byl výsledkem konfrontace požadavků na dosažení specifických provozních podmínek a ekonomických řešení pro provedení experimentů.

Jako testovací vzorek bylo zvoleno ložisko typ N 306. Jedná se o radiální válečkové ložisko, které

má axiální pojištění valivých elementů na vnitřním kroužku. Díky absenci osazení na vnějším kroužku, je povolena jeho montážní axiální odchylka usazení až v rozsahu 1.4 mm, bez následku na omezení životnosti ložiska. Ložisko je standardně osazeno 12 valivými elementy, které jsou odděleny klecí. Ta je vyrobena ze skelnými vlákny vyztuženého polyamidu - PA66. Klec je v ložisku vedena válečky. Základní parametry ložiska, které jsou uváděny výrobcem v katalogu jsou v Tab. 5.2. Obrázky ložiska jsou pak na Obr. 6.1.

Parametr	Označení	Hodnota
Měřené parametry		
Průměr otvoru vnitřního kroužku ložiska	D_{IR}	29.994 mm
Průměr dráhy vnějšího kroužku ložiska	D_{OR}	62.526 mm
Průměr dráhy vnitřního kroužku ložiska	d_{IR}	40.524 mm
Drsnost povrchu valivé dráhy	Ra_{IR}	0.041 μm
Drsnost povrchu valivé dráhy	Ra_{OR}	0.031 μm
Počet valivých elementů	Z	12
Celková délka elementu	L_{we}	11 mm
Drsnost povrchu elementu	Ra_{we}	0.026 μm
Parametr profilu válečku dle 6.1	A	2 mm
Parametr profilu válečku dle 6.1	R	1020 mm
Vypočtené hodnoty		
Vnitřní radiální vůle ložiska	$Pd0$	0.034 mm
Roztečný průměr ložiska	Pcd	51.525 mm

Tabulka 6.1: Parametry ložiska použitého pro validaci modelu

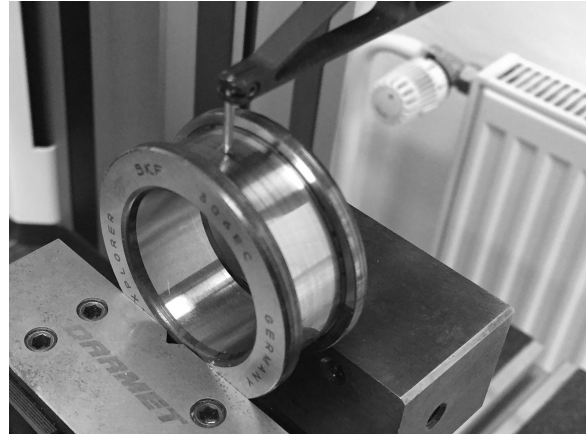


(a) Rozložené ložisko N306. Na obrázku je jasně patrné vedení elementů na vnitřním kroužku. (b) Detail na valivé elementy ložiska a vedení klece ve střední části válečků.

Obr. 6.1: Obrázky radiálního válečkového ložiska N306



(a) Měření geometrie vnitřního kroužku ložiska na souřadnicovém měřicím zařízení Prismo od firmy Carl Zeiss



(b) Měření drsnosti povrchu dráhy vnitřního kroužku ložiska na zařízení pro měření kontury a drsnosti povrchů MahrSurf LD 120

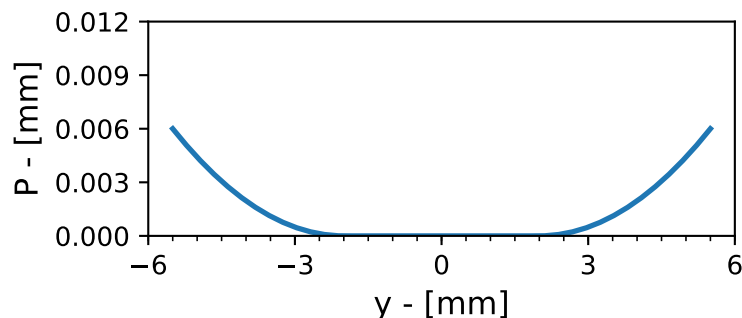
Obr. 6.2: Ukázky z měření vnitřní geometrie ložiska

Modely popsané v předchozí kapitole pracují s parametry vnitřní geometrie ložiska. Ty jsou však chráněnou informací výrobce. Pro účely této práce byly proto získány měřením jednoho ze vzorků ložiska. Měřený vzorek bylo nové, nezaběhnuté ložisko. Během měření muselo však být znehodnoceno, aby bylo možné změřit parametry dráhy vnitřního kroužku, na kterém jsou osazeny valivé elementy bez možnosti demontáže. Jednotlivé parametry vnitřní geometrie ložiska byly změřeny na souřadnicovém měřicím zařízení *Prismo* od firmy Carl Zeiss. Drsnost povrchu valivých drah a elementů pak na kombinovaném zařízení pro měření kontury a drsnosti povrchů *MahrSurf LD 120*. Ukázka upnutí ložiska během měření je na Obr. 6.2 [A4].

Získané parametry ložiska z měření jsou uvedeny v Tab. 6.1. Změřený profil válečku byl po nasnímání parametricky popsán rovnicí 6.1 [6],[A4]. Jde o jednoduchou válcovou modifikaci, jenž se dá charakterizovat plochou sekci ve střední části válečku a následným zaoblením zvedajícím se směrem k okrajům. Vizualně je profil již po parametrizaci ukázán na Obr. 6.3. Hodnoty parametrů profilu jsou pak uvedeny Tab. 6.1.

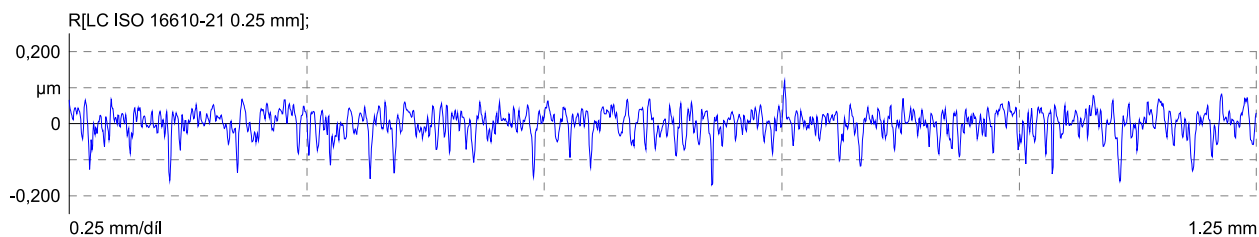
$$\begin{aligned}
 y_j < |A| : P_j &= 0 \\
 y_j > |A| : P_j &= R - \sqrt{R^2 - (y_j \pm A)^2}
 \end{aligned}
 \tag{6.1}$$

Profil drsnosti povrchu byl změřen na všech komponentách ložiska. Během měření byl použit



Obr. 6.3: Vizualizace změřené podélné válcové modifikace válečku dle 6.1

dotykový stylus s poloměrem špičky $2 \mu\text{m}$ a úhlem rozevření 90° . Délka vyhodnocovaného profilu byla vždy $L_t = 1.75 \text{ mm}$, vzorkovací frekvence $0.5 \mu\text{m}$ a filtr primárního profilu byl nastaven na $L_s = 2.5 \mu\text{m}$. Hodnoty uvedené u jednotlivých částí v tabulce jsou průměrné hodnoty získané vždy alespoň ze 3 nezávislých měření. Obr. 6.4 pak ukazuje profil drsnosti povrchu nasnímaný po šířce valivého elementu.



Obr. 6.4: Profil drsnosti povrchu válečku ložiska nasnímaný ve směru jeho osy. Parametry ukázaného profilu: $R_a = 0.025 \mu\text{m}$, $R_q = 0.031 \mu\text{m}$, $R_z = 0.231 \mu\text{m}$.

6.2 Studie vlivu parametrů provozních podmínek na ložisko a mazací film

Studie popsané v této kapitole byly provedeny s cílem získat informace o citlivosti parametrů ložiska na vstupní provozní parametry. Specificky se pak jedná o následující body.

- Zjištění citlivosti zatížení jednotlivých valivých elementů ložiska na parametry reprezentující výrobní tolerance a teplotní gradient mezi kroužky.

- ▶ Zjištění citlivosti koeficientu λ , získaného prostřednictvím modelu EHL kontaktu, na parametry maziva, provozní podmínky ložiska, teplotu a hodnotu drsnosti povrchu.
- ▶ Vytvoření mapy mazacích režimů ložiska pro vybraný rozsah provozních podmínek a parametrů maziv.

6.2.1 Vliv provozních parametrů na distribuci zatížení uvnitř ložiska

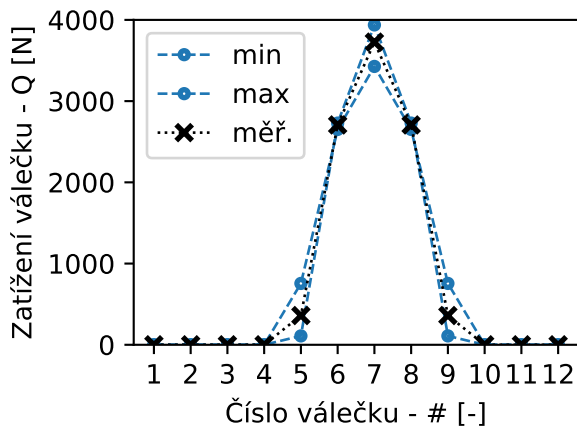
První studie sleduje vliv provozních parametrů na zatížení valivých elementů v ložisku. Analýzy byly provedeny postupnou změnou jednotlivých zkoumaných parametrů, přičemž ostatní provozní parametry byly nastaveny na nominální hodnotu dle Tab. 6.2.

Parametr	Označení	Hodnota
Měřené parametry		
Vnější radiální zatížení	Fr	$8775 N \approx 0.15C$
Otáčky hřídele	n	$500 1/min$
Uložení na hřídeli (přesah)	I	$0.012 mm$
Rozdíl teplot kroužků	ΔT	$0^\circ C$

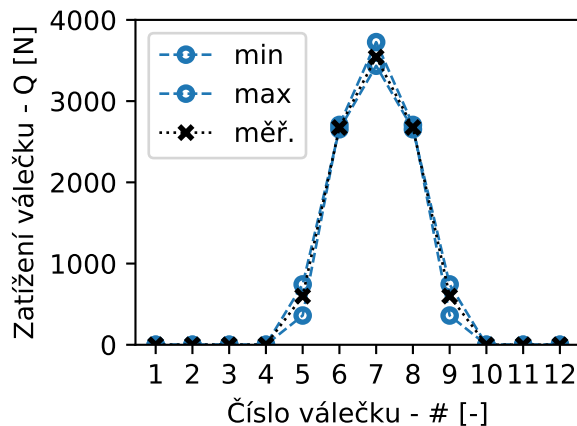
Tabulka 6.2: Nominální parametry ložiska

Obr. 6.5 ukazuje vliv rozsahu tolerance nominální vnitřní vůle na zatížení elementů. Hodnoty min/max odpovídají toleranci vnitřní vůle ložiska dle ISO 5753 [45], tedy pro testované ložisko $Pd_0 : 0.020 - 0.045 mm$. V grafu je doplněna studie, která byla provedena s hodnotami získanými během měření. Rozdíl v zatížení nejvíce zatíženého elementu je mezi krajními případy až $500 N$. To odpovídá v případě zatížení na hladině $0.15 C$ rozdílu $\approx 12\%$. Podobný případ je i na Obr. 6.6, který ukazuje studii vlivu hodnoty uložení ložiska na hřídeli. Studie předpokládá výrobní toleranci hřídele ve třídě $m5$, tedy $ei = 0.008 mm$ a $es = 0.017 mm$ a toleranci kroužku ložiska dle ISO 492 [44]: $ES = 0 mm$ a $EI = -0.01 mm$. Krajními body jsou pak uložení ložiska na hřídeli s přesahem o minimální velikosti $0.008 mm$ a maximální $0.027 mm$. Z Obr. 6.6 je patrné, že vlivem roztažení vnitřního kroužku ložiska, kvůli nalisování, je rozdíl v zatížení elementu #7 mezi zkoumanými krajními případy asi $\approx 8\%$. [A4]

Další studie na Obr. 6.7 ukazuje vliv rozdílu teplot kroužků ložiska. Vyšší teplota je ve studii předpokládána na vnitřním kroužku. Ukazuje se, že až do rozdílu teplot $20^\circ C$ je změna v zatížení elementu #7 asi $\approx 8\%$. Těto skutečnosti napomáhá fakt, že ložisko N 306 má poměrně

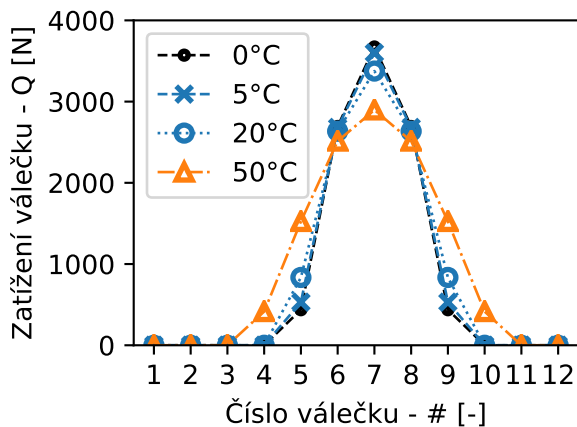


Obr. 6.5: Vliv tolerance nominální vnitřní vůle na zatížení valivých elementů.

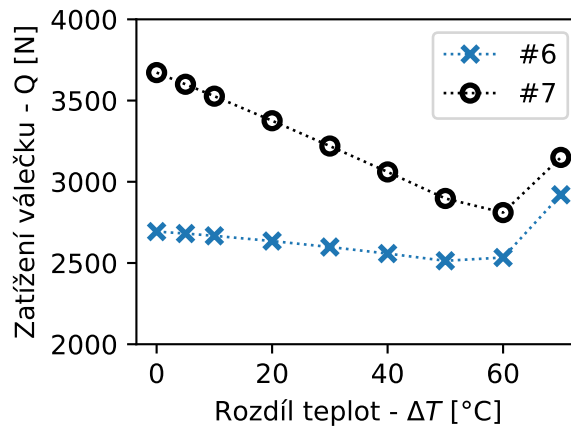


Obr. 6.6: Vliv přesahu uložení ložiska na hřídeli na zatížení valivých elementů.

velkou nominální radiální vůli, která vlivy teploty, ale i roztažnosti vlivem nalisování, do určité míry kompenzuje. Výraznější změnu v zatížení je pak vidět, pokud je rozdíl teplot nastaven na 50°C . Pro ilustraci, je doplněn Obr. 6.8, na kterém je patrné, že při rozdílu teplot kroužků circa $\approx 55^{\circ}\text{C}$, již dochází k vymezení vnitřní vůle a je pozorován velmi strmý nárůst zatížení sledovaných elementů. Tento úkaz v provozu obvykle vede k zadření ložiska. [A4]



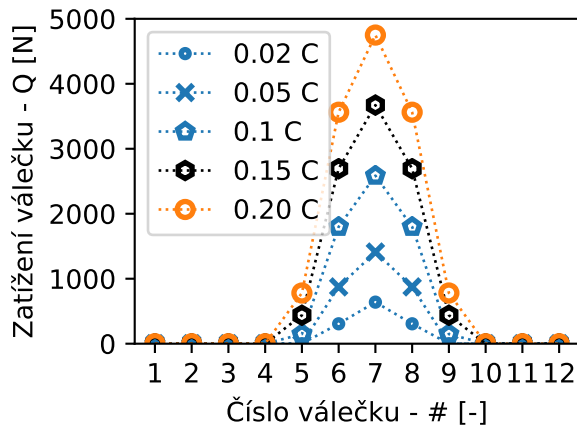
Obr. 6.7: Vliv rozdílu teplot kroužků ložiska při zavedeném předpokladu $T_{ID} \geq T_{OR}$.



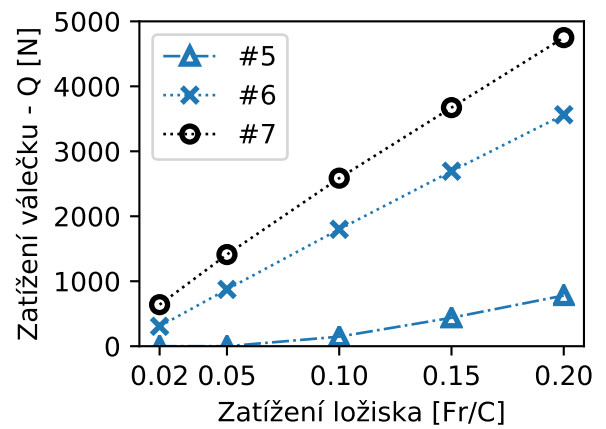
Obr. 6.8: Vývoj zatížení vybraných elementů v závislosti na rozdílu teplot kroužků.

Vývoj zatížení jednotlivých elementů na základě vnějšího radiálního zatížení ložiska je ukázán na Obr. 6.9. Při bližším pohledu na Obr. 6.10 je pak patrná změna směrnice elementu #7 při zatížení odpovídající $0.1C$. V tomto bodu jsou vlivem deformací kontaktů zapojeny elementy

#5 a symetricky i #9, které pak odpovídající část vnějšího zatížení převezmou.



Obr. 6.9: Vliv velikosti vnějšího radiálního zatížení na zatížení jednotlivých elementů



Obr. 6.10: Vývoj zatížení vybraných elementů v závislosti na vnějším radiálním zatížení.

Provedené studie ukazují relativně nízkou citlivost ($\leq 10\%$) distribuce zatížení v ložisku na výrobní parametry (vnitřní vůle, nalisování). Je proto možné během experimentu zaměřovat vzorky od jednoho výrobce, bez ztráty opakovatelnosti. Stejně tak bylo ukázáno, že za standardních provozních podmínek, kdy je rozdíl teplot kroužků ložiska $\leq 10^\circ\text{C}$, nemá gradient teplot významný vliv na změny zatížení jednotlivých elementů. Výsledek studie také ukázal, že při aplikaci nejmenšího uvažovaného zatížení, tedy ekvivalentu $0.02C$ se podílejí na nesení tohoto zatížení celkem 3 valivé elementy - 1 orientovaný ve směru zatížení a 2 symetricky orientované v jeho bezprostředním okolí. Změna zatížení jednotlivých elementů je v analyzovaném rozsahu úměrná ke změně vnějšího zatížení. [A4]

6.2.2 Vliv rheologických parametrů maziva na mazací režim ložiska

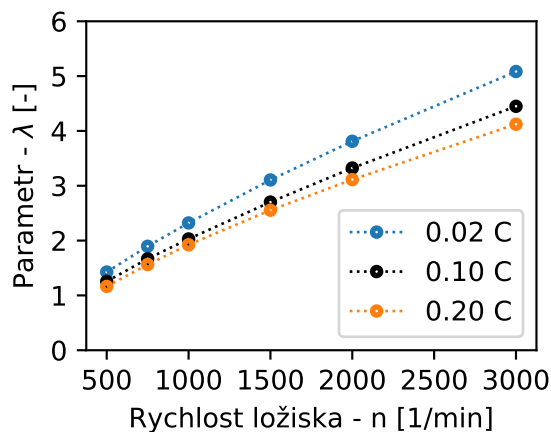
Následující studie byly provedeny k získání informace o vlivu parametrů maziva na režim mazání ložiska popsaným parametrem λ . Parametry maziv uvedené v Tab. 6.3 odpovídají komerčně dostupným tzv. ložiskovým olejům. Jedná o minerální oleje, které jsou formulované pouze s Butylated hydroxytoluenem (BHT) který je používán jako anti-oxidačním aditivum. Neobsahují tedy žádné další modifikátory viskozity nebo tzv. EP aditiva pro ochranu povrchů za vysokých

zatížení. Jednotlivé simulace byly opět provedeny s použitím nominálních parametrů, uvedených v Tab. 6.2. Všechny studie popsané v rámci této kapitoly byly provedeny za předpokladu izotermálního chování, tedy neměnné teploty oleje 40°C .

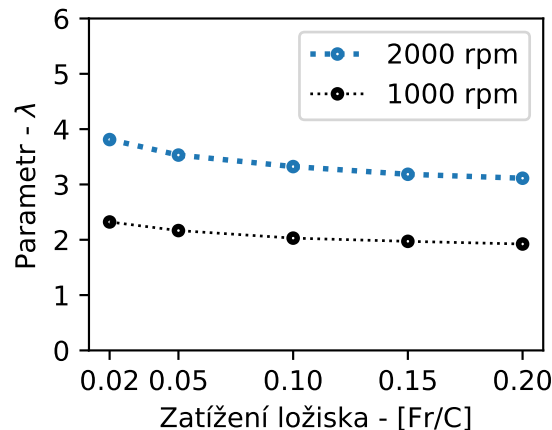
Parametr (40°C)	Jednotka	ISO VG 10	ISO VG 22	ISO VG 46	ISO VG 100
ν	mm^2/s	13.78	20.23	47.3	99.0
ρ	kg/m^3	852	862	863	879
α	mm^2/N	21×10^{-6}			

Tabulka 6.3: Parametry maziv

Obr. 6.11 ukazuje dominantní citlivost parametru λ na rychlosti otáčení ložiska. [A4] Méně je tento parametr pak závislý na zatížení, což je v detailu ukázáno pro dvě hladiny rychlostí na Obr. 6.12.



Obr. 6.11: Vliv rychlosti a zatížení ložiska na parametr λ pro mazivo VG 46

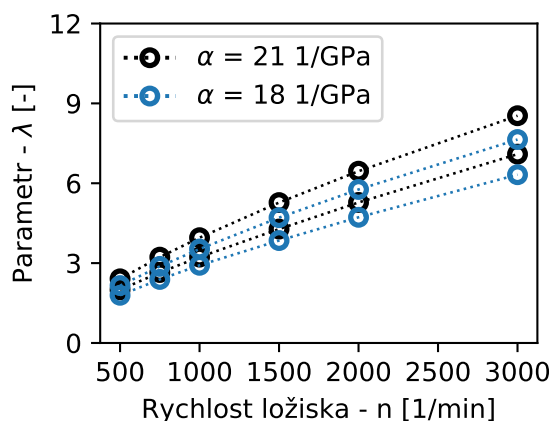


Obr. 6.12: Vlivu zatížení ložiska na parametr λ pro mazivo VG 46 ukázaný při 2 hladinách rychlosti

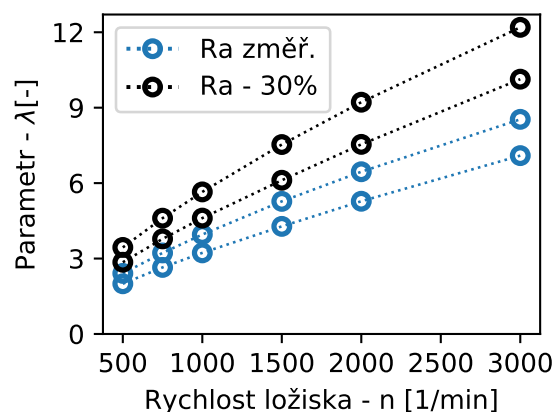
Parametr závislosti viskozity na tlaku α v Tab. 6.3, byl odhadnut na základě typických hodnot v rozsahu $18 \leq \alpha \leq 21 \text{ GPa}^{-1}$ publikovaných v [96] pro minerální oleje. Velmi malý rozdíl výsledků způsobených odhadem tohoto parametru, plně dostačující potřebám této práce, pro olej viskozity VG 100 je ukázán na Obr. 6.13. [A4]

Podobně je pro stejnou viskózní třídu provedena studie vlivu drsnosti povrchů drah a valivých elementů ložiska na parametr λ . Wang et al. ve studii [105], kde se zabýval vlivem zabíhání na drsnost, publikoval měření, při kterém došlo ke snížení počáteční drsnosti $Ra = 0.5 \mu\text{m}$ o

30% po kontrolovaném zaběhnutí. Podmínky experimentu odpovídaly provozním podmínkám ložiska v této práci - odval, kontaktní tlak $\approx 1 \text{ GPa}$. Z toho důvodu byla stejná redukce změřené drsnosti použita při konstrukci grafu na Obr. 6.14. V tomto případě již rozdíl patrný je. Např. při rychlosti 500 ot/min záběh přímo ovlivňuje, v jakém mazacím režimu se ložisko pohybuje. Předpokládané 30%-ní snížení drsnosti způsobuje přechod z přechodového režimu mazání do režimu plně rozvinuté EHL vrstvy.[A4]



Obr. 6.13: Vliv parametru závislosti viskozity na tlaku α na mazací režimy pro mazivo VG 100 dle Tab. 6.3. Dolní křivka platí pro zatížení ložiska 0.2 C , horní pak 0.02 C .

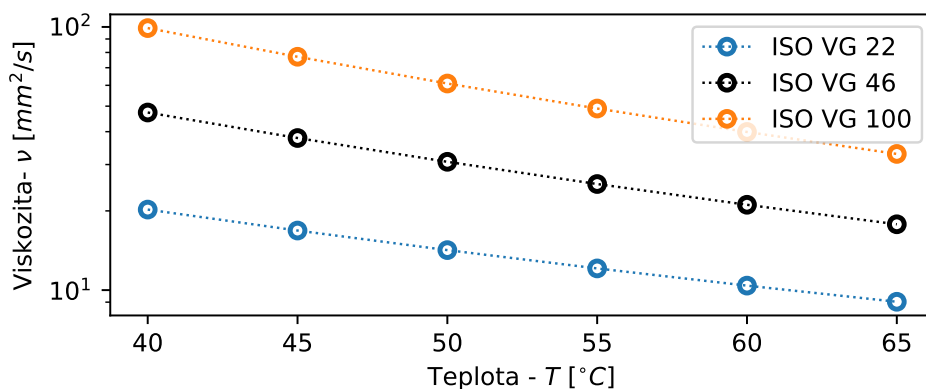


Obr. 6.14: Detail vlivu drsnosti ložiska na parametr režimu mazání pro mazivo VG 100 dle Tab. 6.3. Dolní křivka platí pro zatížení ložiska 0.2 C , horní pak 0.02 C .

6.2.3 Vliv teploty maziva na mazací režim ložiska

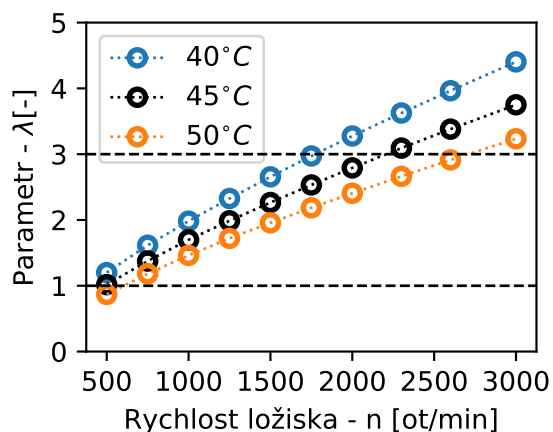
Následující studie byla provedena s cílem zjistit, jak teplota maziva ovlivní mazací režimy ložiska. Obr. 6.15 ukazuje závislost viskozity zvolených maziv na teplotě. Křivky ukazující tuto závislost byly sestrojeny dle postupu popsáno v normě DIN 51563 [18], s využitím on-line nástroje [111]. Při konstrukci byla uvažována hodnota viskózního indexu VI 100, která je typická pro minerální oleje [96]. Vliv změny viskozity, respektive teploty na mazací režimy ložiska pro oleje VG 46 a VG 100, je pak ukázána na Obr. 6.16 a Obr. 6.17.

Z těchto obrázků je patrný zcela zásadní vliv teploty na provozní mazací režimy ložiska. V případě VG 46 již nárůst teploty o 5°C posune přechod do plně rozvinutého EHL režimu asi o 500 ot/min výše, než tomu bylo při referenčních teplotě 40°C . Při nárůstu 10°C je to již téměř

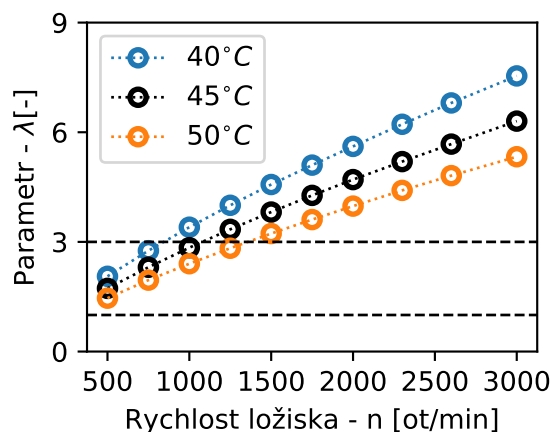


Obr. 6.15: Vliv teploty maziva na vývoj viskozity minerálního oleje, při uvažovaném viskózním indexu VI=100

1000 *ot/min*. V případě VG 100 je díky jeho vysoké viskozitě a tím i přechodu do EHL režimu v oblasti nízkých otáček, citlivost změny mazacího režimu na teplotu nižší. Nicméně, stále, pro nárůst teplot o 5°C se přechod do plně rozvinutého EHL režimu posouvá asi o 250 *ot/min* výše oproti referenční teplotě.



Obr. 6.16: Vliv teploty maziva VG 46 na mazací režimy ložiska při zatížení 0.08 C



Obr. 6.17: Vliv teploty maziva VG 100 na mazací režimy ložiska při zatížení 0.08 C

6.2.4 Mapování provozních mazacích režimů ložiska

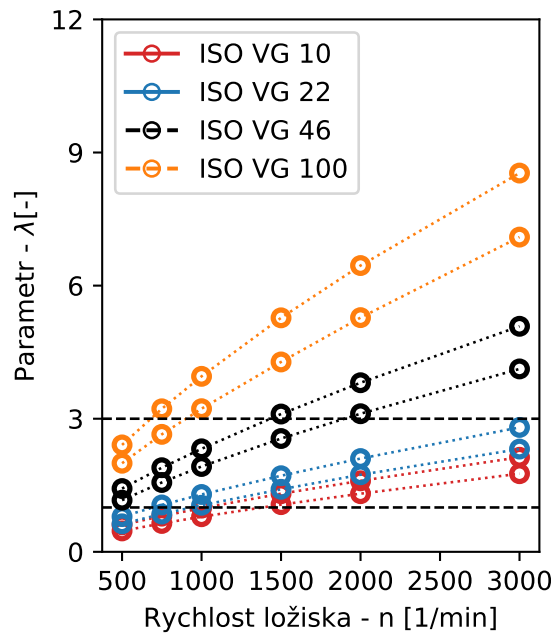
Posledním krokem studií je mapování provozních režimů ložiska v závislosti na rychlosti a zatížení, pro různé viskózní třídy maziv. Provedené studie v kapitolách 6.2.1 a 6.2.2 ukázaly, že výrobní tolerance ložisek, jejich uložení na hřídeli ani teplotní gradient v rámci běžných provozních podmínek mají na mazací film velmi malý vliv. Dále bylo ukázáno, že provedený odhad

parametru závislosti viskozity na tlaku může ovlivnit predikci koeficientu λ , avšak v rámci prováděných experimentů jej neovlivní tak, aby by docházelo k posunutí provozních bodů mezi mazacími režimy. Teplota naopak hraje pro predikci zcela zásadní roli. Pro mapování mazacích režimů bude použit předpoklad provozu ložiska při konstantní teplotě maziva 40°C , což bude muset být v rámci experimentů jeden z kontrolovaných parametrů. Větší nejistotu do predikce mazacích režimů ložiska tak přináší pouze vliv záběhu na drsnost kontaktních povrchů. Z toho důvodu byla vytvořena druhá mapa ukazující tento vliv pro všechny zkoumaná maziva.

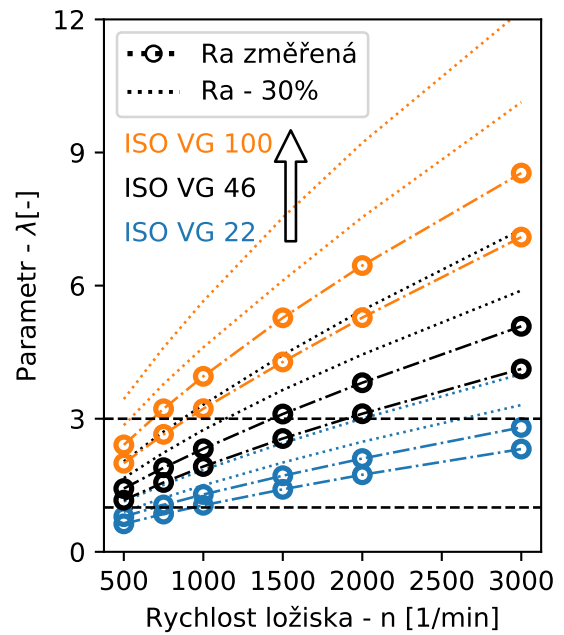
Mazací režimy, jako funkce viskozity jednotlivých maziv, dle Tab. 6.3 jsou na Obr. 6.18. Z něj je patrné, že pokud jsou použita maziva s nízkou viskozitou - ISO VG 10 a ISO VG 22, v rozsahu provozních rychlostí do $3000\text{ ot}/\text{min}$ ložisko nedosáhne plně rozvinutého EHL režimu, tedy bude se pohybovat v oblasti $\lambda < 3$. Při těchto podmínkách bude během provozu vždy docházet k více-či-méně častým přímým kontaktům jednotlivých povrchů a jejich přetváření. Zaběhnutí ložiska pak může tento proces u vyšších rychlostí zvrátit, jak je ukázáno na Obr. 6.19. Pokud tedy dojde při záběhu o redukci drsnosti, která bude mít za následek změnu parametru Ra o 30%, lze očekávat u maziva VG 22 přechod do plného EHL režimu v oblasti nad $2000\text{ ot}/\text{min}$. U ostatních maziv vyšších viskózních tříd pak lze očekávat přechod již při $1650\text{ ot}/\text{min}$ pro VG 46 a $700\text{ ot}/\text{min}$ pro VG 100 při původní specifikaci drsnosti povrchů. Hraniční hodnoty přechodů ložiska mezi jednotlivými mazacími režimy jsou uvedeny v Tab. 6.4. Hodnoty jsou platné pro střed intervalu, který je dán křivkami zatížení v grafu na Obr. 6.18.

Mazivo	Rychlost při přechodu [ot/min]	
	$\lambda = 1$	$\lambda = 3$
ISO VG 22	750	3000
ISO VG 46	300	1650
ISO VG 100	< 300	700

Tabulka 6.4: Predikované hranice přechodů mezi mazacími režimy pro zatížení 0.1 C



Obr. 6.18: Režimy mazání v závislosti na provozních parametrech ložiska a mazivu. Dolní křivka platí pro zatížení $0.2 C$, horní pak $0.02 C$.



Obr. 6.19: Vliv drsnosti na režimy mazání ložiska pro různé viskozity maziva. Dolní křivka platí pro zatížení ložiska $0.2 C$, horní pak $0.02 C$.

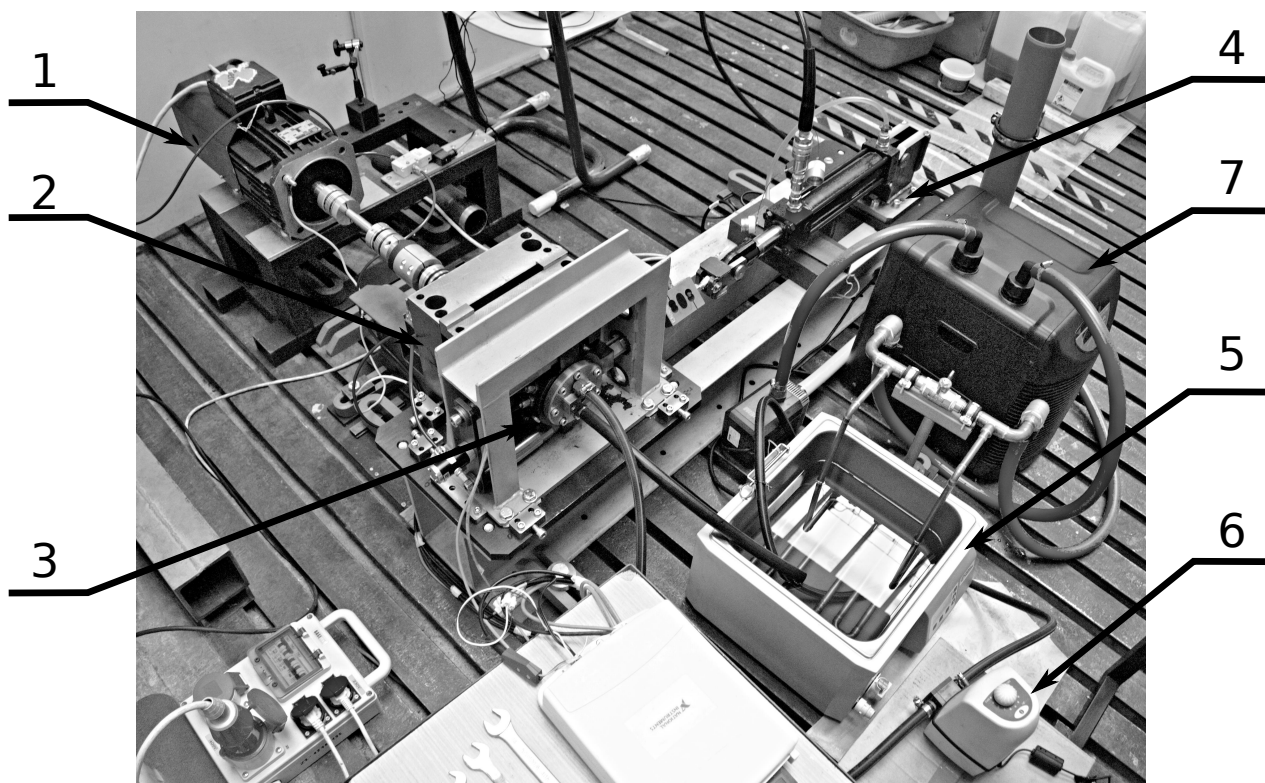
6.3 Testovací zařízení

Pro experimentální část této práce bylo vyvinuto a postaveno testovací zařízení, jehož hlavní části byly následně ochráněny národním patentem [A6]. V této kapitole je testovací zařízení představeno, jsou popsány specifické požadavky, vyplývající z charakteru připravovaných experimentů a je prezentováno jejich technické řešení.

6.3.1 Definice požadavků a popis zařízení

Požadavky na parametry a vlastnosti zařízení byly odvozeny z provedených simulačních studií. Testovací zařízení by mělo být navrženo tak, aby umožnilo provozovat ložisko v podmínkách, kdy dle provedených studií dochází ke změnám mazacích režimů. Dalším důležitým požadavkem je zajištění a kontrola základních předpokladů, na kterých byly modely postaveny, kvůli možnosti srovnání dat z měření s výsledky simulačních studií. Jde např. o čistě radiální zatížení ložiska a nebo kontrolu teploty ložiska a oleje. Konkrétní požadavky jsou pak vyjmenovány v bodech níže.

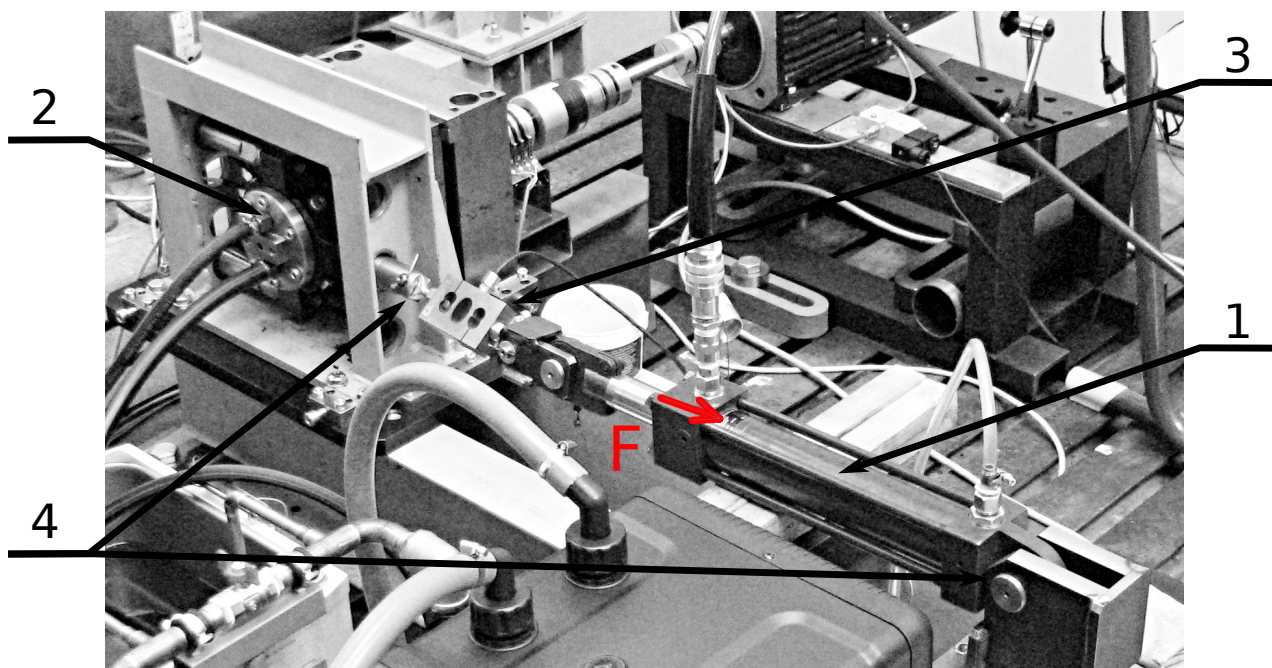
- ▶ Zatížení ložiska radiální silou do velikosti 10 kN (odpovídá $0.17C$ pro testované ložisko).
- ▶ Kontinuálně říditelná provozní rychlost ložiska v rozsahu do 3000 ot/min .
- ▶ Průtokové olejové mazání schopné provozu s oleji v rozsahu viskozity $1\text{ mm}^2/\text{s}$ – $120\text{ mm}^2/\text{s}$ a řízením průtoku oleje v rozsahu $0 - 1\text{ l/min}$.
- ▶ Řízení a kontrola teploty oleje v zásobníku s přesností $\pm 1^\circ\text{C}$.
- ▶ Uložení testovaného ložiska s kompenzací možných mimo-osých (parazitních) zatížení.
- ▶ Monitoring teploty ložiska na vnějším a vnitřním kroužku.
- ▶ Monitoring radiálního zatížení a rychlosti.



Obr. 6.20: Fotografie realizovaného testovacího zařízení. Popis jednotlivých komponent je umístěn v textu.

Postavené testovací zařízení se pak dle fotografie na Obr. 6.20 skládá z následujících klíčových komponent: hnacího AC motoru řízeného v servo režimu - Pozice 1; domků s tandemem

kuželíkových ložisek pro uložení hnacího hřídele - pozice 2; domku s testovaným ložiskem - pozice 3; systému radiálního zatížení s vloženým tenzometrickým snímačem síly a dvěma kulovými klouby - pozice 4; olejového rezervoáru s aktivním řízeným ohříváním oleje - pozice 5; membránového olejového čerpadla - pozice 6; a chladicího zařízení pro odběr tepla z oleje - pozice 7. [A3]



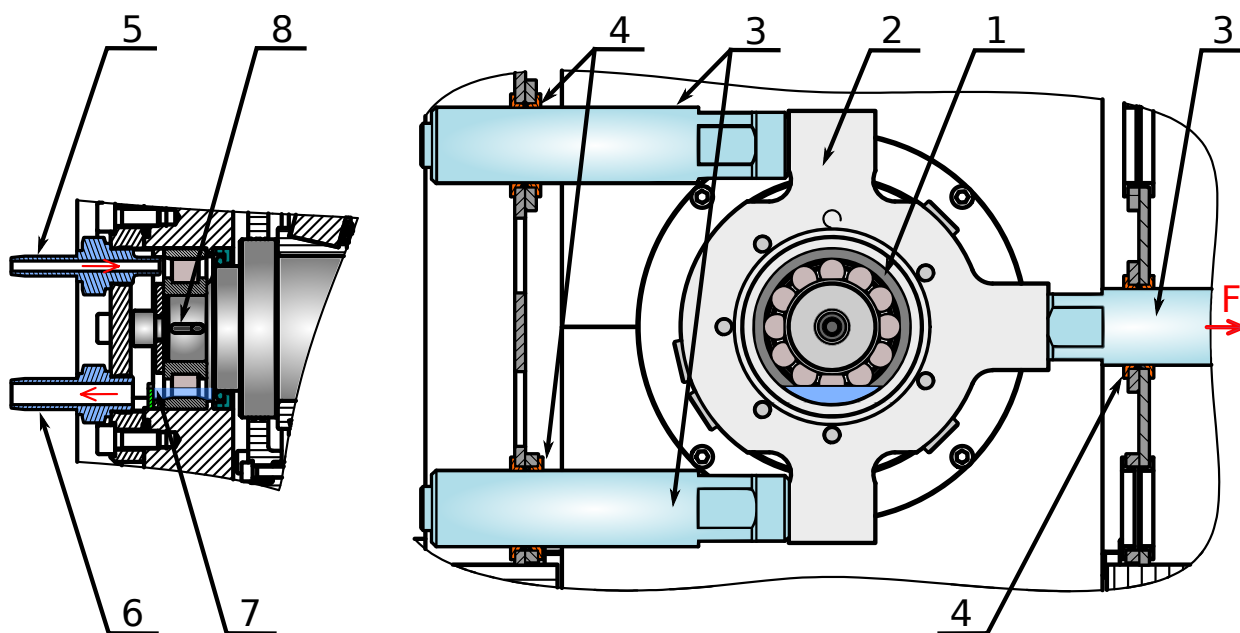
Obr. 6.21: Detailní pohled na systém radiálního zatížení testovaného ložiska.

Detailní pohled na systém radiálního zatížení je pak ukázán na Obr. 6.21. V řetězci komponent zajišťující spojení mezi hydraulickým zatěžujícím členem - pozice 1; a domkem s testovaným ložiskem - pozice 2; je vložen tenzometrický snímač síly - pozice 3. Vyznačena je také dvojice kulových kloubů v sériovém zapojení - pozice 4, díky které je zajištěna minimalizace přídatných zatížení testovaného ložiska.

6.3.2 Uložení testovaného ložiska

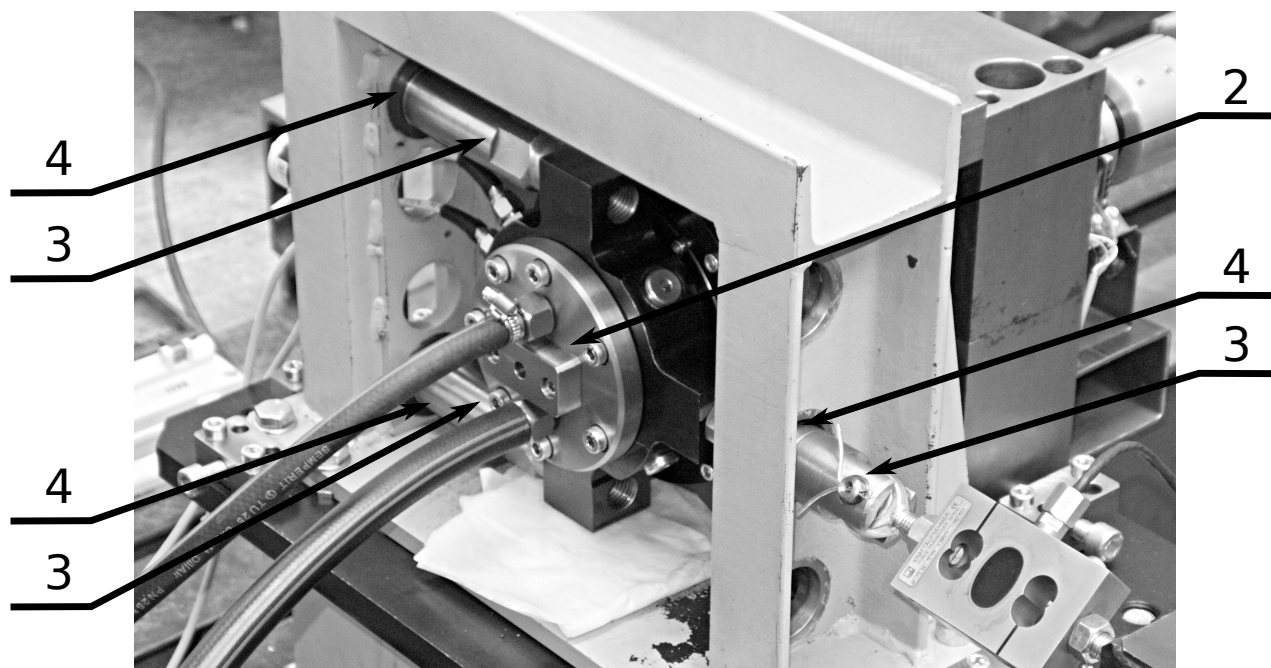
Požadavek na čistě radiální zatížení testovaného ložiska, které umožňuje kompenzovat parazitní zatížení, vyžadoval vývoj nového řešení. Jako základ takového řešení byla zvolena konfigurace, ve které je testované ložisko umístěno na volném konci hnací hřídele. Vlastnosti této varianty jsou v bodech vyjmenovány níže.

- ▶ Radiální zatížení je v plné výši aplikováno do testovaného ložiska.
- ▶ Radiální zatížení je aplikováno prostřednictvím vnějšího kroužku.
- ▶ K testovanému ložisku je dobrý přístup a je možné jej měnit bez většího zásahu do testovacího zařízení.
- ▶ Konfigurace klade vyšší nároky na tuhost uložení hnací hřídele.



Obr. 6.22: Iustrace uložení vnějšího kroužku testovaného ložiska.
Popis umístěn v textu.

Vhodné řešení uložení testovaného ložiska se pak ukázalo prostřednictvím kombinace řízeného uvolnění stupňů volnosti vnějšího kroužku a aplikace radiálního zatížení tahem s využitím alespoň dvou kulových vazeb, které byly ukázány na Obr. 6.21 [A6]. Dle řezu na Obr. 6.22, ve směru zatížení, který je označen šipkou a písmenem F , nejsou kladeny na pohyb vnějšího kroužku ložiska - pozice 1, žádná omezení. To je řešeno 3-mi vodicími tyčemi - pozice 3. V axiálním a radiálním směru ložiska je však pohyb vnějšího kroužku omezen v rámci řízeně vytvořených vůlí v pouzdrech - pozice 4. Kulové vazby (již mimo řez) zajišťují spojení domku vnějšího kroužku ložiska se zatěžujícím členem a eliminují potencionální chyby ve vzájemném ustavení jednotlivých komponent zařízení, které vznikly při montáži. Detailní fotografie řešení uložení ložiska je na Obr. 6.23. Odkazy na něm odpovídají popisu pro Obr. 6.22. [13]

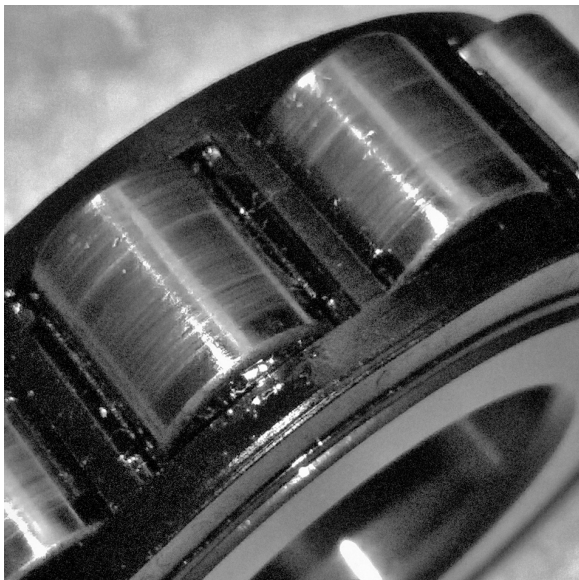


Obr. 6.23: Detailní pohled na domek s testovaným ložiskem. Popis umístěn v textu.

Válečková ložiska jsou citlivá na přesnost ustavení. Vzájemné naklopení kroužků by dle informací výrobce v [89] nemělo přesáhnout 0.06° . Díky navrženému uložení v testovacím zařízení, ložisko po zatížení samovolně přechází do ideálního stavu, při kterém jsou osy obou kroužků ložiska prakticky rovnoběžné. Tento stav je při radiálním zatížení přirozeně dán kontaktem válečkových valivých elementů s dráhami. V axiálním směru je pak vzájemný pohyb kroužků ložiska omezen zvolenou vůlí ve vodících pouzdrech uložení domku. Ta v případě realizovaného zařízení byla asi 0.2 mm . Maximální naklopení kroužků ložiska, při těchto vůlích, odpovídá asi 0.04° . Tedy je stále limitu povolených naklopení. Ukázka rovnoměrného zaběhnutí ložiska po provedených testech na Obr. 6.24 a Obr. 6.25 podporuje účinnost výše popsaného řešení. [A3]

6.3.3 Mazání ložiska a řízení teploty oleje

Systém řízení teploty oleje je ukázán na Obr. 6.20. Skládá se z 10 l zásobníku oleje s funkcí přesného řízení teploty ohřevem s topným výkonem 800 W a chladicího zařízení o výkonu 400 W , které je řešené průtokem chladicí kapaliny skrz spirálu ponořenou v olejovém zásobníku. Jako celek tento systém umožňuje řídit teplotu oleje v zásobníku s přesností $\pm 0.1^\circ\text{C}$ a to i během probíhajících experimentů.



Obr. 6.24: Ukázka rovnoměrně zaběhnutých valivých elementů ložiska. Vyšší míra opotřebení je dána provedenými testy bez maziva.

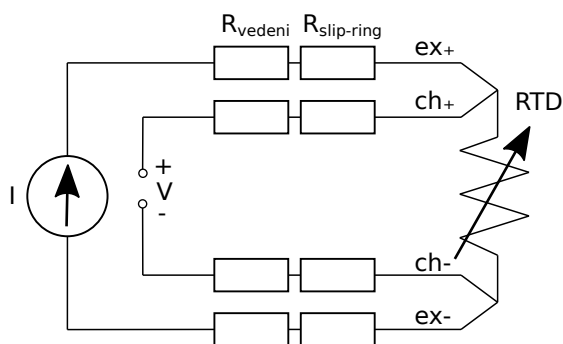


Obr. 6.25: Znamky rovnoměrného zaběhnutí ložiska na vnějším kroužku.

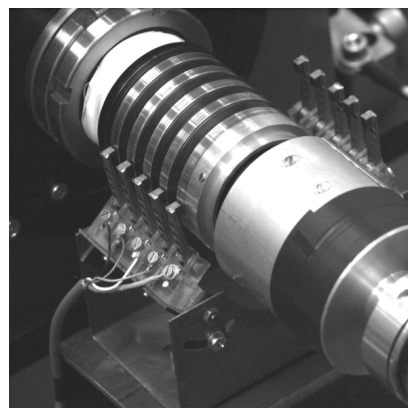
Nucený oběh maziva je řešen pomocí membránového čerpadla, jehož čerpací výkon lze řídit v rozsahu $0 - 1 \text{ l/min}$. Přívod maziva do prostoru ložiska je prostřednictvím malé trysky - Obr. 6.22, pozice 5. Odpadová větev - pozice 6, z ložiska je pak řešena samospádem zpět do zásobníku. Uvnitř domku s ložiskem je vytvořen malý rezervoár - pozice 7, který zajišťuje stálou minimální hladinu oleje. Ta odpovídá přibližně polovině výšky valivého elementu. Během provozu je tak ložisko prakticky mazáno kombinací brodění a rozstříku přiváděného maziva, tudíž je předpokládáno dostatečné množství maziva pro vytvoření plně zaplaveného kontaktu.

6.3.4 Snímání teploty kroužků ložiska

Testovací systém je vybaven snímáním teploty na obou kroužcích ložiska. Pro snímání teploty na vnějším kroužku jsou využívány odporové snímače teploty (RTD) PT 1000, které jsou kontaktně připojeny k vnějšímu kroužku ložiska. Snímání teploty na vnitřním kroužku je řešeno prostřednictvím zabudovaného RTD PT100 v drážce pod testovaným ložiskem - Obr. 6.22, pozice 8. Efektivní přenos tepla mezi ložiskem a snímačem je zajištěn vysokoteplotním cementem, kterým je drážka vyplněna a ve kterém je snímač fixován.



Obr. 6.26: Schéma zapojení snímače teploty na vnitřním kroužku ložiska



Obr. 6.27: Stírací kroužky pro přenos signálu teploty z rotující hřídele

Přenos signálu mezi rotující hřídelí a ústřednou pro sběr dat je zajištěn sběrnými stíracími kroužky, umístěnými na opačném konci hřídele. Zapojení RTD PT100 je ukázáno na Obr. 6.26. Detail stíracích kroužků je pak ukázán na Obr. 6.27. [A3]

6.4 Shrnutí kapitoly

V této kapitole byla ukázána metoda využití matematických modelů ložiska a mazací vrstvy k definici jednotlivých parametrů experimentu. Přínos zapojení matematických modelů pak lze shrnout v následujících bodech:

- ▶ Umožnily analýzu citlivosti experimentu na parametry, které není možné jednoduše ovlivnit. Konkrétně se jedná o odchylky geometrie ložiska, drsnost povrchů a rheologické parametry maziva včetně vlivu teploty.
- ▶ Umožnily provést vědomou volbu rozsahu viskozity maziv s ohledem na sledování přechodů mezi jednotlivými mazacími režimy za různých rychlostí.
- ▶ Vytvořily základ pro vyhodnocení měřených dat experimentu ve formě predikce oblastí přechodu ložiska mezi mazacími režimy.
- ▶ Umožnily definovat požadavky na testovací zařízení. Konkrétně se jedná o parametry rozsahu rychlostí, rozsahu radiálního zatížení, dále pak parametrů olejového čerpadla a nutnost implementace funkce přesné kontroly teploty oleje a ložiska.

I když byla pro zajištění vysoké reprezentativnosti výsledků modelů použita vstupní data získaná přesným měřením geometrie ložiska a dostupné údaje parametrů maziv z katalogů výrobce, je platnost veškerých výsledků omezena předpoklady za kterých jsou tyto modely definovány. Největšími nejistotami, které pro návrh experimentu zůstávají a během vyhodnocení musí být dále zohledněny jsou:

- ▶ Vliv teploty kroužků ložiska na viskozitu maziva a následně parametr λ , při řízené teplotě dodávaného maziva do kontaktu.
- ▶ Vývoj parametru drsnosti povrchu Ra během zabíhání a jeho vliv na parametr λ

6.4.1 Publikace autora

Části této kapitoly byly publikovány v recenzovaném časopise Acta Polytechnica [A4] a ve sbornících odborných konferencí ICMD 2017 [13] a ICMD 2018 [A3].

6.4.2 Patent

Komponenty vyvinutého testovacího zařízení, popsané v této kapitole jsou autorem práce a jeho školitelem chráněny národním patentem CZ307380B6 datum přihlášky 16.5.2017 [A6].

Kapitola 7

Experimentální snímání mazací vrstvy prostřednictvím povrchových akustických vln

Kapitola popisuje experimentální snímání mazacího filmu. Je tedy přímo navázána na hlavní cíl této práce. Podstatná část, včetně závěrů této kapitoly, byla publikována v impaktovaném časopise [A5]. Úvod kapitoly je věnován přehledu typů vlnění v tělesech a na rozhraní těles a kapalin. Dále je popsána použitá metoda a jsou definovány nástroje jejího vyhodnocení. Další část pak popisuje jednotlivé experimenty včetně jejich výstupů. Závěr kapitoly je pak věnován interpretaci výsledků.

7.1 Klasifikace vlnění v kapalinách a tělesech

V této kapitole jsou shrnuty základní vlastnosti vybraných typů vlnění v tělesech, na povrchu a na rozhraní mezi tělesy. Tato kapitola je jedním z pilířů interpretace výsledků měření.

7.1.1 Prostorové vlny v elastickém tělese

Podstatou šíření vlnění v elastickém prostředí je přenos energie periodickým kmitáním jeho částic. V případě plynného a kapalného prostředí se vlnění přenáší pouze tzv. podélným kmitáním částí tj. ve směru šíření vlny. Hlavní charakteristikou přenosu tedy je periodická změna hustoty

a/nebo tlaku prostředí. Rychlost šíření podélné vlny (tzv. P-vlny) v plynech, a kapalinách pak závisí na modulu pružnosti prostředí a hustotě, jak je dáno 7.1 [56].

$$c_L = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \quad (7.1)$$

Vlnění v pevných látkách se však díky smykovým silám může přenášet navíc také kmitáním ve směru kolmém k šíření vlny. V takovém případě hovoříme o příčném kmitání (S-vlny). Pro modelový příklad elastického prostoru je rychlost šíření P-vlny c_L a S-vlny c_T dána vztahy 7.2 a 7.3.

$$c_L = \sqrt{\frac{M}{\rho}} \quad (7.2) \quad c_T = \sqrt{\frac{G}{\rho}} \quad (7.3)$$

ve kterých modul pružnosti elastického materiálu M je definován objemovým modulem materiálu K a smykovým modulem G prostřednictvím vztahu 7.4. [56]

$$M = K + \frac{4}{3}G \quad (7.4)$$

Výše popsané 2 módy vlnění popisují základní módy kmitání částí v elastickém mediu. V případě uvažování teoreticky neohraničeného prostoru se oba typy vln šíří nezávisle na sobě a nijak spolu neinteragují. Jakmile však do úvahy zahrneme hranice prostoru, lze ukázat, že díky odrazům dochází k vzájemné interakci a konverzi těchto základních módů a vznikají tak tzv. povrchové vlny. [19]. Oba základní typy výše popsaných vln tvoří během šíření v tělese nebo kapalinách tzv. čelní vlnoplochu, která má kulovitý tvar. Její tvorbou svoji energii rozprostírají na velkou plochu, což vede k rychlému útlumu jejich amplitudy. Rychlost útlumu se vzdáleností odpovídá velikosti poloměru čelní vlnoplochy dle $1/R$. [112]

7.1.2 Povrchové vlny na rozhraní s volným prostorem

Na hranicích těles s volným prostorem (vakuum a plyny) se díky interakci a skládání základních prostorových vln tvoří tzv. povrchové vlny. Díky jejich šíření, které je navázané na hranice těles, jsou nazývány vedené vlny - *Guided waves*. Dále jsou popsány 2 typy.

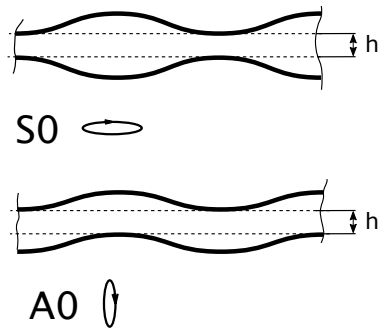
Rayleighovy vlny jsou typickým představitelem vln, které se šíří na volném povrchu pevných

elastických těles. Částice při kmitání opisují trajektorii elipsy, která je orientovaná hlavní poloosou kolmo k povrchu. Směr kmitání částic je opačný proti směru šíření samotné vlny. Hloubka penetrace vlny ve směru kolmém k povrchu je velmi malá. Amplituda ve vzdálenosti odpovídající asi jedné vlnové délce Rayleighovy vlny λ_R má $\leq 10\%$ své povrchové hodnoty. Právě díky malé penetraci je pak útlum Rayleighových vln ve směru šíření malý a odpovídá poloměru čelní vlnoplochy dle vztahu: $1/\sqrt{R}$. [112]. Rychlost šíření Rayleighovy vlny závisí na rychlosti šíření S-vlny v materiálu. Pro materiály s vlastnostmi blízkými oceli je pak možné ji odhadnout vztahem: $c_{Rayleigh} \approx 0.93c_T$. [70].

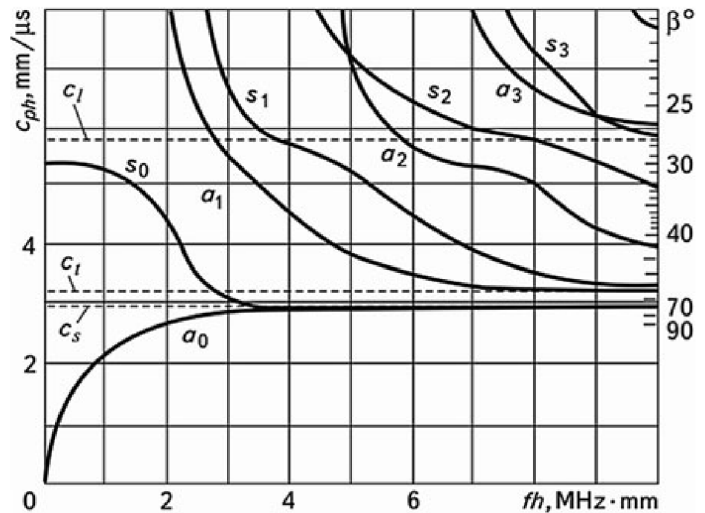
Lambda vlny jsou typem povrchových vln, jejichž existence je podmíněna tenkou deskou o tloušťce odpovídající přibližně velikosti vlnové délky vlny. Lambda vlny existují ve dvou módech, které jsou dány charakterem vzájemně svázaných oscilací obou povrchů: symetrický mód (označovány S0, S1 - Sn) a anti-symetrický mód (označovány A0, A1- An). Módy označené A0 a S0 jsou tzv. fundamentální módy, ostatní jsou pak tzv. módy vyšších řádů. Oba módy jsou ukázány na Obr. 7.1. Charakteristickou vlastností Lambda vln je tzv. disperzivita. Tímto termínem je vyjádřena závislost rychlosti šíření vlny na budící frekvenci f a tloušťce tělesa h dle vztahu: $f \cdot h$. Na Obr. 7.2 jsou zobrazené tzv. disperzní křivky pro ocel. Z nich je patrné, že pro hodnotu $f \cdot h < 1.5 \text{ Mhz} \cdot \text{mm}$ existují pouze 2 fundamentální módy - A0 a S0 ($c_{A0} < c_{S0}$), které se při hodnotách $f \cdot h > 3 \text{ Mhz} \cdot \text{mm}$ asymptoticky blíží k rychlosti šíření Rayleighovy povrchové vlny c_R . Za těchto podmínek se však základní módy šíří v doprovodu módů vyšších řádů. [5] [70] [112]. Lambda vlny jsou definovány pro tenké rovné desky. Za podmínek tenkostěnných válců $r/R \approx 0.95$, kterým je typicky kroužek ložiska, je však možné jejich šíření po obvodu, bez ztráty přesnosti, aproximovat vlastnostmi popsány pro rovné tenké desky [61].

7.1.3 Povrchové vlny na rozhraní těles a kapaliny

Obecné Rayleighovy vlny jsou definovány pro rozhraní dvou těles, nebo tělesa a kapaliny. Stejně jako Rayleighovy vlny na volné hranici, jejich dominantní komponenta kmitání je orientována kolmo k povrchu. Z toho důvodu je šíření Rayleighových obecných vln velmi závislé na typu a vlastnostech rozhraní. Rozdílem proti vlnění na volné hranici je pak disperzní chování, které je



Obr. 7.1: Fundamentální módy oscilací Lambda vln v tenkých deskách. Orientace hlavní poloosy elipsy ilustruje směr kmitání částic.



Obr. 7.2: Disperzní křivky rychlosti šíření módů Lambda vln v závislosti na $f \cdot h$ pro ocel. Čárkovanou čarou vyznačeny rychlosti šíření Rayleigha povrchové vlnění c_s , příčné vlny c_t , a podélného vlnění c_l . (Převzato z [70])

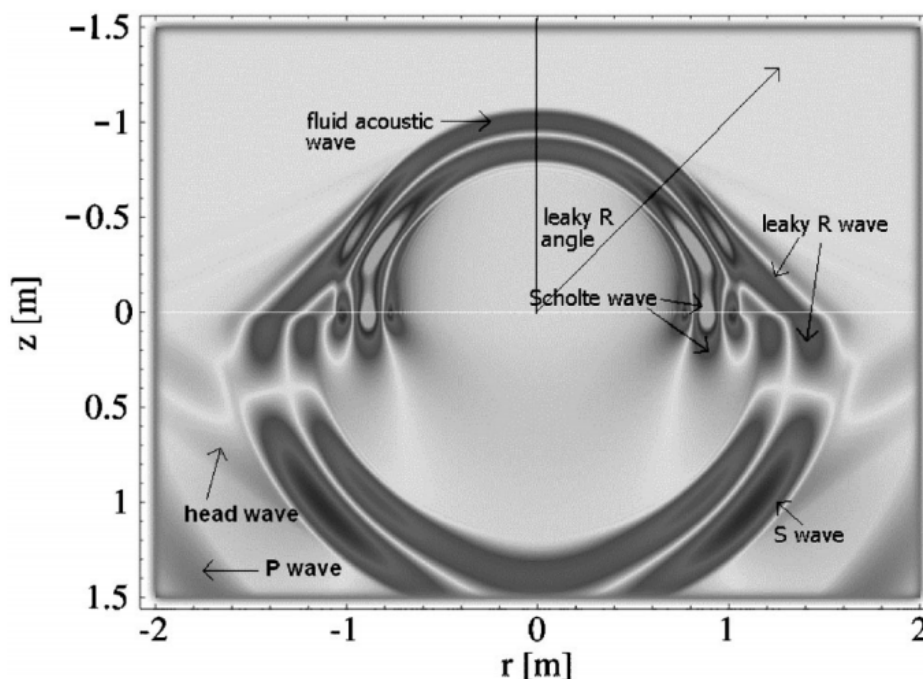
závislé na budící frekvenci a dalších parametrech vlny, které jsou pro jednotlivé typy rozhraní popsány dále.

Nejjednodušším případem je volný kontakt dvou elastických těles s podobnými vlastnostmi tj. rychlostmi šíření vlnění. Za těchto podmínek se obecná Rayleighova vlna šíří na rozhraní bez útlumu a její rychlost je závislá jak na budící frekvenci vlny, tak i na tečné tuhosti kontaktu. [53].

V případě, rozhraní mezi elastickým tělesem a elastickou nebo visko-elastickou vrstvou malé tloušťky (v porováním s vlnovou délkou vlny), navíc se vzájemně odlišnými fyzikálními vlastnostmi, závisí rychlost obecné Rayleighovy vlny na parametru $f \cdot h$. Potom platí, že pro $f \cdot h \rightarrow \infty$ rychlost šíření obecné Rayleighovy vlny konverguje k rychlosti Rayleighovy povrchové vlny v tenké vrstvě. Opačně pak také platí, že pro $f \cdot h \rightarrow 0$, rychlost obecné Rayleighovy vlny odpovídá rychlosti vlny na volném povrchu tělesa. [2]. Útlum obecné Rayleighovy vlny pak zejména závisí na viskozitě prostředí, která způsobuje vyzařování její energie do prostředí.

Při šíření vlny na rozhraní elastického tělesa s kapalinou, kdy je rychlost Rayleighovy vlny v tělese

vyšší, než je rychlost P-vlny v kapalině, $c_R^{Těleso} > c_L^{Kapalina}$, dochází k vyzařování energie obecné Rayleighovy vlny směrem do kapaliny, což způsobuje její útlum. Díky této vlastnosti jsou obecné Rayleighovy vlny také nazývány jako Rozptylné vlny (Leaky waves). [119]. Ukázka vlnění na rozhraní pevného tělesa a kapaliny je na Obr. 7.3, kde je v pravé části dobře patrné vyzařování energie Rayleighovy vlny do kapaliny a její malá penetrace v tělese.



Obr. 7.3: Vizualizace vlnění na rozhraní tělesa (dole) a kapaliny (nahore).
 (Převzato z [119])

Společně s výše popsanými obecnými Rayleighovými vlnami existují na rozhraní těles a těles a kapalin další 2 typy vln: Stoneleyho vlny a Scholteho vlny. Tyto vlny nejsou definovány pro volné hranice, existují tedy pouze na rozhraních. Jejich společnou charakteristikou je pak zanedbatelný útlum daný velmi malou penetrací do těles nebo kapaliny.

Stoneleyho vlny existují za specifických podmínek na rozhraní dvou pevných elastických těles s blízkými rychlostmi prostorových vln, avšak odlišnými hustotami [82], [81]. Pokud Stoneleyho vlny existují, na rozhraní se pak šíří rychlostí nižší, než je rychlost šíření příčné prostorové vlny (S-vlny) v kterémkoliv z těles $c_{stoneley} < \min(c_{T1}, c_{T2})$ [104]. Díky malé penetraci vln v obou

tělesech, odpovídající přibližně velikosti vlnové délky vlny, je útlum na hranici těles prakticky zanedbatelný. [27] [70].

Scholteho vlny vznikají vždy na rozhraní pevných těles a kapalin. Scholteho vlna šířící se na pevném tělese je velmi podobná Rayleigho vlně a to včetně hloubky penetrace, dosahující přibližně jedné vlnové délky, jak je ukázáno na Obr. 7.3. Fázová rychlost Scholteho vlny na rozhraní je vždy nižší, než nejnižší rychlost vlny v každém z prostředí $c_{scholte} = \min(c_L^{Kapalina}, c_T^{Těleso})$ [27]. Z toho důvodu, nedochází k vyzařování nesené energie do kapaliny a jejím útlumu. Stoneleyho vlna však může být utlumena, pokud má kapalina viskózní vlastnosti. Za předpokladu uvažování konečné tloušťky vrstvy kapaliny na tělese, má Scholteho vlna disperzní charakter, kdy fázová rychlost šíření vlny závisí na součinu tloušťky kapaliny a budící frekvence vlny [19].

7.1.4 Vybrané závěry publikovaných studií

Dále popsané závěry numerických simulací a experimentální studií popisují chování a interakce povrchových akustických vln při šíření v tělesech. Publikované studie jsou prováděny na modelových případech, vždy pro omezený rozsah parametrů. S opatrností je tedy možné je brát jako referenční, pro vytvoření základní představy o chování těchto typů vln.

V závislosti na typu překážek, dochází během šíření Lambda vln ke vzájemným konverzím módů. Jak ukazuje studie [76], pokud jsou překážky lokalizovány v tělese symetricky, pak při průchodu vlny překážkou je vybuzený mód zachován. Mezi základními módy, tedy $A_0 < - > S_0$, dochází ke konverzi u nesymetricky lokalizovaných překážek. Transformace směrem k módům vyšších řádů probíhá v případech, kdy například po průchodu vlny překážkou dojde ke změně parametrů $f \cdot h$. [14].

Stav napjatosti v materiálu má vliv na rychlost šíření Lambda vln. Výpočtem i experimentálně bylo studiem [28], [66], [77] ukázáno, že tahová napjatost ve směru šíření vlny vede ke snížení fázové rychlosti obou základních módů. Ve směru kolmém k ose zatížení, kde díky Poissonovu efektu zúžení existuje tlaková složka napětí, dochází ke zvýšení rychlosti šíření. Výsledky publikované v [66] indikují vyšší citlivost S_0 módu na změnu napjatosti. Ve všech publikovaných

studiích pak autoři referovali lineární závislost mezi zatížením a změnou rychlosti šíření vlny.

Pokud je Lambda vlna buzena přímo v místě kontaktu tělesa s kapalinou, přechází na Scholteho vlnu. Pokud je ponořena pouze část pevného tělesa v kapalině, pak na rozhraní do volného prostoru Scholteho vlna konvertuje zpět na vybuzený mód Lambda vlny. Díky rozdílu rychlostí šíření Scholteho vlny a Lambda vlny je pak celková doba šíření vlny ovlivněna délkou šíření v části pod hladinou. [32]

Experimentálně bylo ukázáno v [54], že při průchodu Rayleigho vlny skrz Hertzův kontakt, ve kterém je zatížením zvyšován kontaktní tlak, dochází k úměrně ke zvýšení rychlosti jejího šíření. Zajímavostí je, že v signálu zobrazená příčná prostorová vlna byla na zvyšující se zatížení prakticky necitlivá. Pozorování plně podporuje matematický popis úlohy prostřednictvím obecných Rayleigho vln uvedený např. v [53].

Matematická analýza chování obecných Rayleigho vlny na rozhraní elastického tělesa a visko-elastické vrstvy s konečnou tloušťkou ukázala, že viskózní vrstva, jenž má vlastnost tlumení, vyvolá v závislosti na parametru $f \cdot h$ disperzní chování Rayleigho vln. Dle provedené studie [75], která přímo řeší specificky popsany případ, fázová rychlost Rayleigho vln s rostoucí tloušťkou vrstvy klesá. Dle závěrů studií [2] [83], ve kterých autoři řešili odlišné formulace problému (visko-elastické těleso s elastickou tenkou vrstvou, a kontakt dvou visko-elastických těles), pak existuje hranice $f \cdot h$, za kterou již rychlost šíření povrchové vlny není disperzní a stává se nezávislou na tloušťce. [114]

7.2 Metoda snímání

Využitá metoda monitoringu mazací vrstvy je postavena na aktivním buzení povrchových akustických vln Lambda na vnější povrch vnějšího kroužku ložiska, jejich následném snímání a vyhodnocení. Metoda využívá charakteristické vlastnosti těchto vln, kdy vybuzení vlny na jednom z povrchů tenké desky vyvolá svázané oscilace i na opačném povrchu. Potom, pokud dojde k interakci vlny s okolním prostředím na jednom z povrchů, změnu lze zaznamenat i na dru-

hém. Takto v ložisku vybuzené vlny interagují s valivými elementy a mazivem, čímž dochází ke konverzi jejich módů, jak bylo popsáno v úvodní části této kapitoly, a mění se také v charakteristiky šíření. Vyhodnocením těchto snímaných charakteristik pak lze usuzovat o stavu maziva a mazací vrstvy v ložisku.

7.2.1 Zařízení pro buzení a snímání povrchových akustických vln

Pro buzení a snímání akustických vln bylo v popisovaném experimentu použito zařízení dodávané pod obchodním názvem BeMoS One, od společnosti BestSens AG. Zařízení se dle Obr. 7.4 skládá ze samostatného kontroléru, který řídí veškeré operace spojené s buzením a snímáním akustických vln a z dvojice identických piezoelektrických (PZT) elementů, z nichž jeden slouží k buzení povrchových vln a druhý k jejich snímání.

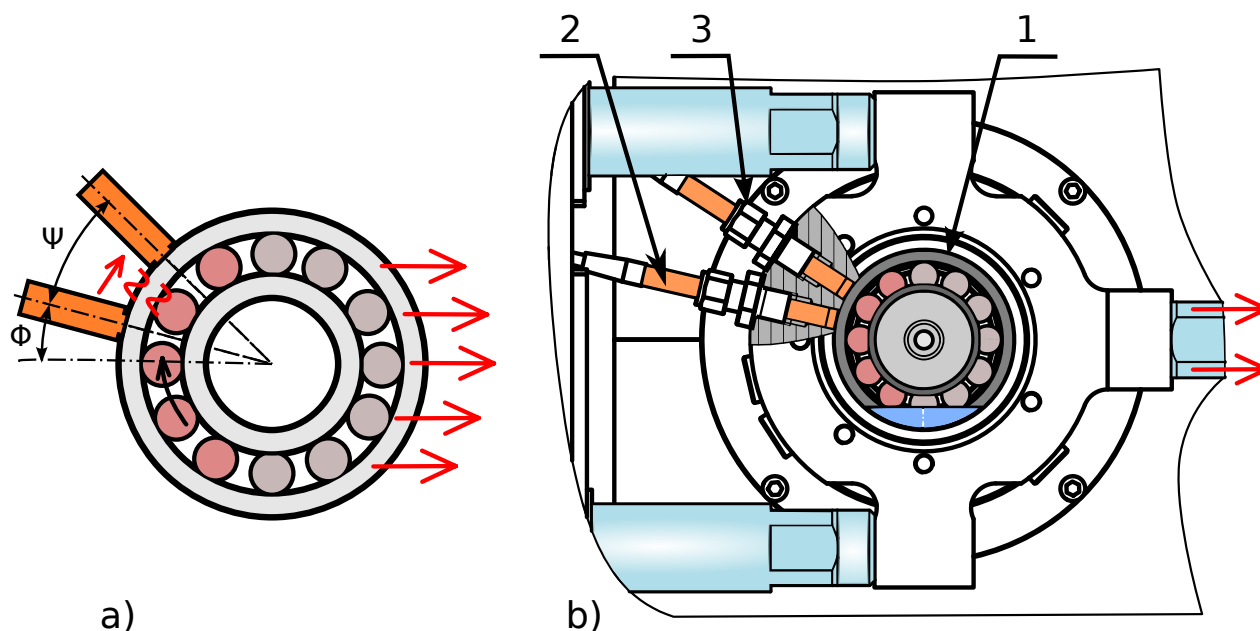


Obr. 7.4: Zařízení BeMoS One použité pro excitaci a snímání povrchových akustických vln.

7.2.2 Umístění snímačů

Při snímání musí být oba PZT elementy kontaktně spojeny s vnějším kroužkem ložiska, jak ilustruje Obr. 7.5 a). PZT elementy by dále měly být umístěny proti kontaktům na valivé dráze vnějšího kroužku, přičemž vzájemná rozteč ve sledované výseči musí být $< 180^\circ$. Důvodem této podmínky je umožnit algoritmu v kontroléru rozpoznat vlny přicházející ze sledovaného směru, které logicky budou u snímače dříve, než vlny které se šíří po větší z výsečí, a odfiltrovat je.

V rámci experimentu byly oba PZT elementy připojeny k vnějšímu kroužku ložiska v oblasti zóny zatížených elementů. Vzájemná úhlová rozteč mezi 12-ti valivými elementy testovaného ložiska je 30° . Vzdálenost mezi PZT elementy byla pak na základě této rozteče zvolena tak, aby bylo možné zachytit přechod jednoho valivého elementu mezi senzory - tedy dle Obr. 7.5 a) $\psi = 20^\circ$, resp. vyjádřeno v obloukové vzdálenosti 12.57 mm . Z důvodu prostorových omezení testovacího zařízení, nebyl snímán nejvýše zatížený element, nýbrž senzory byly úhlově odsazeny o úhel $\phi = 15^\circ$. Dle Obr. 7.5 b) je potom fixace PZT elementů - Pozice 2, po ustavení řešena prostřednictvím svěrných pouzder - Pozice 3. Kompenzace přitlaku PZT elementu, závisící teplotní roztažnosti jednotlivých částí (domku a samotného ložiska), je řešena elastickými členy umístěnými v tělech PZT elementů.

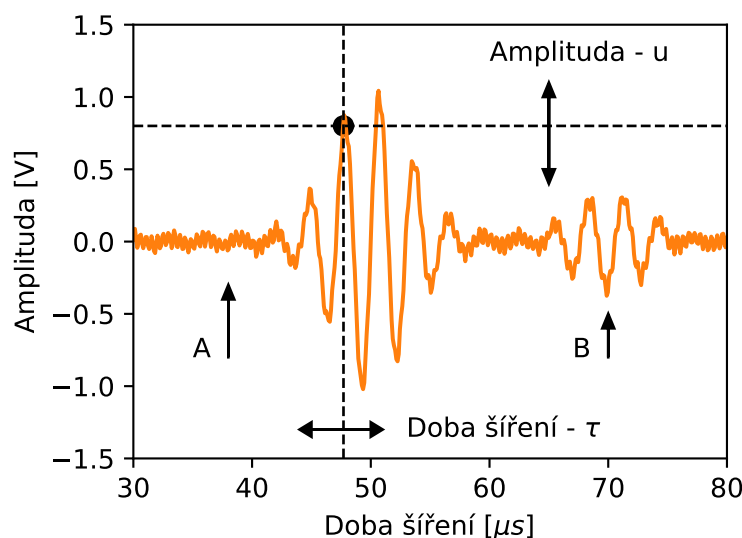


Obr. 7.5: Ilustrace instalace PZT elementů v testovacím zařízení

7.2.3 Parametry buzených akustických vln

Buzení akustických vln probíhá v impulsích, které jsou tvořeny vlnou o jedné fázi s frekvencí 350 kHz . Impuls má délku 14 ms a je amplitudově modulován do tvaru Gaussovi křivky. Schématicky je impuls ukázán na Obr. 7.6. Impulsy jsou pravidelně emitovány s frekvencí 10 kHz . Základním excitovaným módem je antisymetrický mód Lambda vlny - A0. Díky nedokonalos-

tem v kontaktu emitoru s vnějším kroužkem ložiska a odrazům na bocích kroužku, mohou být mimo tento fundamentální mód v signálu zaznamenány i jiné módy (symetrické a antisymetrické vyšších řádů). Jejich přítomnost však při měření nijak neruší hlavní vlnu, neboť jak bylo ukázáno v úvodní části této kapitoly, každý z módů má při dané frekvenci odlišnou rychlost šíření. V případě testovaného ložiska je pro budící frekvenci 350 kHz a tloušťku kroužku 4.75 mm pracovní bod $f \cdot h \approx 1.66\text{ MHz} \cdot \text{mm}$. V tomto bodě je základní buzený mód A_0 dobře odlišen od ostatních módů rychlostí šíření a také podílem nesené energie. Buzení a snímání vln je velmi přesně synchronizovaný proces, díky kterému je pro každý emitovaný impuls možné měřit dobu šíření vlny od okamžiku vybuzení. Prakticky to probíhá tak, že senzor snímkuje celou vlnu s vzorkovací frekvencí 10 MHz . Následuje proces filtrování signálu, jehož detaily nejsou známy, neboť jsou chráněnou informací výrobce. Z celé vlny pak kontrolér ukládá pouze hodnotu amplitudy a dobu šíření vybraného vrcholu, jak je ukázáno na Obr. 7.6. Výběr vrcholu probíhá vždy při instalaci senzorů, nebo zahájením měření. Od toho okamžiku pak kontrolér hlídá jeho polohu prostřednictvím interního algoritmu. Obě charakteristiky jsou zaznamenávány pro každý emitovaný impuls, z toho důvodu jejich vzorkovací frekvence odpovídá frekvenci vysílání vln, tedy 10 kHz [A5]

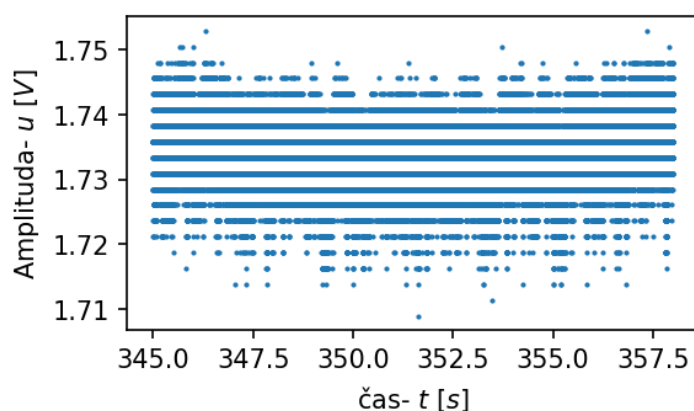


Obr. 7.6: Schématicky zobrazená vlna zaznamenaná senzorem (rekonstrukce). Křížem je vyznačen bod, jehož charakteristiky se zaznamenávají během měření. Šum způsobený neutlumenými vlnami předchozího impulsu označen A. Odražené vlny se pak v signálu typicky objevují v pozadí hlavní vlny - bod B.

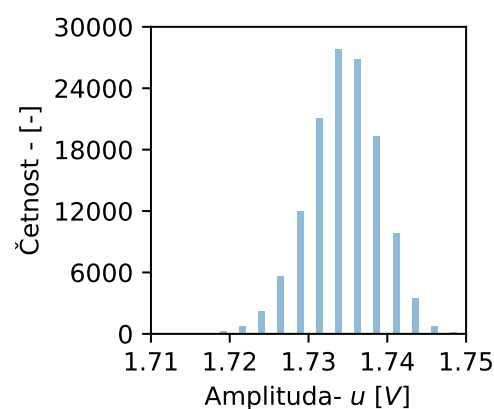
Během experimentů prováděných v této práci byl vždy vybrán první významný vrchol, neboť je nejméně ovlivňován šumem způsobeným odraženými vlnami od boků kroužku, nebo neutlumenými vlnami z předchozích impulsů, jak jsou také znázorněny na Obr. 7.6.

7.2.4 Citlivost metody

Citlivost snímání obou popsaných charakteristik na jejich změny je dána velikostí náhodného šumu a rozlišením, neboli krokem kvantování signálu. Při zastaveném ložisku je šum v signálu dán interakcemi šířících se vln s okolním prostředím, což je v ustáleném stavu v podstatě stochastický proces. Ukázky detailu a histogramu signálu amplitudy jsou na Obr. 7.7 a 7.8. Pro dobu zpoždění jsou pak na Obr. 7.9 a 7.10. Jak je na obrázcích patrné, v případě amplitudy, signál osciluje kolem ustálené hodnoty v pásmu o šířce $\pm 15 \text{ mV}$. U doby šíření je to pak $\pm 5 \text{ ns}$. Samotný kontrolér kvantuje zaznamenaný signál amplitudy s krokem 2.4 mV a u doby šíření je to 0.4 ns . Na obrázcích jsou patrné hladiny kvantování jako diskrétními hladiny na svislé ose.

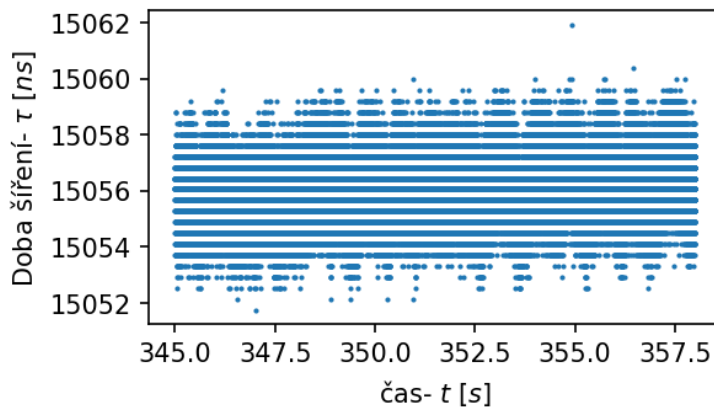


Obr. 7.7: Detail signálu amplitudy doby zpoždění včetně patrných hladin kvantizace -horizontální dělení.

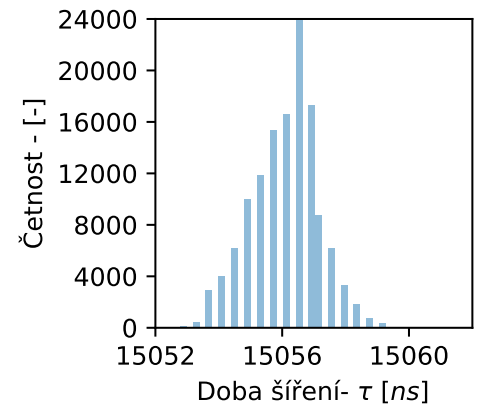


Obr. 7.8: Histogram signálu amplitudy z Obr. 7.7

Stanovení citlivosti metody bylo provedeno pomocí statistického párového t-testu dvou závislých veličin [16]. Pro tento test byl za předpokladu stejných rozptylů dvou časově závislých výběrů, hledán takový rozdíl středních hodnot, pro který absolutní hodnota testové statistiky $|T|$ je vyšší, než kritická hodnota oboustranného t-rozdělení $t_{1-\alpha/2}$ na hladině významnosti $\alpha = 0.05$. Výsledky analýzy jsou pak v Tab. 7.1. Interpretace výsledku je pak následující: vzhledem k



Obr. 7.9: Detail signálu doby zpoždění šíření akustické vlny, včetně patrných hladin kvantizace -horizontální dělení.



Obr. 7.10: Histogram signálu doby zpoždění z Obr.7.9

počtu bodů, které vždy vstupují do vyhodnocování a konzistentnímu rozptylu v čase je možné v případě amplitudy pokládat každou odchylku charakteristiky amplitudy (stanovenou např. průměrováním dat) přesahující limit $\pm 0.0004 V$ jako statisticky významnou. V případě doby zpoždění je tento interval $\pm 0.1 ns$. Ve skutečnosti je však pro vyhodnocení dat velmi nepraktické pracovat s takto velkými citlivostmi. Za provozu signál ovlivňuje velké množství faktorů, z toho důvodu je možné považovat jako prahovou citlivost, vyplývající z provozních podmínek v případě amplitudy $\pm 0.01 V$ a v případě doby zpoždění $\pm 0.5 ns$.

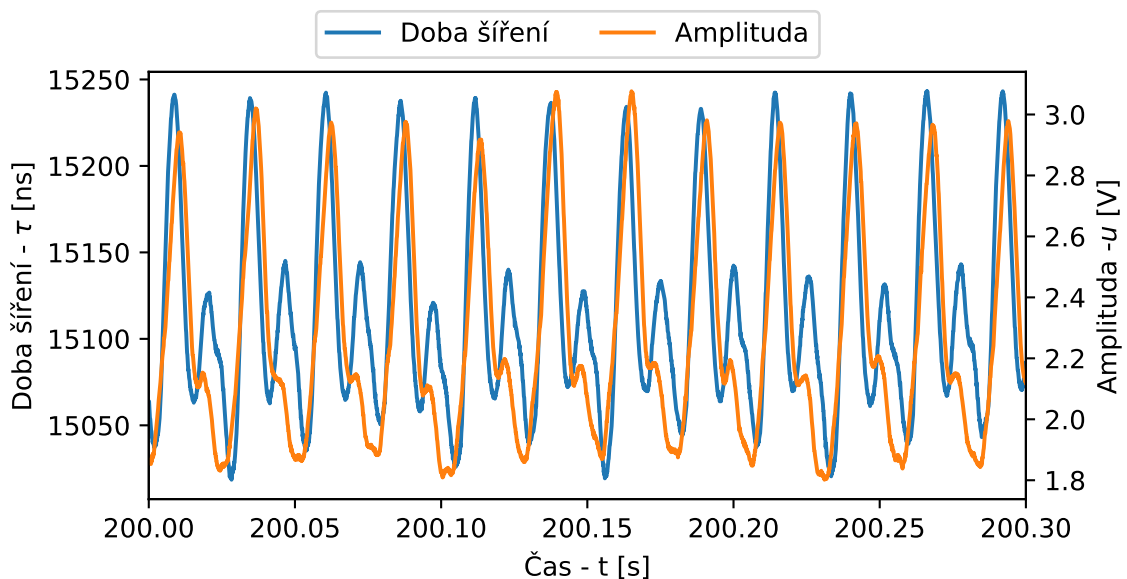
	Zpoždění	Amplituda
Rozptyl - σ^2	0.91	1.8^{-5}
Počet vzorků	1000	
Kritická hodnota t-rozdělení $t_{1-\alpha/2}(1000)$ při $\alpha = 0.05$	1.96	
Minimální rozdíl střední hodnoty pro $ T > t_{1-\alpha/2}(1000)$ při $\alpha = 0.05$	$\pm 0.1 ns$	$\pm 0.0004 V$

Tabulka 7.1: Výsledku citlivosti metody

7.2.5 Vyhodnocení signálu

Pokud nejsou buzené akustické vlny během měření ovlivňovány např. přechodem valivých elementů mezi emitorem a snímačem, záznamem v obou charakteristikách je konstantní hodnota, resp. šum v okolí ustálené hodnoty. Otáčení ložiska, respektive přechod valivých elementů mezi

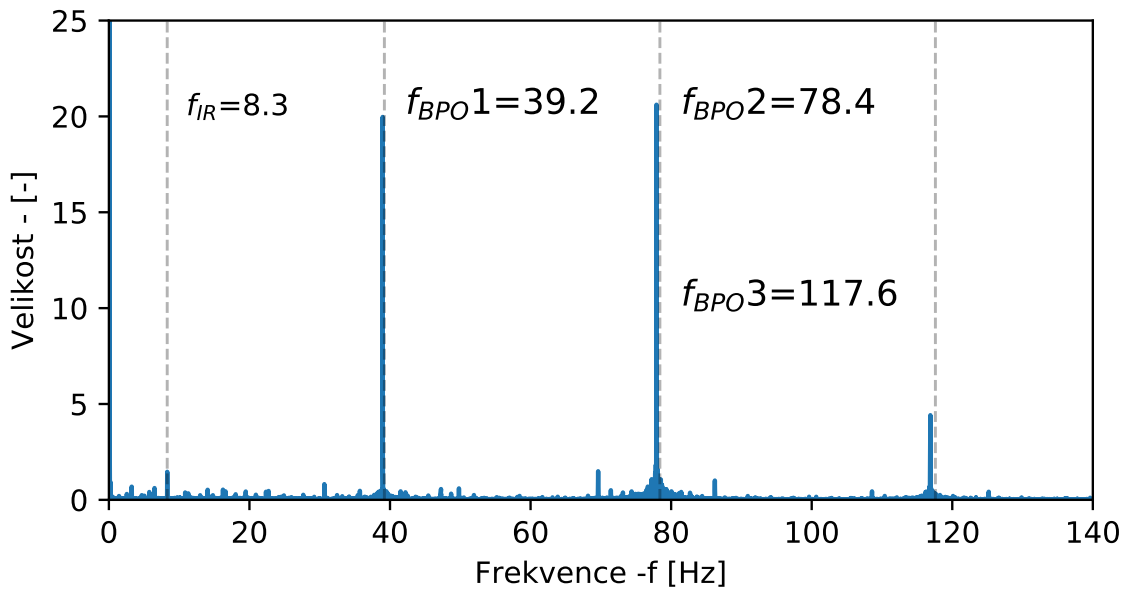
vysílačem a senzorem, vyvolá interakcí vln s valivými elementy amplitudovou modulaci signálu v obou snímaných charakteristikách. Průběh signálu zaznamenaného během rychlosti otáčení ložiska 500 ot/min , při použití maziva VG 46, je ukázán na Obr. 7.11. Na první pohled je dobře viditelná korelace obou charakteristik. Furierova transformace (FFT) signálu do frekvenční oblasti, graficky znázorněná na Obr. 7.12, ukazuje, že dominantní frekvence modulace odpovídá frekvenci míjení valivých elementů na vnějším kroužku ložiska f_{BPO} (viz. Tab. 5.1). Dobře patrné jsou i její harmonické složky, zejména $2 \cdot f_{BPO}$. Na obrázku je také patrná modulace způsobená frekvencí otáčení hřídele f_{IR} [A5].



Obr. 7.11: Typický záznam signálu amplitudy a doby šíření akustické vlny ložiska. Záznam pořízen při rychlosti otáčení 500 ot/min a olejovém mazání s olejem VG 46.

7.2.5.1 Nástroje vyhodnocení signálu

Z obou výše popsaných charakteristik povrchových akustických vln, se tato práce dále omezuje na analýzu doby šíření akustické vlny τ . Důvody tohoto zúžení tématu jsou především omezení rozsahu analyzovaných veličin a získání více prostoru pro interpretaci výsledků. Volba doby šíření, jako hlavního ukazatele pak byla učiněna z důvodu nižší citlivosti veličiny na stav a kvalitu kontaktu PZT elementu s vnějším kroužkem ložiska. I přes kompenzaci teplotních roztažností, která je řešena na úrovni senzoru, byly během úvodních měření zaznamenány systémové změny amplitudy, které byly po analýze přisouzeny právě změnám v přítlaku senzorů. Takové posunutí



Obr. 7.12: FFT spektrum modulace signálu doby šíření akustické vlny.

signálu by pak znamenalo znehodnocení měření. Na dobu šíření vlny tyto změny měly prakticky zanedbatelný vliv a proto se dá očekávat že právě tyto výstupy budou vzájemně konzistentní.

Signál získaný během měření byl analyzován s využitím charakteristik popsanych v této kapitole. Základní popis je proveden prostřednicím minimální (MIN), maximální (MAX), střední hodnoty signálu (MEAN) dle 7.5 a normalizovaného rozptylu dle 7.7. Normalizace rozptylu 7.6 střední hodnotou 7.5 byla provedena z důvodu omezení vlivu měnící se střední hodnoty na tuto statistiku a tím zajištění snazší vzájemné porovnatelnosti výsledků z různých měření.

$$\bar{\tau} = \frac{1}{j} \sum_{i=1}^j (\tau_i) \quad (7.5)$$

$$\sigma^2 = \frac{1}{j} \sum_{i=1}^j (\tau_i - \bar{\tau})^2 \quad (7.6)$$

$$\sigma_N^2 = \frac{\sigma^2}{\bar{\tau}} \quad (7.7)$$

Další popisující charakteristikou je tzv. Crest Factor, kterým jsou charakterizovány velikosti špičky v signálu. Běžná definice této charakteristiky, která je používána např. při vibrodiagnos-

tice, je dle vztahu 7.8, v některých případech je střední hodnota ve jmenovateli nahrazována střední efektivní hodnotou (RMS) signálu. [12]

$$CF = \frac{\max(x)}{\bar{x}} \quad (7.8)$$

Protože se však signál doby šíření vlny může měnit oběma směry, tedy špičky spojené s událostmi mohou být maximy i minimy, v práci byla zavedena modifikovaná definice popsaná rovnicí 7.9. Výsledkem tedy je střední hodnotou signálu normalizovaný rozdíl extrémních hodnot.

$$CF = \frac{\max(x)}{\tilde{x}} - \frac{\min(x)}{\tilde{x}} \quad (7.9)$$

7.2.5.2 Entropie

Poslední charakteristikou použitou v této práci je entropie dle definice C.E. Shanona [82] - dle (7.10)

$$H = - \sum_i^N p(\tau_i) \cdot \ln(p(\tau_i)) \quad (7.10)$$

ve které $p(\tau_i)$ je pravděpodobnost jevu τ_i z diskrétní funkce rozdělení pravděpodobnosti vyhodnocovaného signálu (doba šíření) a N je celkový počet diskrétních intervalů rozdělení.

Koncept entropie je využíván k hodnocení míry statistické náhodnosti jevů v signálu [71]. Signál bude mít nízkou entropii, v případě, že jeho distribuce rozdělení pravděpodobnosti bude složena z jevů s vysokou pravděpodobností výskytu, tedy pokud signál bude v čase stabilní a jednotlivé jevy - hodnoty, se budou pravidelně opakovat. Vysokou entropii naopak bude mít signál složený z velkého počtu jevů s nízkou pravděpodobností výskytu - typicky, signál s velkým podílem šumu, nebo jiných náhodných jevů, popsáný tzv. plochým histogramem.

7.2.5.3 Výběr dat pro vyhodnocení

Vyhodnocení dat z měření probíhalo následujícími způsoby:

- ▶ Většina vyhodnocení probíhala na úseku dat, pro který byla vypočtena jediná charakterizující hodnota sledované statistiky.
- ▶ V případech měření, která probíhala při proměnné rychlosti, avšak s konstantním zrychlením, byly výše popsané nástroje vyhodnocení aplikovány na data po vzájemně se nepřekrývajících oknech, jejichž délka byla řízena změnou rychlosti.

7.3 Experimentální měření a interpretace výsledků

Jednotlivá experimentální měření a definice testů byly navrženy tak, aby umožnily postupně získávat informace o chování povrchových akustických vln za konkrétních provozních podmínek a umožnit jejich systematické studium.

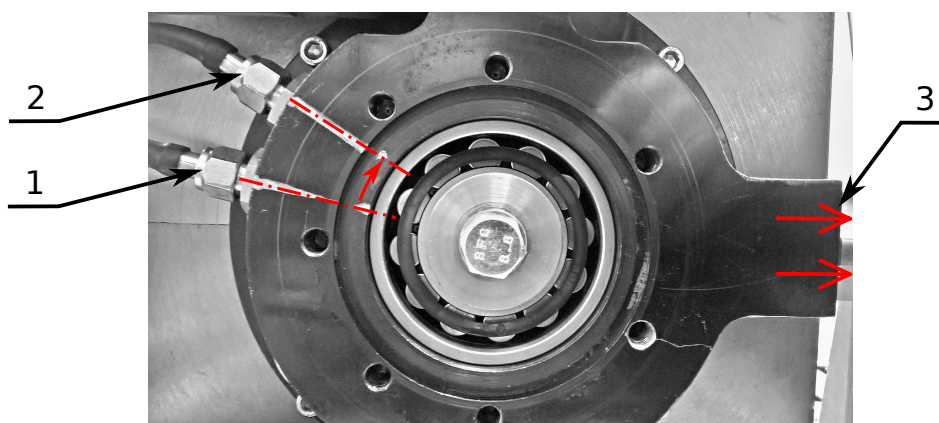
7.3.1 Vliv radiálního zatížení na změnu doby šíření akustických vln při zastaveném ložisku

Cílem testu bylo zjištění vlivu radiálního zatížení ložiska na změnu doby šíření povrchových akustických vln.

7.3.1.1 Popis experimentu

Pro izolování vlivu radiálního zatížení, bylo ložisko během experimentu zastaveno. Valivé elementy byly orientovány tak, aby se jeden z nich nacházel přibližně ve středu mezi emitorem a senzorem SAW, jak ukazuje Obr. 7.13. Před zahájením testu bylo ložisko odmaštěno ostřikem čistícím prostředkem na bázi alkoholu, který se následně samovolně odpařil. Teplota ložiska během testu odpovídala teplotě okolí, tedy 22°C .

Radiální síla byla aplikována po diskretních krocích, v rozsahu z $0\text{--}10\text{ kN}$, což v maximu odpovídá 0.17 C . Technické možnosti testovacího zařízení umožňovaly řídit pouze průběh zatěžování. Z toho důvodu byl test proveden $2\times$, vždy pouze ve směru zatížení.



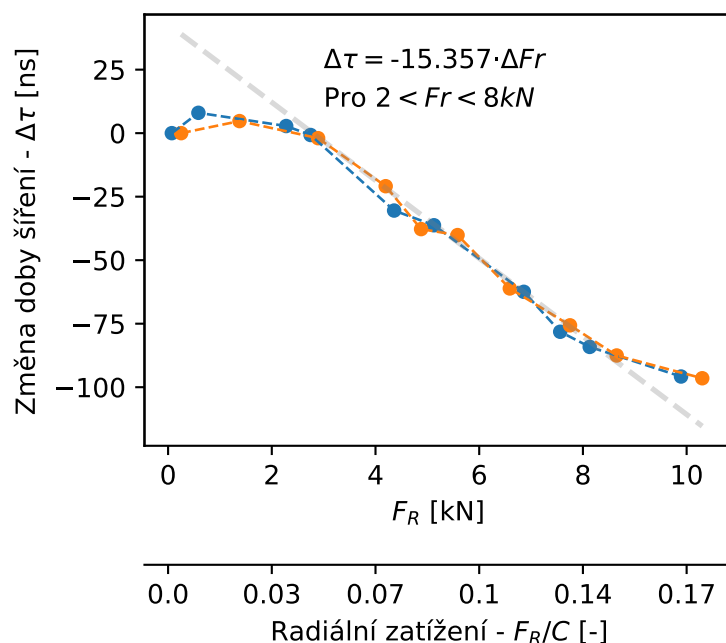
Obr. 7.13: Orientace valivých elementů testovaného ložiska během statického testu vlivu síly na dobu šíření SAW. Výseč naznačuje snímaný úsek šíření SAW mezi emitorem (1), a senzorem (2). Radiální síla aplikována ve směru šipek tahem.

7.3.1.2 Výsledky

Výstup měření na Obr. 7.14 ukazuje změnu doby šíření SAW přibližně o 100 ns. Patrná je střední, lineární část křivky, která odpovídá zatížení 0.05 C – 0.14 C. V okrajových částech, tedy při nízkém a vysokém zatížení, se pak křivka od této závislosti odchyluje. Lineární závislost pak ve zmíněném rozsahu prokazuje úsečka získaná lineární regresi ve střední části. Výsledky dále ukazují shodu mezi jednotlivými běhy měření. V lineární části je rozdíl mezi křivkami přibližně 4 ns, v okrajových částech není vyšší než 7 ns. Obě tyto hodnoty jsou však na hranici praktické rozlišitelnosti, neboť jsou v řádu odpovídající šumu v datech z měření.

7.3.1.3 Interpretace

Střední lineární část získané funkce závislosti změny doby šíření $\Delta\tau$ povrchové akustické vlny na zatížení odpovídá výsledkům, které publikovali Nohyu et al. ve studii [54]. Během jejich měření zatlačovali kovový válec proti rovné kovové podložce a skrz vyvolaný typický Hertzův liniový kontakt nechali šířit Rayleigho povrchové vlny. Vysvětlení změn pak poskytli přímo prostřednictvím obecných Rayleigho vln na rozhraní kontaktu, jejichž dispersivita je kromě budící frekvence závislá na tečné tuhosti kontaktu [53], která se při změně zatížení mění. Popsaná interpretace může být přijata i pro experiment prováděný v této práci, neboť konfigurace emitoru a snímače, společně s polohou válečku je odpovídající. Pozorované nelineární části funkce



Obr. 7.14: Závislost změny doby šíření akustické vlny τ na radiálním zatížení ložiska F_r .

pak lze vysvětlit prostřednictvím nelineárního průběhu vývoje zatížení jednotlivých elementů v ložisku v oblasti nízkých zatížení ložiska, jak bylo ukázáno prostřednictvím modelu ložiska např. na Obr. 6.10. V oblasti vysokých zatížení pak může být nelinearita způsobena chováním buzených Lambda vln ve vnějším kroužku během nesymetrického kontaktu. Při tom je vnější strana vnějšího kroužku ložiska v celé délce šíření vlny zatlačována proti vnitřní stěně domku a z druhé strany je pouze velmi lokalizovaný liniový kontakt s válečkem. Dohromady pak všechny komponenty tvoří vícevrstvý systém, kde každá z vrstev a rozhraní má vliv na výslednou rychlost, útlum a typ šířících se vln.[A5]

7.3.2 Mapování odezvy doby šíření povrchových akustických vln na změnu provozních podmínek ložiska

Navazující experiment byl proveden k získání odezvy doby šíření akustické vlny na provozní podmínky ložiska. Vzhledem k existenci více faktorů, které mohou mít vliv na šíření akustických vln během provozu, a k jejich komplexnímu zmapování, byl experiment proveden podle metodiky: Design of Experiment, konkrétně pak metodou: vícefaktoriální experiment s dvěma

úrovněmi faktorů [16].

7.3.2.1 Popis metody Design of Experiment

Metoda Design of Experiment (DoE) umožňuje získat informace o citlivosti měřených veličin na tzv. faktory experimentu, což jsou v případě této práce provozní podmínky ložiska. Metoda spočívá v provedení experimentálních měření pro všechny možné kombinace vybraných faktorů a jejich zvolených 2 hladin. Následným vyhodnocení změřených dat dle dané metodiky je získán tzv. efekt faktoru, což je změna odezvy sledovaných veličin na změny jednotlivých faktorů a efekt interakce mezi faktory, což je informace o změně odezvy při společném působení více faktorů.

Faktory zvoleny pro experiment a jejich úrovně jsou uvedeny v Tab. 7.2. Řazení experimentu je pak v Tab. 7.3. Provedení měření probíhalo dle navrženého řazení, kdy jsou experimenty seskupeny dle 3. faktoru. Promíchání pořadí jednotlivých testů pro zajištění náhodnosti nebylo provedeno z důvodu obtížné proveditelnosti výměny maziva v systému po jednotlivých testech. Každý jednotlivý test vždy trval 600 s. Celý experiment byl proveden ve 2 nezávislých replikacích. Celkem bylo tedy během experimentu provedeno 16 testů.

Teplota maziva v lázni byla během testu řízeně udržována na teplotě $(40 \pm 0.5)^\circ C$. Během jednotlivých běhů však docházelo k ohřevu vnitřního kroužku ložiska až na teplotu $65^\circ C$. S jistotou je tedy možné prohlásit, že teplota ložiska ovlivňovala teplotu maziva a tím docházelo ke zkreslování výsledků, zejména pak efektu faktoru viskozity. Toto zkreslení je pak dále zohledněno při interpretaci výsledků.

Faktor	Jednotka	Úroveň faktoru	
		Dolní (-1)	Horní (1)
Rychlost	ot/min	500	3000
Zatížení	kN	1.2	10
Viskozita	mm^2/s	10	100

Tabulka 7.2: Faktory experimentu

Test	Faktory		
	Rychlost	Zatížení	Viskozita
1	-1	-1	-1
2	1	-1	-1
3	-1	1	-1
4	1	1	-1
5	-1	-1	1
6	1	-1	1
7	-1	1	1
8	1	1	1

Tabulka 7.3: Matice řazení experimentu

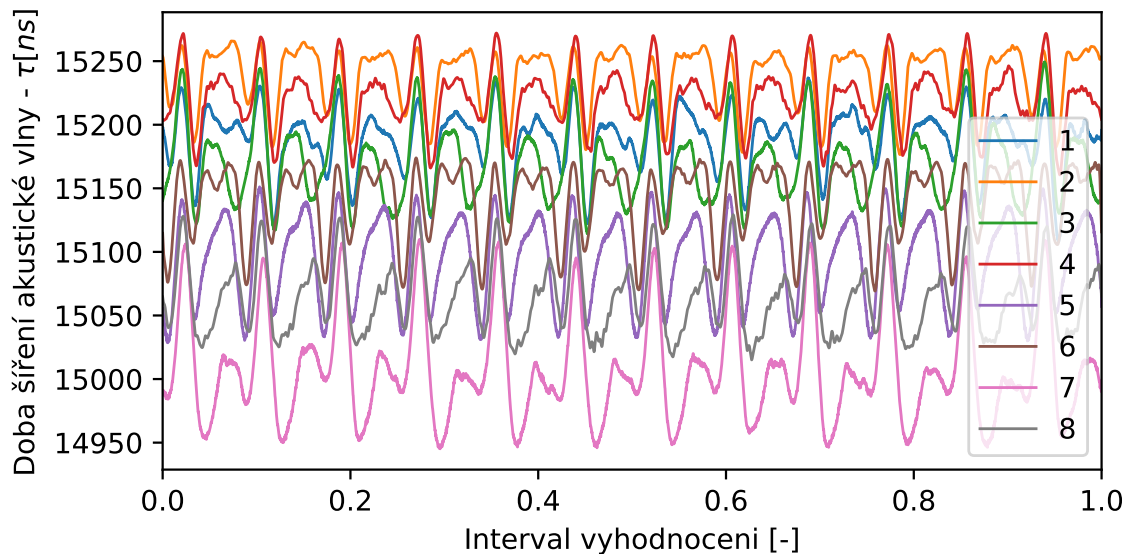
7.3.2.2 Metoda zpracování dat

Z každého jednotlivého testu byly vždy vybrány 3 úseky, které do vyhodnocení vstupovaly jako samostatné testy. Důvodem pro tento nestandardní krok bylo získání více souborů dat pro statistické vyhodnocení experimentu, neboť provádění více replikací by bylo časově neúnosné. Úseky byly voleny vždy v čase 400 s, 500 s a 550 s po začátku každého z provedených testů, neboť v této době již došlo k ustálení podmínek v ložisku a data se významně neměnila. Díky tomu má výše popsáný krok minimální vliv na velikost efektů, avšak umožní lépe hodnotit jejich významnost.

Pro omezení vlivu rychlosti otáčení ložiska na samotné vyhodnocení dat, byla data získaná z jednotlivých testů transformována na normalizovaný interval tak, že vyhodnocovaný úsek vždy odpovídal celým násobkům otočení ložiska. Následně byla data vzájemně zarovnána, jak je ukázáno na Obr. 7.15. Pro vyhodnocení byl tento interval nastaven na 150 otočení ložiska.

7.3.2.3 Vyhodnocení a interpretace

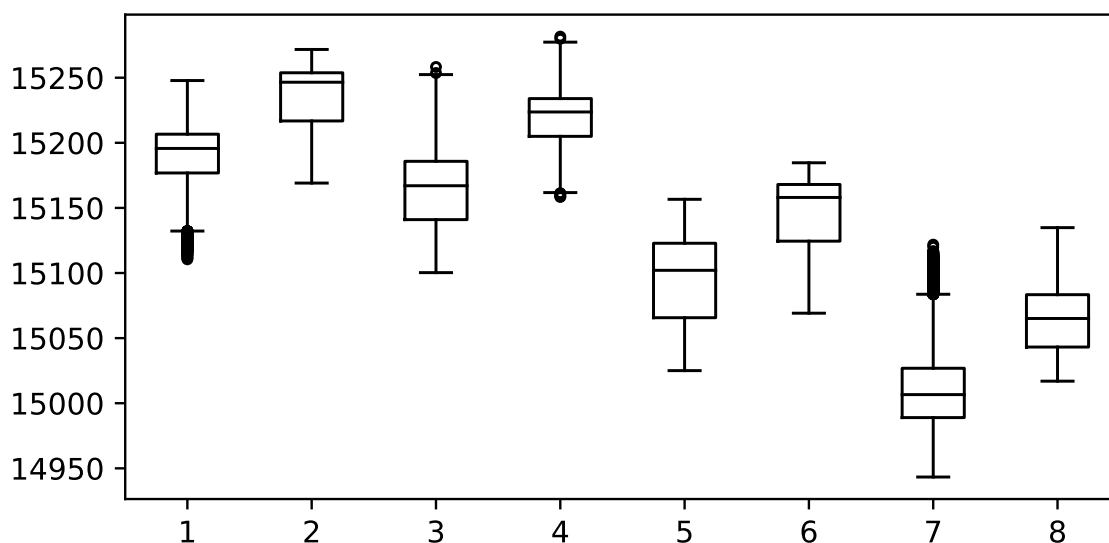
Základní charakteristiku dat jednoho ze souborů ukazuje box-plot na Obr. 7.16. Na první pohled je patrný rozdíl mezi testy prováděnými s mazivem o nízké referenční viskozitě, tedy 1 – 4 a testy prováděnými při vysoké referenční viskozitě maziva, tedy 5 – 8. Dalším patrným rozdílem je vliv rychlosti, při kterém všechny případy snímané za vysokých otáček, tedy 2, 4, 6 a 8 mají obecně vyšší hodnoty doby zpoždění v porovnání s případy, jenž byly měřeny za nízké hladiny otáček.



Obr. 7.15: Zarovnaná data průběhu doby šíření akustické vlny zobrazená na normalizovaném úseku během kterého byl zachycen přechod všech 12 valivých elementů. Označení jednotlivých měření odpovídá označení testů dle 7.3.

Detailní hodnocení vlivu jednotlivých faktorů provedené prostřednictvím metody DoE je uvedeno v Tab. 7.4. Graficky jsou pak výsledné efekty zobrazeny na Obr. 7.17. Z uvedených hodnot efektů je patrné, že zvýšení rychlosti otáčení ložiska z 500 ot/min na 3000 ot/min se projeví nárůstem doby šíření akustické vlny. Síla efektu, resp. střední hodnota odezvy z jednotlivých měření byla tomto případě vyčíslena na 35.94 ns . Navýšení zatížení se naopak projeví snížením doby šíření. Síla efektu v tomto případě byla -78.07 ns . Posledním studovaným efektem byla viskozita, u které vyhodnocení ukázalo, že její změna, respektive zvýšení vede na redukcii doby šíření se silou efektu -121.14 ns .

Test statistické významnosti efektů ukázal, že hraniční hodnotou, pod kterou je efekt na zvolené hladině významnosti $p = 0.05$ zamítán, jako statisticky nevýznamný je ± 18.60 . Porovnáním hodnot jednotlivých efektů v Tab. 7.4 s touto mezní hodnotou lze vyhodnotit tak, že individuální změny jednoho faktoru, tj. rychlosti, zatížení nebo viskozity mohou být považovány za statisticky významné. Naopak při interakci faktorů, tj. pokud dojde ke společné změně dvou faktorů, má změna statisticky nevýznamný vliv na výslednou střední hodnotu doby šíření akustické vlny.

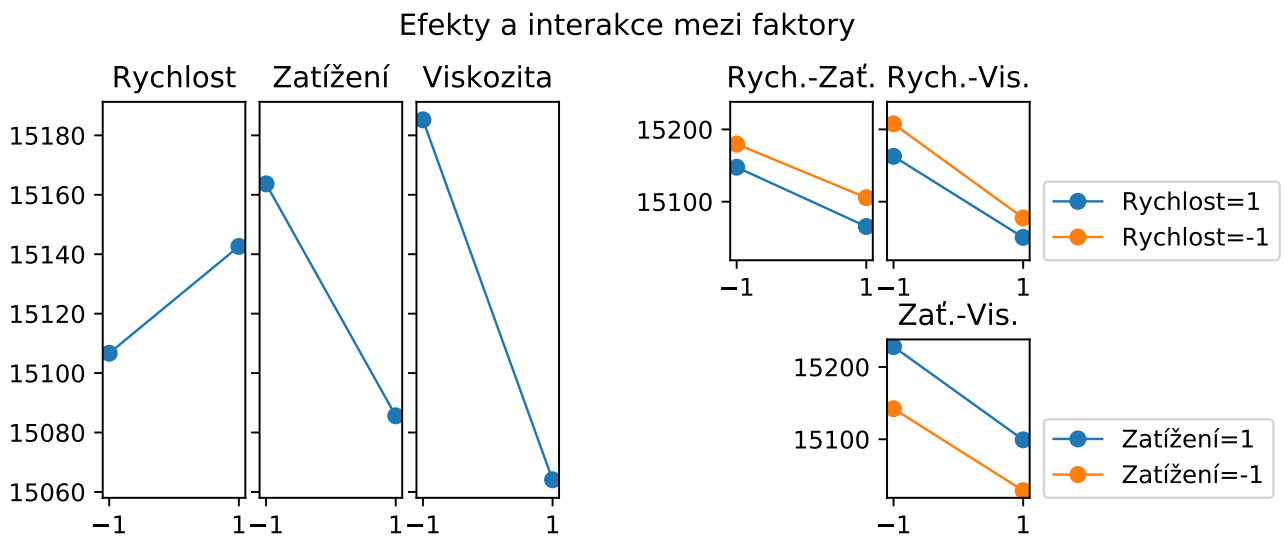


Obr. 7.16: Box-plot porovnávající jednotlivé testy.

Faktor	Replikace 1	Replikace 2	Výsledný efekt
Rychlost	48.70	23.05	35.94
Zatížení	-48.84	-107.30	-78.07
Viskozita	-124.31	-117.96	-121.14
Rychlost - Zatížení	1.56	6.22	3.89
Rychlost - Viskozita	0.66	-18.56	-8.94
Zatížení - Viskozita	-30.13	45.74	7.80
Rychlost - Zatížení - Viskozita	-0.68	10.32	4.82
Mezní hodnota efektu pro $p=0.05$	2.53	3.31	18.60
Počet replikací	3	3	6

Tabulka 7.4: Efekty jednotlivých faktorů a vliv jejich interakce na střední hodnotu doby šíření akustické vlny

Výsledky je tedy možné interpretovat tak, že při navýšení rychlosti z 500 ot/min na 3000 ot/min lze očekávat zvýšení doby šíření asi o 36 ns . Navýšení radiálního zatížení testovaného ložiska z hodnoty odpovídající 0.02 C na 0.17 C , pak vyvolá snížení doby šíření asi o 78 ns , což přibližně odpovídá pozorované změně při zatížení stojícího ložiska popsané v sekci 7.3.1. Odchylka od této hodnoty pak může být způsobena společným působením faktoru rychlosti a zatížení (i když při měření se tato hodnota ukázala jako statisticky nevýznamná) nebo zvoleným způsobem vyhodnocení. V případě rotujícího ložiska je totiž hodnota doby šíření akustické vlny průměrována z modulované vlny - viz Obr. 7.15, zatímco v případě stojícího se jedná pouze o průměr šumu



Obr. 7.17: Výsledné efekty a interakce faktorů na střední hodnotu doby šíření.

signálu, který se pohybuje v pásmu o celkové šířce asi 10 ns v okolí odpovídající hodnoty. Vliv efektu viskozity během experimentu vykazuje velký rozptyl mezi jednotlivými replikacemi, jak je patrné z řádků interakcí v Tab.7.4. Pro správnou interpretaci tohoto rozptylu by bylo nutné provést více opakování experimentu. Na základě dostupných pozorování a průběhu experimentu je však tento rozptyl přisuzován především vlivu teploty oleje v ložisku, kdy měření s vysoce viskózním olejem dosahovaly obecně vyšších teplot, tedy docházelo k větším změnám viskozity během jednotlivých měření. Dalším vlivem pak může být systémová chyba způsobená operací s měřicí aparaturou, neboť během změny oleje docházelo k úpravě nastavení senzorů, což mohlo vyústit v odchylku absolutních hodnot dle zkušeností až o 20 ns mezi testy s nízkou viskozitou a vysokou viskozitou v rámci jedné replikace.

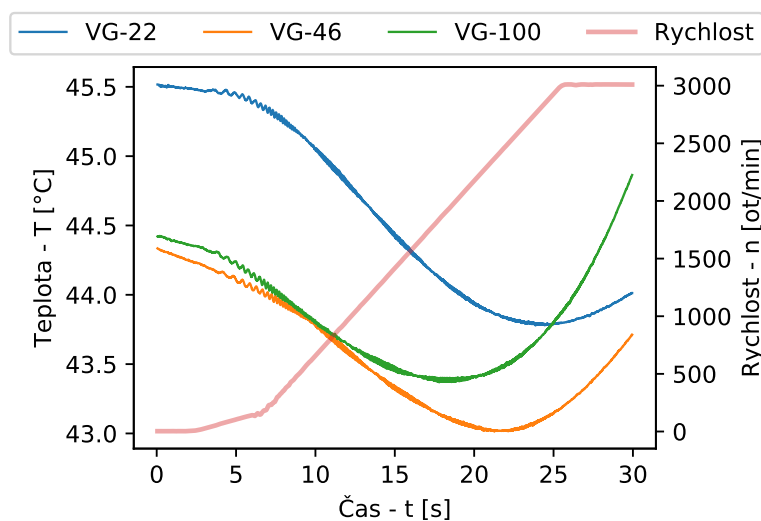
7.3.3 Vliv rychlosti na dobu šíření akustické vlny za podmínek konstantní teploty

Následující experiment byl zaměřen na sledování vlivu rychlosti otáčení ložiska na snímání signálu doby šíření povrchových akustických vln.

7.3.3.1 Popis experimentu

Během jednotlivých testů ložisko procházelo rozjezdovými rampami ze zastaveného stavu až do rychlosti 3000 *ot/min* za podmínek konstantního zrychlení 150 *ot/min/s*. Zatížení ložiska bylo během testů konstantní na hodnotě odpovídající 0.17 *C*.

Podmínky experimentu, během kterého každý test trval přibližně 20 s, byly navrženy tak, aby teplota obou kroužků ložiska zůstávala v úzkém intervalu (40 – 45)°C. Prakticky, jak je ukázáno na Obr. 7.18 byl každý test zahájen v okamžiku, kdy teplota vnitřního kroužku klesla pod 45°C a během experimentu se jeho teploty měnily v rozsahu 1.5°C. Vzhledem k tomu, že teplota maziva dodávaného membránovým čerpadlem do ložiska z rezervoáru byla vždy (40 ± 0.5)°C, bylo možné podmínky testu považovat blízké izotermickým. Důsledkem toho lze předpokládat, že viskozita maziva vstupujícího do kontaktu zůstávala velmi blízká udávané referenční viskozitě maziva při 40°C a získané výsledky měření tak lze porovnat s predikcemi získaných z modelů.

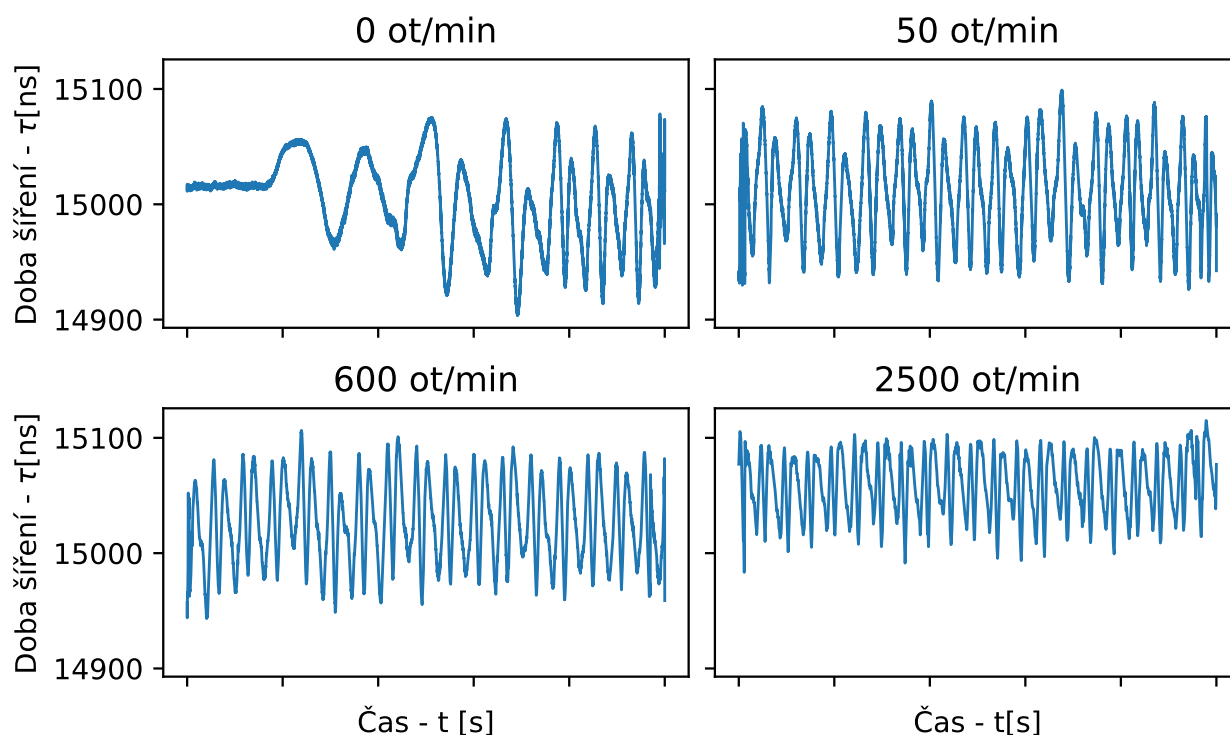


Obr. 7.18: Typický průběh teploty vnitřního kroužku v závislosti na rychlosti během krátkých rozjezdových ramp.

Experiment byl proveden pro maziva označená třídami VG 22, VG 46 a VG 100. Jako kontrolní měření byl použit test s vyčištěným ložiskem, bez maziva. Každý test byl opakován 3×. Záznamy z opakování jsou pak v jednotlivých grafech mezi sebou barevně rozlišeny.

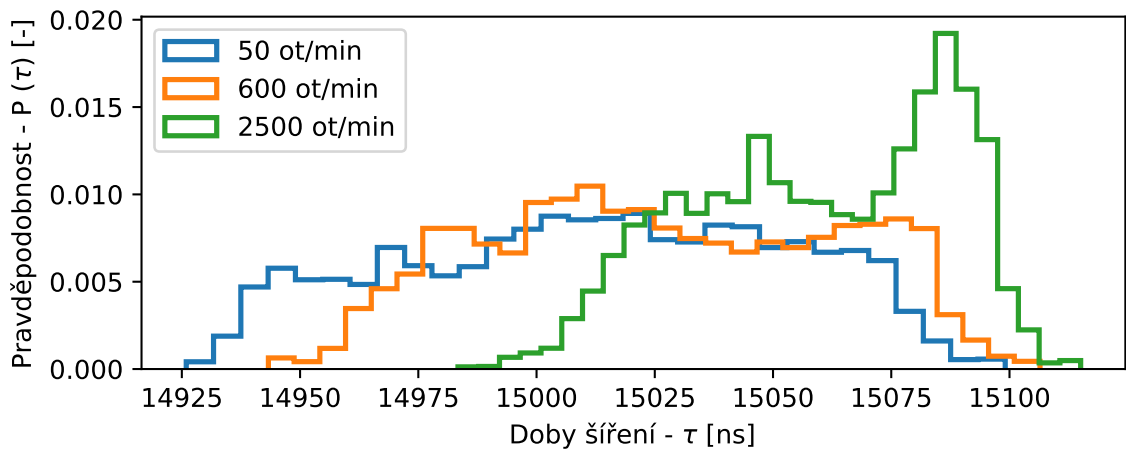
7.3.3.2 Výsledky

Časový průběh signálu pro 4 rychlostní hladiny, z testu ložiska mazaného olejem VG 46, je na Obr. 7.19. Na první pohled je patrné, že s rychlostí dochází k růstu minimální hodnoty signálu a to přibližně o 90 ns. Maximální hodnota naopak zůstala prakticky bez změny. Lépe je tento přechod patrný z histogramu amplitud doby šíření SAW na Obr. 7.20. V oblasti nízkých rychlostí 50 ot/min je rozdělení prakticky konstantní, s mírně vyšší hustotou pravděpodobnosti v horní polovině spektra amplitud. Tento tvar si rozdělení zachovává i v případě rychlosti 600 ot/min, kde však nastává zvýšení minimální hodnoty rozdělení o 25 ns. Při rychlosti 2500 ot/min pak dochází k další redukci šířky rozdělení a především k patrné změně tvaru rozdělení pravděpodobnosti se špičkou u horního okraje.

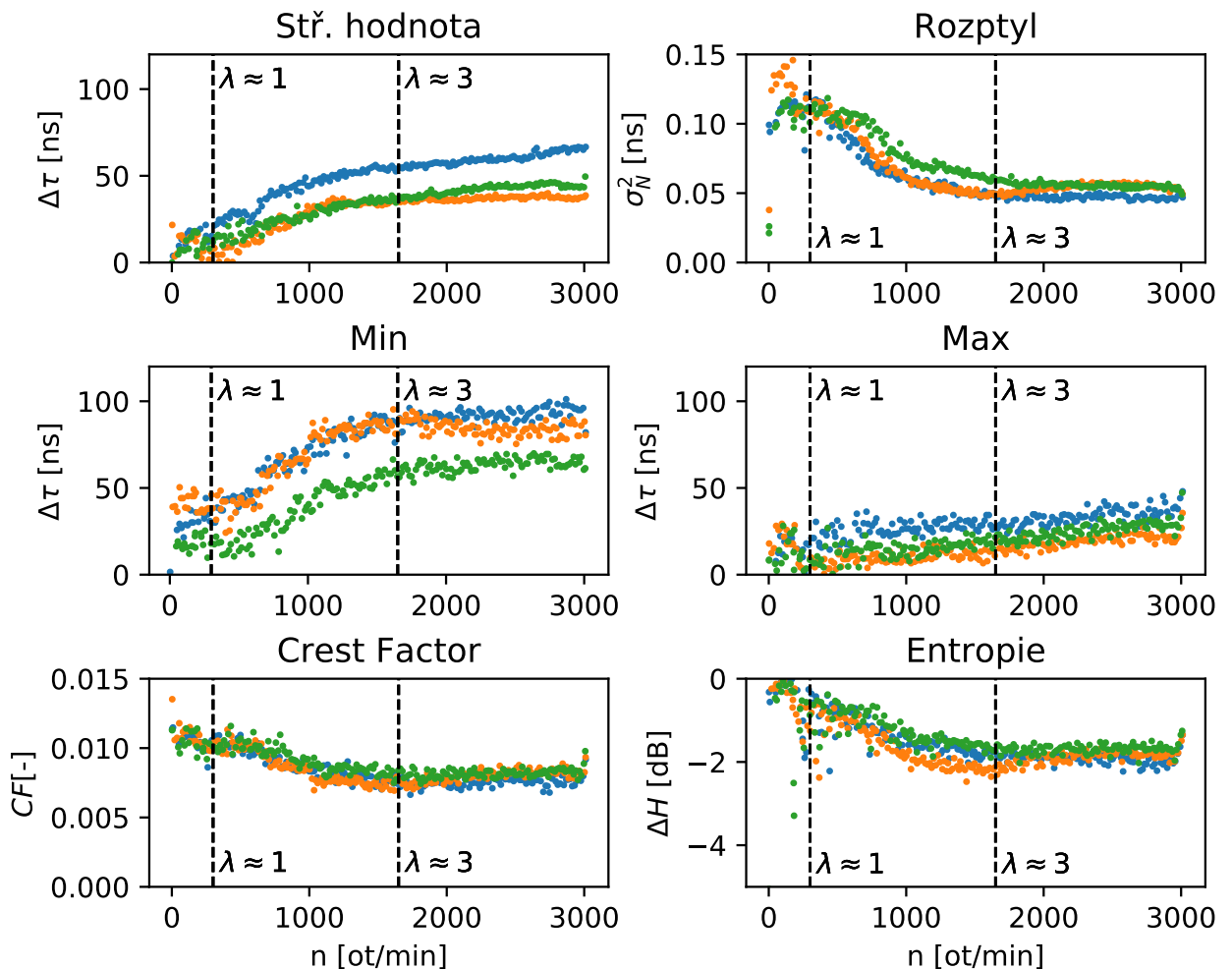


Obr. 7.19: Záznam signálu doby šíření SAW pro ložisko mazané olejem VG 46

Na Obr. 7.21 je pak ukázán zpracovaný signál ze 3 rozběhových ramp, provedených s olejem VG 46, který je vyhodnocený prostřednictvím charakteristik definovaných v sekci 7.2.5.1. Jednotlivé grafy jsou navíc doplněny o predikované hodnoty koeficientu λ , které byly získány prostřednictvím matematických modelů, dle popisu v kapitole 6.2.4.



Obr. 7.20: Histogram signálu doby šíření SAW pro ložisko mazané olejem VG 46

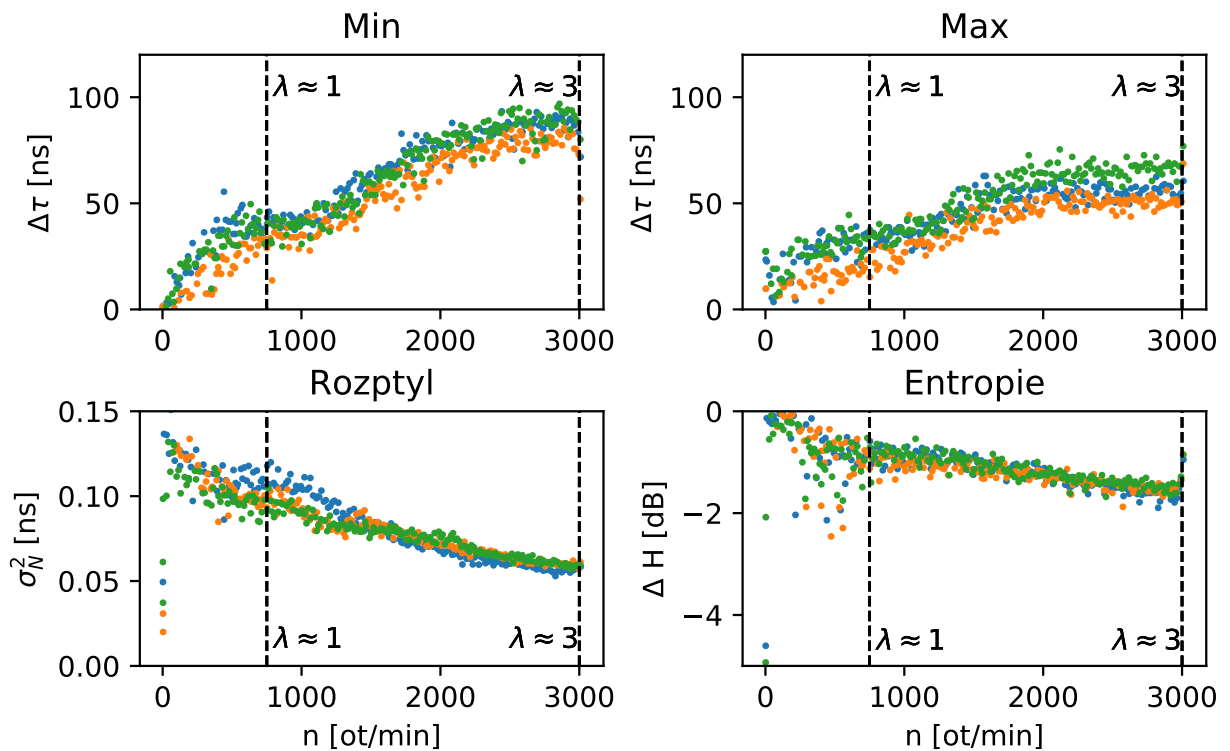


Obr. 7.21: Charakteristiky signálu měřeného při rozběhu s olejem VG 46

První nápadnou charakteristikou grafů je poměrně vysoká opakovatelnost měření mezi jednotlivými běhy. Dále, prakticky u všech ukázaných průběhů je možné vysledovat 3 zóny, které kopírují predikované hodnoty koeficientu λ a tedy s vysokou pravděpodobností implikují změny mazacích režimů. Zóny jsou definovány takto:

- ▶ $\lambda < 1$: zóna s vysokou neurčitostí signálu, která je charakteristická vyšší hladinou normalizovaného rozptylu a entropie.
- ▶ $1 < \lambda < 3$: zóna konstantní změny. Bližším zkoumáním grafů označených MIN a MAX je možné zachytit, že dochází k růstu především minimální hodnoty signálu, která má za následek relativně prudký pokles rozptylu a růst střední hodnoty. Podobně také dochází k poklesu entropie.
- ▶ $\lambda > 3$ zóna nízké citlivosti charakteristik minimální hodnoty signálu, rozptylu, Crest Factoru a entropie na změnu rychlosti.

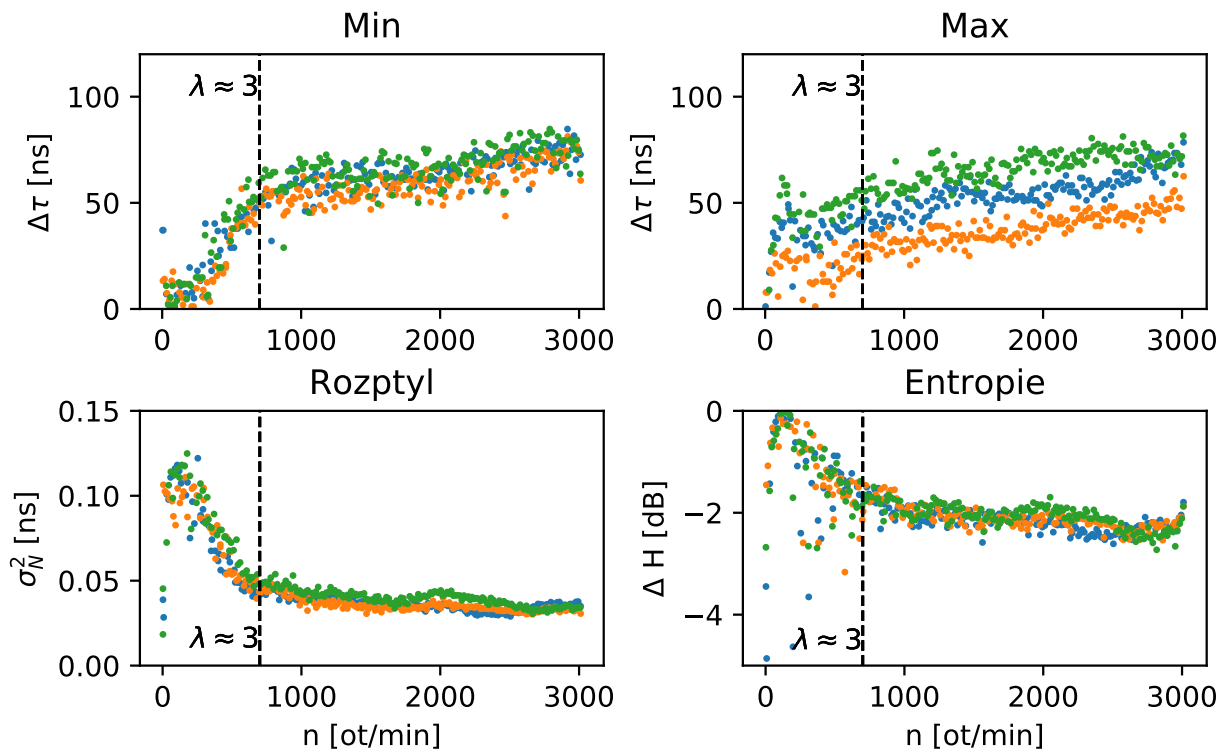
Dalším důležitým pozorovaným znakem je, že maximální hodnota signálu nevykazuje žádnou korelaci s koeficientem λ . Mění se pouze s rychlostí, se kterou lineárně roste



Obr. 7.22: Charakteristiky signálu měřeného při rozběhu s olejem VG 22

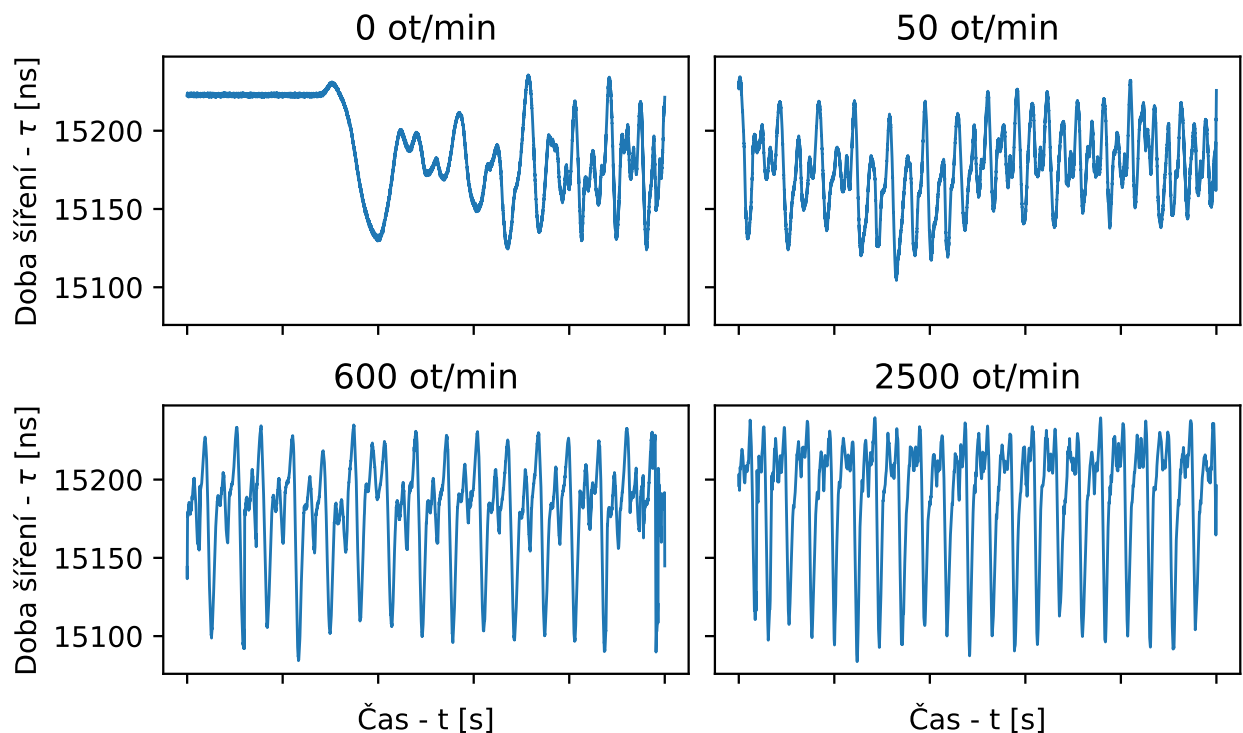
Obr. 7.22 a 7.23 pak ukazují zpracovaný signál z běhů s použitým mazivem VG 22 a VG 100. V grafech nejsou ukázány charakteristiky střední hodnoty a Crest Factor, neboť obě jsou přímo závislé na minimální a maximální hodnotě a tudíž by ukazovaly duplicitní informaci. Průběh minimální a maximální hodnotu má tedy mnohem vyšší interpretační hodnotu.

Pro případ VG 100 na Obr. 7.23, mají průběhy křivek velmi podobný charakter jako tomu bylo u VG 46 na Obr. 7.21. Průběh při použití oleji VG 22 na Obr. 7.22 se však liší. Na první pohled je patrná absence stabilní zóny. Pozorování pak indikují že tomu tak je z důvodu polohy predikované hodnoty $\lambda = 3$, která se nachází až v oblasti maximální testované rychlosti, tudíž ji během měření nebylo možné dosáhnout.



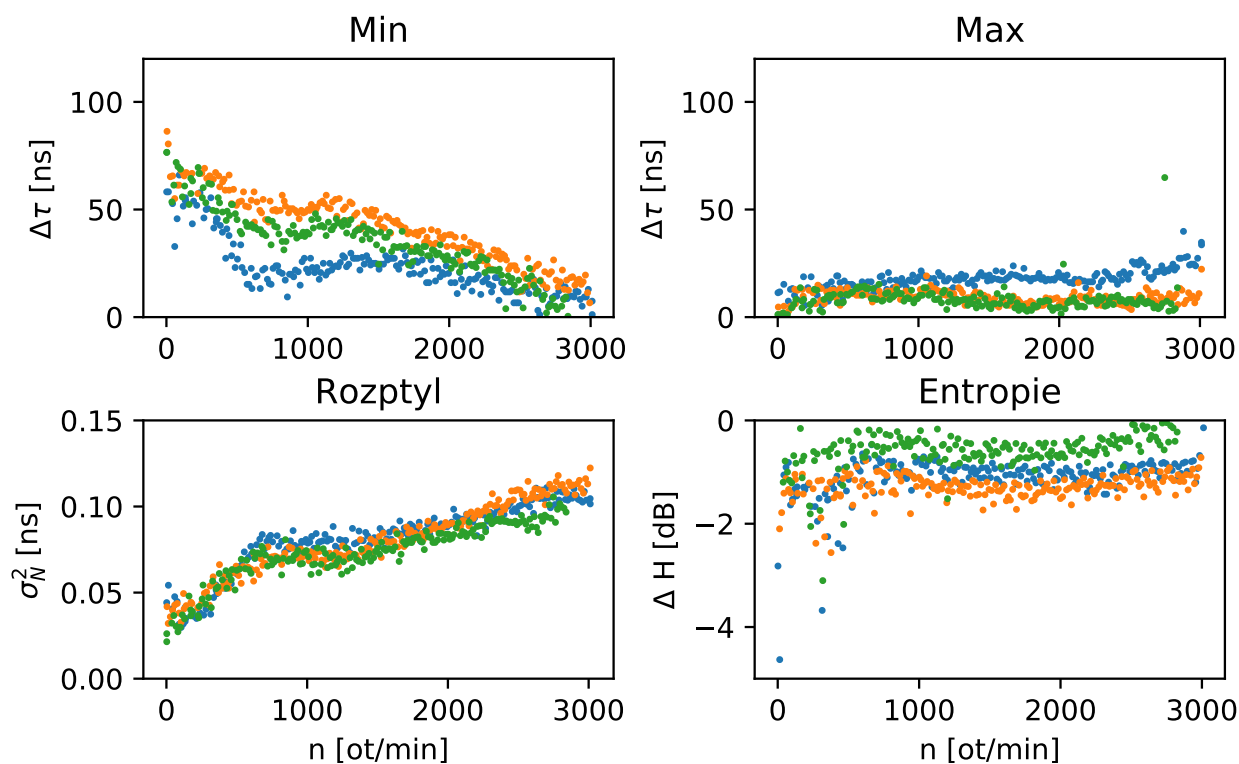
Obr. 7.23: Charakteristiky signálu měřeného při rozběhu s olejem VG 100

Jako kontrolní případ byl proveden test s vyčištěným ložiskem, bez přítomnosti maziva. Průběh modulovaného signálu, opět na 3 hladinách rychlostí, je ukázán na Obr. 7.24. Z něj je jasně patrné, že se zvyšující se rychlostí dochází k ostrému poklesu minimální hodnoty signálu. Maximální hodnota, podobně jako u mazaného ložiska, sleduje prakticky konstantní trend.

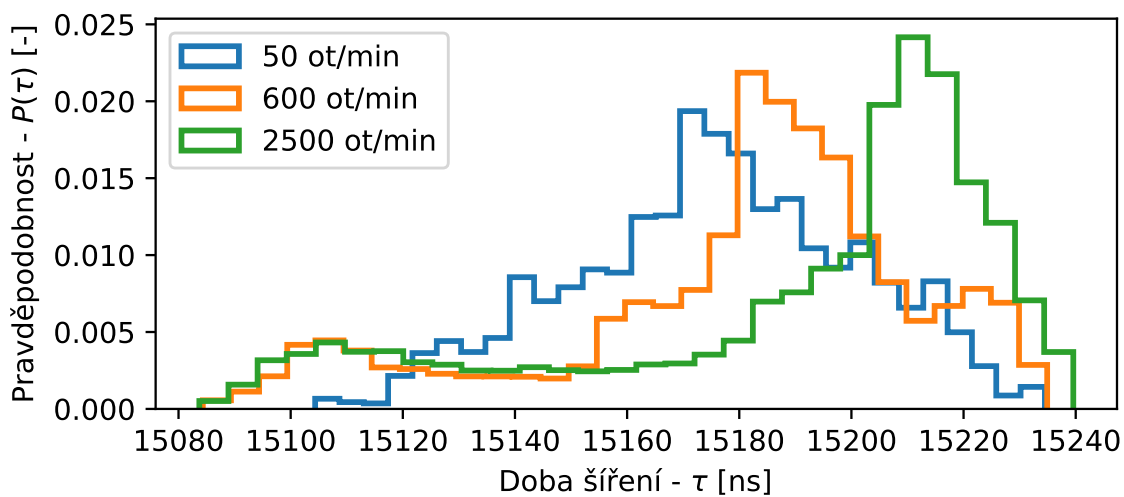


Obr. 7.24: Histogram signálu doby šíření SAW pro nemazané ložisko, bez oleje.

Jednotlivé charakteristiky zpracovaného signálu jsou pak ukázány na Obr. 7.25. Na první pohled je patrná odlišnost, kdy se zvyšující se rychlostí ložiska klesá minimální hodnota signálu. Naopak maximální hodnota je prakticky nezávislá na rychlosti. Rozdíl maxima a minima pak do jisté míry ovlivňuje chování charakteristiky rozptylu, která s rychlostí prakticky stabilně roste. Entropie pak zůstává v průběhu celé rampy na konstantní hodnotě, což ukazuje na stabilní tvar rozdělení pravděpodobnosti jednotlivých hodnot v signálu. To je ukázáno na histogramu, Obr. 7.26, kde jsou patrná jasně definovaná rozdělení při všech ukázaných hladinách rychlostí.



Obr. 7.25: Charakteristiky signálu měřeného při rozběhu s vycištěným, nemazaným ložiskem.



Obr. 7.26: Histogram signálu doby šíření SAW pro vycištěné, nemazané ložisko

7.3.3.3 Interpretace výsledků

Jak bylo ukázáno, průchod valivých elementů mezi emitorem a senzorem vyvolá modulaci signálu - viz. např. Obr. 7.19 a 7.24. Dále je patrné, že se změnou rychlosti dochází ke změnám především minima signálu. Maximum zůstává s rostoucí rychlostí buď téměř konstantní, jak bylo pozorováno u nemazaného ložiska na Obr. 7.25, nebo velmi pozvolna roste, jak bylo ukázáno u testů s mazanými ložisky Obr. 7.21 – 7.23.

Z pozorování pak lze vyslovit následující hypotézu [A5]:

- ▶ Minimum signálu nastává, když se valivý element nachází mezi emitorem a senzorem, což podporuje pozorování provedené při zastaveném ložisku a také změny v chování minimální hodnoty s rychlostí.
- ▶ Maximum signálu je pak v okamžiku, kdy se může vybuzená akustická vlna pohybovat mezi emitorem a senzorem bez kontaktu s valivým elementem, tedy v mezeře mezi elementy. Toto pozorování je pak podpořené prakticky na koeficientu λ nezávislým chováním této charakteristiky ve všech testovaných případech.

Mírný růst maximální hodnoty s rychlostí na Obr. 7.21, 7.22 a 7.23 pak lze vysvětlit hromaděním volného maziva mezi elementy, což má za následek změnu módu akustické vlny. V signálu pak převládají pomalejší módy dané šířením vlny na rozhraní pevného tělesa a kapaliny - např. Scholteho vlna. Toto tvrzení je přímo podporováno pozorováním vyčištěného ložiska bez přítomnosti maziva - Obr. 7.25, kde bylo maximum signálu plně nezávislé na rychlosti.

Změny v minimální hodnotě signálu doby šíření akustické vlny pak přímo souvisí s tvorbou mazací vrstvy v kontaktu valivého elementu s dráhou. Toto tvrzení je podporováno velmi dobrou shodou pozorovaných změn v signálu s rychlostmi, při kterých byl modelováním predikován přechod mezi jednotlivými mazacími režimy prostřednictvím koeficientu λ . Chování v jednotlivých zónách lze pak popsat v bodech uvedených níže [A5]:

- ▶ $\lambda < 1$: v oblasti malých rychlostí nemá mazací film dostatečnou tloušťku k nesení zatížení, dochází tím pádem k přímému kontaktu mezi valivými elementy a dráhou. Rychlost šíření

vlny je pak dána především obecnými Rayleigho vlnami, které jsou popsány na rozhraní kontaktů tuhých těles.

- ▶ $1 < \lambda < 3$: zvyšující se tloušťka mazací vrstvy v kontaktu pak postupně vede k transformaci vln na pomalejší módy, které jsou typické pro rozhraní pevného tělesa s viskózním nebo resp. visko-elastickým mediem. Lineární průběh změny je pak dán četností transformovaných vln.
- ▶ $\lambda > 3$: v oblasti úplného oddělení povrchů mazací vrstvou existuje poměrně stabilní prostředí pro šíření vln. Vzhledem k vlnové délce buzeného módu A0 ($\lambda_{A0} \approx 4 \text{ mm}$) je tloušťka vrstvy ($h_0 < 1 \text{ }\mu\text{m}$) velmi malá. Její růst v testované oblasti tak nemá vliv na disperzní chování, a proto se charakteristiky v této oblasti jeví jako rychlostně nezávislé.

Ostré špičky minimální hodnoty signálu v testech s nemazaným ložiskem je možné vysvětlit vlivy jako např. smykové namáhání nebo změna tuhosti kontaktu s jeho okamžitou teplotou. Tyto změny nastávají v důsledku přímého kontaktu povrchů valivých elementů a dráhy bez přítomnosti maziva [A5].

7.3.4 Vliv rychlosti a teploty maziva na dobu šíření akustické vlny

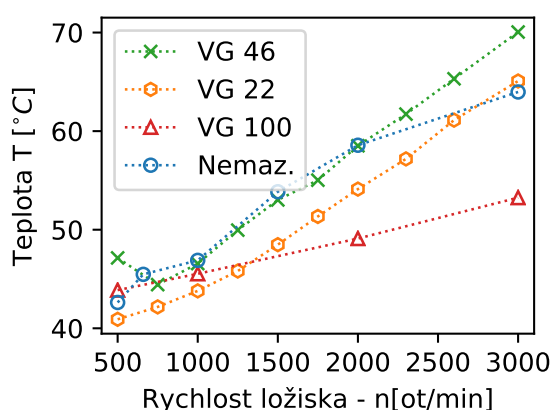
Poslední experiment byl zaměřen na sledování akustických vln v podmínkách blízkých provozu.

7.3.4.1 Popis experimentu

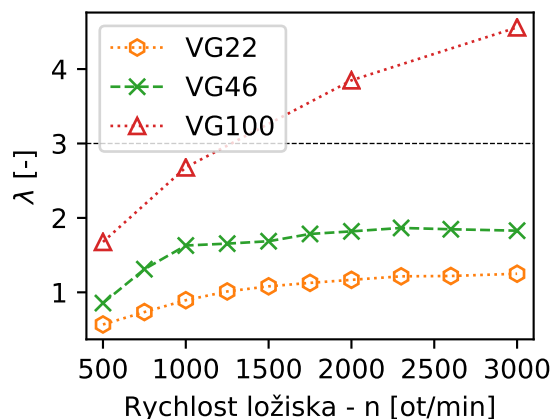
Během testů bylo ložisko opět zatíženo na hodnotu odpovídající $0.17 C$, přičemž rychlost byla zvyšována z 500 ot/min na 3000 ot/min v několika krocích. Na každé hladině rychlosti pak ložisko setrvalo nejméně 30 s . Během testu byl olej v rezervoáru udržován na teplotě $(40 \pm 0.5)^\circ\text{C}$ a čerpadlo bylo vždy nastaveno, aby pro každou z použitých viskozit maziva dodávalo konstantní průtok 0.2 l/min .

Záznam průběhu teplot z jednotlivých experimentů s oleji různých viskozit je ukázán na Obr. 7.27. Nižší počet měřených bodů pro olej VG 100 a nemazané ložisko byl zvolen z důvodu snížení rychlosti růstu teploty.

Pro správnou interpretaci výsledků byl proveden přepočítání koeficientu λ tak, aby zohledňoval změnu viskozity maziva s teplotou během experimentu. Výpočet byl postaven na předpokladu, že teplota velmi malého objemu maziva v kontaktu přibližně odpovídá teplotě vnitřního kroužku ložiska dle Obr. 7.27. Koeficient λ vypočtený s upravenými hodnotami viskozity je pak ukázán na Obr.7.28. Zkoumáním tohoto obrázku je možné znovu ověřit, že rostoucí teplota má za následek celkový pokles koeficientu λ u všech maziv proti hodnotám vypočteným při referenční teplotě 40°C . V případě VG 46 je pak dokonce vliv takový, že jeho provozní režim je celý posunut z oblasti EHL do oblasti přechodového tření. Zajímavým poznatkem také je, že snížení koeficientu λ není díky teplotě konstantní v celém rozsahu. Rostoucí rychlost ložiska, a tedy zvyšování tloušťky mazací vrstvy, vliv klesající viskozity maziva s teplotou na koeficient λ prakticky kompenzují. Nedochází proto k jeho dalšímu snižování. V případě VG 100 pak dostatečná viskozita maziva i po jejím snížení umožňuje provoz ložiska v plně rozvinutém EHL režimu, avšak až od rychlosti cca $1300\text{ ot}/\text{min}$.



Obr. 7.27: Vývoj teploty na vnitřním kroužku ložiska během experimentu při jednotlivých testech

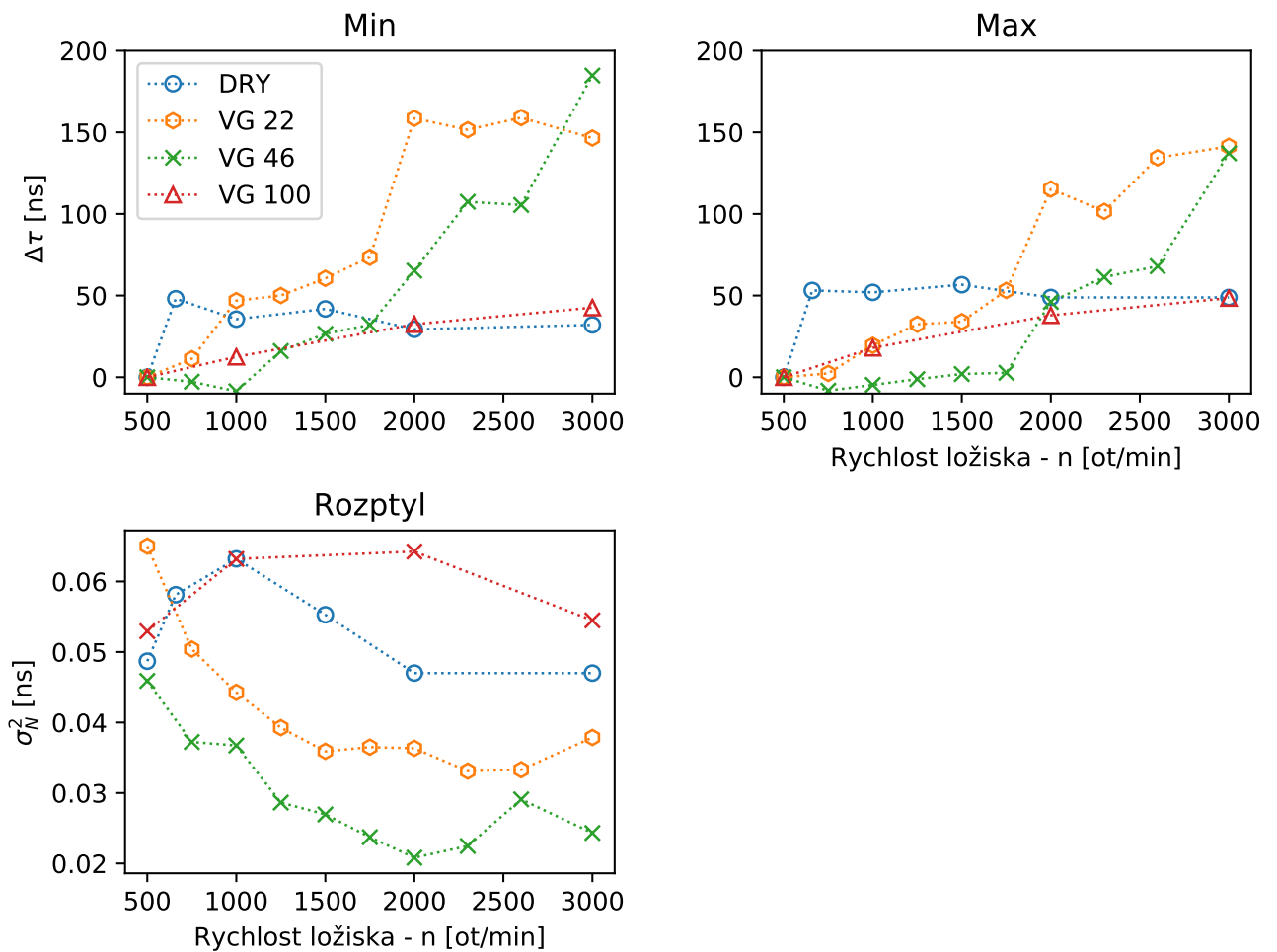


Obr. 7.28: Upravené hodnoty koeficientu λ zohledňující teplotou ovlivněnou viskozitu maziva v kontaktu

7.3.4.2 Výsledky a interpretace

Průběh jednotlivých charakteristik je ukázán na Obr. 7.29. Maximum i minimum signálu sledují velmi obdobný trend jako tomu bylo v případě krátkých rozběhových ramp. V případě testů s ložisky mazanými oleji VG 22 a VG 46 se hodnoty doby šíření vln s rychlostí výrazně mění v celém rozsahu testovaných rychlostí. Při pozorování vývoje charakteristik rozptylu pak tento

trend pro VG 46 může znamenat to, že navzdory předpokládanému vývoji mazacích režimů na Obr.7.28, dochází k růstu tloušťky mazacího filmu v celém rozsahu rychlostí. U VG 22 pak stabilizace rozptylu při $\approx 2000 \text{ ot/min}$ napovídá, že se tloušťka výrazněji nemění, resp. její růst je s vysokou pravděpodobností kompenzován snižující se viskozitou, která je ovlivňována rostoucí teplotou. [A5]



Obr. 7.29: Průběh charakteristik doby šíření akustické vlny

V případě VG 100 prakticky nedochází k změnám v signálu. Pozorované trendy kopírují data naměřená během krátkých rozjezdových ramp. Výsledky je tak možné interpretovat stavem ložiska operujícího v EHL režimu, během kterého, jak bylo dříve ukázáno, se vlastnosti šíření akustických vln výrazněji s rychlostí nemění. Kvůli nízkému počtu sledovaných bodů však nejsou v průběhu zachyceny popsané znaky přechodu mezi režimy.[A5]

Výše popsaná pozorování a interpretace pak podporuje měření nemazaného ložiska, které se kromě skokové změny charakteristik minima a maxima doby šíření při $600 \text{ ot}/\text{min}$, s rychlostí výrazněji nemění. Popsanou skokovou změnu je pak možné přisoudit vlivu smykového namáhání materiálu v oblasti kontaktu, které vyvolá změny v šíření vln.

Na základě výše provedeného pozorování nemazaného ložiska lze učinit ještě jeden závěr: Změna teploty kroužku ložiska v rozsahu $(45 - 70)^\circ\text{C}$ nemá pozorovatelný vliv na šíření akustických vln. Tedy, změny v rychlosti šíření vln jsou ovlivňovány především transformacemi jejich módů během interakcí s okolním prostředím, jak bylo popsáno v kapitole 7.1 a teplota struktury tento děj ovlivňuje pouze velmi omezeně.

7.4 Závěr kapitoly

V této kapitole byla popsána úspěšná aplikace metody pro snímání stavu maziva v ložisku prostřednictvím povrchových akustických vln, ke sledování vývoje tvorby mazacího filmu mezi valivými elementy a dráhou.

Pro systematický výzkum metody snímání mazací vrstvy byla použita metoda Design of Experiment, která byla doplněna o zpřesňující experimentální měření pro vybrané provozní stavy. Příkladem použitých zpřesňujících měření jsou zatížení zastaveného ložiska, krátké rozjezdové rampy umožňující chod ložiska ve stavu blízkém izotermickému nebo naopak stavy umožňující sledovat vliv teploty maziva na odezvu snímaného signálu.

Základním pilířem interpretace výsledků byly výstupy modelování provozních stavů ložiska ve formě predikce koeficientu λ . Ten umožňuje na základě znalosti tloušťky mazací vrstvy a drsnosti povrchu predikovat provozní mazací režim. Dále se interpretace výsledků opírala o znalosti chování povrchových akustických vln v interakci s různými prostředími, a také o publikovaná pozorování a závěry numerických studií ve odborných člancích.

Na základě provedených měření je možné shrnout výstupy kapitoly v následujících bodech [A5]:

- ▶ Průchod valivých elementů mezi emitorem a senzorem povrchových akustických vln vyvolá periodickou modulaci signálu, jejíž významnou harmonickou složkou je právě frekvence minutí elementů na vnějším kroužku ložiska.
- ▶ Přítomnost mazací vrstvy ovlivňuje především 2 sledované charakteristiky signálu: Minimální hodnota signálu je ovlivňována mazacím filmem mezi valivým elementem a dráhou. Maximální hodnota pak interakcí maziva přítomného za provozu v prostoru mezi valivými elementy s volně se šířící akustickou vlnou.
- ▶ Změny mazacích režimů jsou doprovázeny změnami chování akustických vln. Rozlišení jednotlivých režimů je možné sledováním chování vln při změně (zvýšení) rychlosti ložiska. V oblasti mezního mazání je zvýšení doprovázeno zvýšenou hladinou šumu v datech (rozptyl, entropie). V oblasti přechodového mazání pak zvýšení rychlosti vede prakticky na lineární zvýšení minimální hodnoty doby šíření akustické vlny a prakticky lineárním poklesem dalších charakteristik, jako entropie nebo rozptyl. Nakonec přechod do EHL mazacího režimu je doprovázen významným snížením citlivosti šíření akustických vln na změny rychlosti.
- ▶ Obecně pak je možné sledováním průměrné hodnoty signálu doby šíření pozorovat změny v zatížení ložiska, kdy zvýšení zatížení vyvolá téměř lineární pokles doby šíření. Naopak zvýšení rychlosti, které je úzce spjaté s tloušťkou mazacího filmu vyvolá její zvýšení.
- ▶ Dle pozorování teplota maziva v rozsahu $(40 - 70)^{\circ}\text{C}$ ovlivňuje charakteristiky šířící se akustické vlny prostřednictvím vlivů spojených s tloušťkou mazacího filmu. Ve stejném rozmezí teplot vnějšího kroužku nebyly pozorovány žádné změny v šíření akustických vln. Vliv samotné teploty média na šíření akustických však není možné vyloučit. Tento vliv však musí být dále prozkoumán.

Hypotéza úspěšného monitorování vývoje mazací vrstvy je podporována níže uvedenými body [A5]:

- ▶ Byla ukázána velmi dobrá shoda mezi výstupy modelu provozních mazací režimů ložiska a pozorovanými charakteristickými znaky indikující změny v chování šíření akustických vln.

- Porovnáním experimentů provedených s nemazaným a mazaným ložiskem, kdy obecně charakteristiky získané pro nemazané ložisko byly prakticky nezávislé na rychlosti, nebo docházelo k lineární změně, kterou bylo možné vysvětlit ve vztahu na chování kontaktu.

7.4.1 Publikace autora

Podstatná část této kapitoly, včetně závěrů byla publikována v impaktovaném časopisu *Tribology International* [A5].

Kapitola 8

Závěr

Hlavním výsledkem disertační práce je poskytnutý popis nově vyvinuté metody vyhodnocení snímaného signálu aktivně buzených povrchových akustických vln Lambda. Díky této metodě je možné provést hodnocení stavu mazací vrstvy a režimu mazání mezi valivým elementem a dráhou ložiska, což doposud nebylo prakticky možné. Metoda je založena na statistickém vyhodnocení pravidelných změn doby šíření akustické vlny prostřednictvím charakteristik jako je lokální maximum a minimum signálu, normalizovaný rozptyl nebo změna entropie. Důležitým prvkem v popisu metody vyhodnocení signálu je fyzikální interpretace pozorovaných změn v analyzovaných charakteristikách, která byla provedena s oporou o dostupné zdroje v odborné literatuře.

Experimentální měření, provedená za podmínek buzeného fundamentálního asymetrického A0-módu Lambda vln, s pracovním bodem daným parametrem buzené frekvence vlny a tloušťky vlnovodu (kroužku ložiska) $f \cdot h = 1.66 \text{ MHz} \cdot \text{mm}$, ukázala, že běžné provozní mazací režimy ložiska - mezní režim mazání, přechodový režim a režim rozvinuté elasto-hydrodynamické mazací vrstvy je možné rozlišit analýzou naměřeného signálu, neboť se tyto režimy projevují charakteristickými znaky. Konkrétně pak režim mezního mazání, tedy $\lambda < 1$ je specifický velkým rozsahem změn doby šíření akustické vlny, přechodový režim, $1 < \lambda < 3$ pak prakticky lineárním růstem minimální hodnoty signálu s rostoucí rychlostí, na konec přechod do režimu elasto-hydrodynamické mazací vrstvy, $\lambda > 3$, je typicky provázen výrazným poklesem citlivosti změn v signálu na změny rychlosti.

Definice experimentu a zároveň jeden z použitých způsobů ověření popsané metody byl proveden s využitím výstupů simulačních studií. Pro ty byly implementovány a propojeny matematické modely válečkového ložiska a elastohydrodynamického mazacího filmu v kontaktu valivého elementu s dráhou, které jsou blíže popsány v kapitole 5. Výstupem provedených numerických simulací experimentu byla mapa mazacích režimů ložiska pro různé provozní podmínky a viskózní třídy maziva ve formě koeficientu λ , ukázaná na Obr. 6.18. Charakteristiky získané ze zpracovaných dat, obdržených během systematických experimentálních měření, měly velmi dobrou shodu s predikcemi prakticky ve všech testovaných případech. Konkrétně se jednalo o porovnání hodnoty rychlosti, při kterých byly v signálu identifikovány znaky vyhodnocené jako typické pro přechod mezi mazacími režimy (např. popsány pokles citlivosti doby šíření akustické vlny na rychlosti), s predikovanou rychlostí přechodu z modelu, jak je ukázáno na Obr. 7.21, 7.22 a 7.23. Druhý použitý způsob verifikace metody byl založen na porovnání výsledků mazaných ložisek s daty, která byla změřena při testech s nemazaným, vyčištěným ložiskem. Hlavním pozorovaným rozdílem pak byla velmi nízká až zanedbatelná citlivost analyzovaných charakteristik z nemazaného ložiska na rychlost, popřípadě s úplně odlišným průběhem, jak je ukázáno např. na Obr. 7.25. Typickým znakem dat mazaného ložiska pak byly také změny tvaru rozdělení pravděpodobnosti výskytu hodnot v signálu s rychlostí, zatímco u nemazaného ložiska byl tvar v celém rozsahu testovaných rychlostí zachován a docházelo jen k lokálním změnám.

Prezentovanou metodu monitorování je možné použít prakticky u všech valivých ložisek mazaných olejem. Díky vlastnosti Lambda vln, je vhodné upravit buzenou frekvenci A0 módu, tak aby přibližně odpovídala parametru $f \cdot h \approx (1.2 - 1.6) \text{ MHz} \cdot \text{mm}$, což umožní lépe izolovat jednotlivé módy pro vyhodnocení. Jedinou, avšak snadno řešitelnou překážkou pro průmyslové nasazení metody u ložisek, je nutnost přímého kontaktu emitoru a senzoru akustických vln s vnějším kroužkem. Pro správnou interpretaci dat je výhodné pro každý jednotlivý snímaný případ provést referenční měření při různých rychlostech a zatížení. Tento krok umožní vytvořit celkový přehled možných změn, se kterými je pak možné provozní měření porovnávat. Rozhodnout o provozním stavu ložiska pouhou analýzou signálu, bez znalosti provozních podmínek, je při současném stavu poznání metody zatíženo velkým rizikem nesprávné interpretace. Riziko

existuje i navzdory diskusi pozorovaných znaků specifických pro režim mezního mazání - např. tvar rozdělení pravděpodobnosti jednotlivých hodnot ukázaný na Obr.7.20.

Zmíněné riziko nesprávné interpretace plyne především z nedostatečně popsáných konkrétních projevů přímého kontaktu kroužku s valivým elementem, a také kvůli prozatím nejednoznačným vlivům teploty na výsledky. Oba tyto poměrně specifické body již byly mimo rozsah této disertační práce a jsou možným pokračováním výzkumu. Další, dnes poměrně aktuální oblastí, navázání na tuto práci, je zapojení metod strojového učení a tzv. umělé inteligence při vyhodnocení dat a hledání souvislostí mezi pozorovanou odezvou a stavem mazání ložiska. V této oblasti je však velkou výhodou znalost fyzikální podstaty pozorovaných změn v signálu, kde pak tyto pokročilé metody umožní významně zefektivnit další výzkum a prohloubení poznání.

8.1 Splnění cílů

V kapitole 4 byly vytyčeny cíle práce, které se podařilo bezesbytku splnit. Níže jsou komentáře ke splnění jednotlivým cílům práce.

1. Matematickým model válečkového ložiska postavený na základech metody popsáné v ISO/TS 16281 a rozšířen o provozní vlivy, byl vytvořen a úspěšně validován proti obdobnému modelu ložiska dostupnému v rámci komerčního software KISSsoft. Definující vztahy modelu jsou uvedeny v kapitole 5.2, validace pak v kapitole 5.2.5. Navazující numerický model elasto-hydrodynamického přímkového kontaktu definovaný Reynoldsovou rovnicí byl úspěšně implementován v software s využitím postupů popsáných v publikacích [103] a [113] a validován prostřednictvím kontrolních případů řešených semi-analytickými rovnicemi. Model je popsán v kapitole 5.3. Validace modelu je pak specificky popsána v kapitole 5.3.5. Vzájemné provázání modelů bylo pak popsáno v kapitole 5.4.
2. Studie citlivosti distribuce zatížení jednotlivých valivých elementů v ložisku a tloušťky mazací vrstvy na provozní podmínky je uvedena v kapitole 6.2. Mapy provozních mazacích režimů jsou pak v kapitole 6.2.4.

3. Popis a vybavení realizovaného testovacího zařízení komponentami jako jsou např. přesné řízení teploty maziva, nebo monitoringu teploty vnitřního kroužku ložiska, je v kapitole 6.3.
4. Popis průběhu měření a metod systematického výzkumu, které byly použity během experimentů je v kapitole 7.3
5. Použité metody analýzy signálu, které umožnily pozorovat tvorbu mazací vrstvy jsou uvedeny v kapitole 7.2.5.1. Příklady jejich aplikace pak specificky pro jednotlivé experimentální měření v kapitole 7.3.
6. Základ pro interpretace výsledků ve formě shrnutí teorie a příkladů chování akustických vln je uveden v kapitole 7.1. Interpretace konkrétních výsledků je pak uvedena v závěru každého z provedených experimentů např. v kapitole 7.3.1.3, 7.3.2.3 nebo 7.3.3.3. Celkové shrnutí je pak v kapitole 7.4.

8.2 Přínos práce pro vědu a výzkum

Pro oblast vědy a výzkumu je možné přínos disertační práce shrnout v následujících bodech

- ▶ Popsána nová metoda umožňující monitorovat mazací vrstvu v tribologických rozhraních, která může být v oblasti vědy a výzkumu použita při podobných experimentech.
- ▶ Použitá interpretace výsledků byla postavena jak z pohledu disciplíny tribologie zahrnující problematiku formování mazací vrstvy, tak i z pohledu chování povrchových akustických vln na rozhraní médií. Tento komplexní přístup umožnil fyzikálně vysvětlit změny v signálu v reakci na provozní podmínky, což otevřelo další možnosti detailního výzkumu.
- ▶ Ukázána efektivní metoda návrhu experimentu, při které byly jednotlivé parametry a jejich rozsah stanoveny prostřednictvím analýzy výsledků simulačních studií. Zvolený postup umožnil velmi efektivní provedení experimentu a zároveň verifikaci diskutovaných hypotéz.

- ▶ Postavené experimentální testovací zařízení ložisek, které je vybaveno systémem řízení teploty oleje a rozšířenými možnostmi monitoringu teploty ložiska, umožní dále rozvíjet výzkum v oblasti mazání ložisek a jejich monitoringu.

8.3 Přínos práce pro průmysl

Z pohledu průmyslu je aplikace této metody potencionálně průlomová, neboť umožňuje in-situ vyhodnocovat stav mazací vrstvy v ložisku. Použité zařízení pro buzení a snímání akustických vln již v této oblasti aplikováno je, avšak doposud použité metody vyhodnocení jeho signálu neumožňují detailně hodnotit stav mazací vrstvy.

Přínosy práce pro praxi tedy jsou:

- ▶ Odhalení potencionálně začínajícího poškození ložisek ve stádiu kořenové příčiny a možnost jejího odstranění s okamžitou zpětnou vazbou.
- ▶ Optimalizace provozních parametrů s ohledem na provoz zařízení v režimech plně rozvinuté mazací vrstvy.

Použitá literatura

- [1] Ahmed, R.: Rolling Contact Fatigue. In *Failure Analysis and Prevention*, ASM International, 2002, s. 941–956, doi:10.31399/asm.hb.v11.a0003563.
- [2] Akbarov, S.; Negin, M.: Generalized rayleigh wave dispersion in a covered half-space made of viscoelastic materials. *Computers Materials & Continua*, ročník 53, č. 4, 2017: s. 307–341, doi:10.3970/cmcc.2017.053.307.
- [3] Alefeld, G. E.; Potra, F. A.; Shi, Y.: Algorithm 748: Enclosing Zeros of Continuous Functions. *ACM Trans. Math. Softw.*, ročník 21, č. 3, Zář 1995: s. 327–344, ISSN 0098-3500, doi:10.1145/210089.210111.
- [4] Bair, S.; Liu, Y.; Wang, Q. J.: The Pressure-Viscosity Coefficient for Newtonian EHL Film Thickness With General Piezoviscous Response. *Journal of Tribology*, ročník 128, č. 3, 2006: str. 624, doi:10.1115/1.2197846.
- [5] Ballantine, D.; Martin, S.; Ricco, A.; Frye, G.; Wohltjen, H.; White, R.; Zellers, E.: Chapter 3 - Acoustic Wave Sensors and Responses. In *Acoustic Wave Sensors*, editace D. Ballantine; S. Martin; A. Ricco; G. Frye; H. Wohltjen; R. White; E. Zellers, Applications of Modern Acoustics, Burlington: Academic Press, 1997, ISBN 978-0-12-077460-9, s. 36 – 149, doi: 10.1016/B978-012077460-9/50003-4.
- [6] Bergseth, E.; Björklund, S.: Logarithmical crowning for spur gears. *Journal of Mechanical Engineering*, ročník 56, č. 4, 2010: s. 239–244.
- [7] Bhadeshia, H. K. D. H.; Solano-Alvarez, W.: Critical Assessment 13: Elimination of white etching matter in bearing steels. *Materials Science and Technology*, ročník 31, č. 9, may 2015: s. 1011–1015, doi:10.1179/1743284715y.00000000036.

- [8] Bhattacharyya, A.; Subhash, G.; Arakere, N.: Evolution of subsurface plastic zone due to rolling contact fatigue of M-50 NiL case hardened bearing steel. *International Journal of Fatigue*, ročník 59, feb 2014: s. 102–113, doi:10.1016/j.ijfatigue.2013.09.010.
- [9] Boškoski, P.; Petrovčić, J.; Musizza, B.; Juričić, Đ.: Detection of lubrication starved bearings in electrical motors by means of vibration analysis. *Tribology International*, ročník 43, č. 9, sep 2010: s. 1683–1692, doi:10.1016/j.triboint.2010.03.018.
- [10] Brecher, C.; Fey, M.; Brueckner, C.; Falker, J.: Überwachung des Betriebszustandes von Wälzlagern mittels akustischer Oberflächenwellen. In *Sensors and Measuring Systems 2014; 17. ITG/GMA Symposium*, June 2014, ISBN 978-3-8007-3622-5, str. Nestránkováno.
- [11] Bruce, T.; Rounding, E.; Long, H.; Dwyer-Joyce, R.: Characterisation of white etching crack damage in wind turbine gearbox bearings. *Wear*, ročník 338-339, sep 2015: s. 164–177, doi:10.1016/j.wear.2015.06.008.
- [12] Caesarendra, W.; Tjahjowidodo, T.: A Review of Feature Extraction Methods in Vibration-Based Condition Monitoring and Its Application for Degradation Trend Estimation of Low-Speed Slew Bearing. *Machines*, ročník 5, č. 4, sep 2017: str. 21, doi:10.3390/machines5040021.
- [13] Chmelar, J.; Mossoczy, P.; Dynybyl, V.: Rolling Element Bearing Test Rig Development. In *Proceedings of 58th International Conference of Machine Design Departments – ICMD 2017*, Česká zemědělská univerzita v Praze. Technická fakulta, 2017, ISBN ISBN 978-80-213-2769-6, s. 114–117.
- [14] Cho, Y.: Estimation of ultrasonic guided wave mode conversion in a plate with thickness variation. *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics and Frequency Control*, ročník 47, č. 3, may 2000: s. 591–603, doi:10.1109/58.842046.
- [15] Coultate, J.: Understanding costs for large wind-turbine drivetrains. *Windpower Engineering and Development* [online]. Dostupné z: <https://windpowerengineering.com/understanding-costs-for-large-wind-turbine-drivetrains>, [cit: 2019-10-1].

- [16] Dean, A.; Voss, D.; Draguljić, D.: *Design and Analysis of Experiments*. Springer International Publishing, 2017, doi:10.1007/978-3-319-52250-0.
- [17] Deolalikar, N.; Sadeghi, F.: Fatigue Life Reduction in Mixed Lubricated Elliptical Contacts. *Tribology Letters*, ročník 27, č. 2, may 2007: s. 197–209, doi:10.1007/s11249-007-9226-9.
- [18] DIN 51563: 2011-04, Testing of Mineral Oils and Related Materials - Determination of Viscosity Temperature Relation - Slope m. Standard, Beuth Verlag GmbH, Berlin, Německo, 2011.
- [19] Dong, H.; Hovem, J. M.: Interface Waves. In *Waves in Fluids and Solids*, editace R. P. Vila, kapitola 6, Rijeka: IntechOpen, 2011, s. 153–176, doi:10.5772/19053.
- [20] Dvorak, P.: Turbine components: bearings. Wind Power Engineering. [online]. Dostupné z: <https://windpowerengineering.com/turbine-components-bearings-brakes-generators-hydraulics-seals-towers>, [cit: 2019-10-1].
- [21] Eaton, J. W.; Bateman, D.; Hauberg, S.; Wehbring, R.: GNU Octave version 4.2.2 manual: a high-level interactive language for numerical computations [online]. Dostupné z: <http://www.gnu.org/software/octave/doc/interpreter>.
- [22] Ebert, F.-J.: Fundamentals of Design and Technology of Rolling Element Bearings. *Chinese Journal of Aeronautics*, ročník 23, č. 1, feb 2010: s. 123–136, doi:10.1016/s1000-9361(09)60196-5.
- [23] El-Thalji, I.; Jantunen, E.: A descriptive model of wear evolution in rolling bearings. *Engineering Failure Analysis*, ročník 45, oct 2014: s. 204–224, doi:10.1016/j.engfailanal.2014.06.004.
- [24] van Emden, E.; Venner, C.; G.E.: A challenge to cavitation modeling in the outlet flow of an EHL contact. *Tribology International*, ročník 102, oct 2016: s. 275–286, doi:10.1016/j.triboint.2016.05.039.
- [25] Evans, M.-H.; Richardson, A.; Wang, L.; Wood, R.: Effect of hydrogen on butterfly and white etching crack (WEC) formation under rolling contact fatigue (RCF). *Wear*, ročník 306, č. 1-2, aug 2013: s. 226–241, doi:10.1016/j.wear.2013.03.008.

- [26] FAG Kugelfischer AG: *Rolling Bearing Damage, Recognition of damage and bearing inspection*, kapitola Evaluation of running features and damage to dismounted bearings. Publ. No. WL 82 102/2 EA, 2003, s. 11–59.
- [27] Flores-Mendez, E.; Carbajal-Romero, M.; Flores-Guzman, N.; Sanchez-Martinez, R.; Rodriguez-Castellanos, A.: Rayleigh's, Stoneley's, and Scholte's interface waves in elastic models using a boundary element method. *Journal of Applied Mathematics*, ročník 2012, 2012: s. 1–15, doi:10.1155/2012/313207.
- [28] Gandhi, N.; Michaels, J. E.; Lee, S. J.: Acoustoelastic Lamb wave propagation in biaxially stressed plates. *The Journal of the Acoustical Society of America*, ročník 132, č. 3, sep 2012: s. 1284–1293, doi:10.1121/1.4740491.
- [29] Gegner, J.: Tribological Aspects of Rolling Bearing Failures. In *Tribology - Lubricants and Lubrication*, InTech, oct 2011, s. 33 – 94, doi:10.5772/20790.
- [30] Gegner, J.; Nierlich, W.: Operational Residual Stress Formation in Vibration-Loaded Rolling Contact. *Powder Diffraction*, ročník 23, č. 2, jun 2008: s. 722–731, doi:10.1154/1.2951858.
- [31] Guangteng, G.; Cann, P.; Spikes, H.; Olver, A.: Mapping of Surface Features in the Thin Film Lubrication Regime. In *Tribology Series*, Elsevier, 1999, s. 175–183, doi:10.1016/s0167-8922(99)80039-x.
- [32] Guo, P.; Deng, B.; Lan, X.; Zhang, K.; Li, H.; Tian, Z.; Xu, H.: Water Level Sensing in a Steel Vessel Using A0 and Quasi-Scholte Waves. *Journal of Sensors*, 2017: s. 1–11, doi:10.1155/2017/2596291.
- [33] Halme, J.; Andersson, P.: Rolling contact fatigue and wear fundamentals for rolling bearing diagnostics - state of the art. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, ročník 224, č. 4, apr 2010: s. 377–393, doi:10.1243/13506501jet656.

- [34] Harris, T.; Rumbarger, J.; Butterfield, C.: Wind Turbine Design Guideline DG03: Yaw and Pitch Rolling Bearing Life. Technická zpráva, Technical Report NREL/TP – 500–42362, 2009.
- [35] Harris, T. A.: *Advanced Concepts of Bearing Technology, Fifth Edition*, kapitola Lubricant Films in Rolling Element–Raceway Contacts. CRC Press, oct 2006, ISBN 978-0849371820, s. 95 – 123, doi:10.1201/9781420006582.
- [36] Harris, T. A.: *Essential Concepts of Bearing Technology, Fifth Edition*, kapitola Rolling Bearing Types and Applications. CRC Press, oct 2006, ISBN 978-0849371837, s. 1–40, doi: 10.1201/9781420006599.
- [37] Harris, T. A.: *Essential Concepts of Bearing Technology, Fifth Edition*, kapitola Distributions of Internal Loading in Statically Loaded Bearings. CRC Press, oct 2006, ISBN 978-0849371837, s. 135–157, doi:10.1201/9781420006599.
- [38] Harris, T. A.: *Essential Concepts of Bearing Technology, Fifth Edition*, kapitola Contact Stress and Deformation. CRC Press, oct 2006, ISBN 978-0849371837, s. 101–133, doi:10.1201/9781420006599.
- [39] Harris, T. A.: *Essential Concepts of Bearing Technology, Fifth Edition*, kapitola Fatigue Life: Basic Theory and Rating Standards. CRC Press, oct 2006, ISBN 978-0849371837, s. 195–254, doi:10.1201/9781420006599.
- [40] Harris, T. A.: *Essential Concepts of Bearing Technology, Fifth Edition*, kapitola Interference Fitting and Clearance. CRC Press, oct 2006, ISBN 978-0849371837, s. 61–72, doi: 10.1201/9781420006599.
- [41] Hertz, H.: On the contact of elastic solids. *J. Reine Angew Math.*, ročník 92, 1881: s. 156–171.
- [42] Hochschule Für Angewandte Wissenschaften Fachhochschule Coburg: Arrangement and method for determining properties of a bearing. World Intellectual Property Organization. Patentový spis: WO2012035169A1, 2012-03-22.

- [43] ISO 281: 2007. Rolling bearings – Dynamic Load Ratings and Rating Life. Standard, International Organization for Standardization, Ženeva, Švýcarsko, 2007.
- [44] ISO 492: 2014, Rolling bearings - Radial bearings - Geometrical product specifications GPS and tolerance values. Standard, International Organization for Standardization, Ženeva, Švýcarsko, 2014.
- [45] ISO 5753-1: 2009, Rolling bearings - Internal clearance - Part 1: Radial internal clearance for radial bearings. Standard, International Organization for Standardization, Ženeva, Švýcarsko, 2009.
- [46] ISO/TS 16281: 2008. Rolling bearings – Methods for calculating the modified reference rating life for universally loaded bearings. Standard, International Organization for Standardization, Ženeva, Švýcarsko, 2008.
- [47] Jacobs, W.; Hooreweder, B. V.; Boonen, R.; Sas, P.; Moens, D.: The influence of external dynamic loads on the lifetime of rolling element bearings: Experimental analysis of the lubricant film and surface wear. *Mechanical Systems and Signal Processing*, ročník 74, jun 2016: s. 144–164, doi:10.1016/j.ymsp.2015.04.033.
URL <https://doi.org/10.1016%2Fj.ymsp.2015.04.033>
- [48] Johnson, K. L.: *Contact Mechanics*, kapitola Normal contact of elastic solids: Hertz theory. Cambridge University Press, 1985, s. 84 – 106, doi:10.1017/cbo9781139171731.
- [49] Johnson, K. L.: *Contact Mechanics*, kapitola Tangential loading and sliding contact. Cambridge University Press, 1985, s. 202 – 241, doi:10.1017/cbo9781139171731.
- [50] Johnson, K. L.: *Contact Mechanics*, kapitola Line loading of an elastic half-space. Cambridge University Press, 1985, s. 11 – 44, doi:10.1017/cbo9781139171731.
- [51] Johnson, K. L.: *Contact Mechanics*, kapitola Non-Hertzian normal contact of elastic bodies. Cambridge University Press, 1985, s. 107 – 152, doi:10.1017/cbo9781139171731.
- [52] Johnson, K. L.: *Contact Mechanics*, kapitola Point loading of an elastic half-space. Cambridge University Press, 1985, s. 45 – 83, doi:10.1017/cbo9781139171731.

- [53] Kim, N.-H.; Yang, S.-Y.: Nonlinear displacement discontinuity model for generalized Rayleigh wave in contact interface. *Journal of the Korean Society for Nondestructive Testing*, ročník 27, č. 6, 2007: s. 582–590.
- [54] Kim Nohyu, S. K., Taejong Lee: Monitoring of Contact Pressure of Solid-Solid Interface-using Acoustic Nonlinearity. In *Proceedings of the 11th euspen - Como 2011*, May 2011, s. 1–4.
- [55] Koo, Y.-P.; Kim, T.-W.; Cho, Y.-J.: The subsurface stress field caused by both normal loading and tangential loading. *Journal of Mechanical Science and Technology*, ročník 19, č. 11, nov 2005: s. 1967–1974, doi:10.1007/bf02916489.
- [56] Kundu, T. (editor): *Ultrasonic Nondestructive Evaluation*, kapitola Mechanics of Elastic Waves and Ultrasonic Nondestructive Evaluation. CRC Press, dec 2003, s. 1–142, doi:10.1201/9780203501962.
- [57] van Leeuwen, H.: The determination of the pressure—viscosity coefficient of a lubricant through an accurate film thickness formula and accurate film thickness measurements. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, ročník 223, č. 8, apr 2009: s. 1143–1163, doi:10.1243/13506501jet504.
- [58] Lindner, G.; Bruckner, C.; Schmitt, M.: Online bearing lubricant sensing by mode conversion of surface acoustic waves. *SENSOR Proc*, 2011: s. 45–52, doi:10.5162/sensor11/a2.3.
- [59] Lindner, G.; Schmitt, M.; Schubert, J.; Krempel, S.; Faustmann, H.: On-line surveillance of lubricants in bearings by means of surface acoustic waves. *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics and Frequency Control*, ročník 57, č. 1, jan 2010: s. 126–132, doi:10.1109/tuffc.2010.1388.
- [60] Liqin, W.; Li, C.; Dezhi, Z.; Le, G.: Nonlinear Dynamics Behaviors of a Rotor Roller Bearing System with Radial Clearances and Waviness Considered. *Chinese Journal of Aeronautics*, ročník 21, č. 1, feb 2008: s. 86–96, doi:10.1016/s1000-9361(08)60012-6.
- [61] Liu, G.; Qu, J.: Guided Circumferential Waves in a Circular Annulus. *Journal of Applied Mechanics*, ročník 65, č. 2, 1998: str. 424, doi:10.1115/1.2789071.

- [62] Lubrecht, A. A.; Venner, C. H.; Colin, F.: Film thickness calculation in elasto-hydrodynamic lubricated line and elliptical contacts: The Dowson, Higginson, Hamrock contribution. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, ročník 223, č. 3, jan 2009: s. 511–515, doi:10.1243/13506501jet508.
- [63] Lugt, P. M.; Morales-Espejel, G. E.: A Review of Elasto-Hydrodynamic Lubrication Theory. *Tribology Transactions*, ročník 54, č. 3, mar 2011: s. 470–496, doi:10.1080/10402004.2010.551804.
- [64] Matharu, S.; Sanyal, S.; Bal, D.: Development of a multipurpose, efficient and inexpensive bearing test rig. *Journal of Engineering and Technology Research*, ročník 2, č. 3, 2010: s. 44–49.
- [65] Milborrow, D.: Breaking down the cost of wind turbine maintenance. Wind Power Monthly [online]. Dostupné z: <https://windpowermonthly.com/article/1010136/breaking-down-cost-wind-turbine-maintenance>, [cit: 2019-10-1].
- [66] Mohabuth, M.; Kotousov, A.; Ching-TaiNg, T.: Lamb waves in plates subjected to uniaxial stresses. In *International Journal of Aerospace and Mechanical Engineering*, ročník 9, 2015, s. 1193–1198.
- [67] Morales-Espejel, G. E.; Gabelli, A.: The SKF Generalized Bearing Life Model – the power of tribology. *Evolution*, ročník 4, 2015: s. 21–28.
- [68] Morales-Espejel, G. E.; Gabelli, A.; de Vries, A. J. C.: A Model for Rolling Bearing Life with Surface and Subsurface Survival—Tribological Effects. *Tribology Transactions*, ročník 58, č. 5, jul 2015: s. 894–906, doi:10.1080/10402004.2015.1025932.
- [69] Morgado, P. L.; Otero, J. E.; Lejarraga, J. B. S.-P.; aj.: Models for predicting friction coefficient and parameters with influence in elasto-hydrodynamic lubrication. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, ročník 223, č. 7, apr 2009: s. 949–958, doi:10.1243/13506501jet599.

- [70] Nazarchuk, Z.; Skalskyi, V.; Serhiyenko, O.: *Acoustic Emission: Methodology and Application*, kapitola Propagation of Elastic Waves in Solids. Springer International Publishing, 2017, ISBN 978-3-319-49350-3, s. 29–73.
- [71] de Novaes Pires Leite, G.; Araújo, A. M.; Rosas, P. A. C.; Stosic, T.; Stosic, B.: Entropy measures for early detection of bearing faults. *Physica A: Statistical Mechanics and its Applications*, ročník 514, 2019: s. 458 – 472, ISSN 0378-4371, doi:10.1016/j.physa.2018.09.052.
- [72] Omasta, M.; Adam, J.; Sperka, P.; Krupka, I.; Hartl, M.: On the Temperature and Lubricant Film Thickness Distribution in EHL Contacts with Arbitrary Entrainment. *Lubricants*, ročník 6, č. 4, nov 2018: str. 101, doi:10.3390/lubricants6040101.
- [73] Oswald, F. B.; Zaretsky, E. V.; Poplawski, J. V.: Effect of Internal Clearance on Load Distribution and Life of Radially Loaded Ball and Roller Bearings. *Tribology Transactions*, ročník 55, č. 2, mar 2012: s. 245–265, doi:10.1080/10402004.2011.639050.
- [74] Park, T.-J.; Kim, K.-W.: Elastohydrodynamic lubrication of a finite line contact. *Wear*, ročník 223, č. 1-2, dec 1998: s. 102–109, doi:10.1016/s0043-1648(98)00317-2.
- [75] Pasternak, M.: New Approach to Rayleigh Wave Propagation in the Elastic Halfspace - Viscoelastic Layer Interface. *Acta Physica Polonica A*, ročník 114, č. 6A, dec 2008: s. A–169–A–174, doi:10.12693/aphyspola.114.a-169.
- [76] Pau, A.; Achillopoulou, D.: Interaction of Shear and Rayleigh–Lamb Waves with Notches and Voids in Plate Waveguides. *Materials*, ročník 10, č. 7, jul 2017: str. 841, doi:10.3390/ma10070841.
- [77] Peddeti, K.; Santhanam, S.: Dispersion curves for Lamb wave propagation in prestressed plates using a semi-analytical finite element analysis. *The Journal of the Acoustical Society of America*, ročník 143, 02 2018: s. 829–840, doi:10.1121/1.5023335.
- [78] Radu, C.: The most common causes of bearing failure and the importance of bearing lubrication. *RKB Technical Review*, February 2010: s. 1–7.

- [79] Reynolds, O.: I. On the theory of lubrication and its application to Mr. Beauchamp tower's experiments, including an experimental determination of the viscosity of olive oil. *Proceedings of the Royal Society of London*, ročník 40, č. 242-245, jan 1886: s. 191–203, doi: 10.1098/rspl.1886.0021.
- [80] Sadeghi, F.; Jalalahmadi, B.; Slack, T. S.; Raju, N.; Arakere, N. K.: A Review of Rolling Contact Fatigue. *Journal of Tribology*, ročník 131, č. 4, 2009: str. 041403, doi:10.1115/1.3209132.
- [81] Scholte, J.: The range of existence of Rayleigh and Stoneley waves. *Geophysical Supplements to the Monthly Notices of the Royal Astronomical Society*, ročník 5, č. 5, 1947: s. 120–126.
- [82] Shannon, C. E.: A Mathematical Theory of Communication. *Bell System Technical Journal*, ročník 27, č. 3, 1948: s. 379–423, doi:10.1002/j.1538-7305.1948.tb01338.x.
- [83] Sharma, J.; Sharma, R.; Sharma, P.: Rayleigh waves in a thermoviscoelastic solid loaded with viscous fluid of varying temperature. *International Journal of Theoretical & Applied Sciences*, ročník 1, č. 2, 2009: s. 60–70.
- [84] SKF Group: *Railway Technical Handbook Volume 1*, kapitola Bearing Calculation. PUB 42/P7 10987/2 EN, 2011, ISBN 978-91-978966-3-4, s. 107–121.
- [85] SKF Group: *Rolling Bearings*, kapitola Selecting bearing size. PUB BU/P1 10000/2 EN, třetí vydání, 2013, s. 62–95.
- [86] SKF Group: *Rolling Bearings*, kapitola Friction. PUB BU/P1 10000/2 EN, třetí vydání, 2013, s. 97–114.
- [87] SKF Group: *Rolling Bearings*, kapitola Bearing Basics. PUB BU/P1 10000/2 EN, třetí vydání, 2013, s. 22–58.
- [88] SKF Group: *Rolling Bearings*, kapitola Bearing specifics. PUB BU/P1 10000/2 EN, třetí vydání, 2013, s. 132–157.

- [89] SKF Group: *Rolling Bearings*, kapitola Cylindrical roller bearings. PUB BU/P1 10000/2 EN, třetí vydání, 2013, s. 567–672.
- [90] Solano-Alvarez, W.; Bhadeshia, H. K. D. H.: White-Etching Matter in Bearing Steel. Part II: Distinguishing Cause and Effect in Bearing Steel Failure. *Metallurgical and Materials Transactions A*, ročník 45, č. 11, jul 2014: s. 4916–4931, doi:10.1007/s11661-014-2431-x.
- [91] Spikes, H.: Basics of EHL for practical application. *Lubrication Science*, ročník 27, č. 1, jun 2014: s. 45–67, doi:10.1002/lis.1271.
- [92] Stachowiak, G. W.; W.Batchelor, A.: *Engineering Tribology*, kapitola Elastohydrodynamic Lubrication. Elsevier, 2013, ISBN 978-0-12-397047-3, s. 293 – 370, doi:10.1016/b978-0-12-397047-3.00018-7.
- [93] Stachowiak, G. W.; W.Batchelor, A.: *Engineering Tribology*, kapitola Fundamentals of contact between solids. Elsevier, 2013, ISBN 978-0-12-397047-3, s. 475 – 524, doi:10.1016/b978-0-12-397047-3.00018-7.
- [94] Stachowiak, G. W.; W.Batchelor, A.: *Engineering Tribology*, kapitola Computational Hydrodynamics. Elsevier, 2013, ISBN 978-0-12-397047-3, s. 211 – 266, doi:10.1016/b978-0-12-397047-3.00018-7.
- [95] Stachowiak, G. W.; W.Batchelor, A.: *Engineering Tribology*. Elsevier, 2013, ISBN 978-0-12-397047-3, doi:10.1016/b978-0-12-397047-3.00018-7.
- [96] Stachowiak, G. W.; W.Batchelor, A.: *Engineering Tribology*, kapitola Physical properties of lubricants. Elsevier, 2013, ISBN 978-0-12-397047-3, s. 11 – 50, doi:10.1016/b978-0-12-397047-3.00018-7.
- [97] Stadler, K.; Stubenrauch, A.: Premature bearing failures in wind gearboxes and white etching cracks. *Power Transmission Engineering*, ročník 10, 2014: s. 34–40.
- [98] Statistics Show Bearing Problems Cause the Majority of Wind Turbine Gearbox Failures. US Department of Energy [online]. Dostupné z: <https://energy.gov/eere/wind/articles/statistics-show-bearing-problems-cause-majority-wind-turbine-gearbox-failures>, [cit: 2019-10-1].

- [99] Venner, C.; Bos, J.: Effects of lubricant compressibility on the film thickness in EHL line and circular contacts. *Wear*, ročník 173, č. 1-2, apr 1994: s. 151–165, doi:10.1016/0043-1648(94)90268-2.
- [100] Venner, C. H.: *Multilevel solution of the EHL line and point contact problems. Kapitola Appendix B Elastic deformation, s. 303-306.* Dizertační práce, University of Twente, Faculty of Engineering Technology, Enschede, Netherlands, 1991.
- [101] Venner, C. H.: *Multilevel solution of the EHL line and point contact problems. Kapitola EHL Theory, s. 23-39.* Dizertační práce, University of Twente, Faculty of Engineering Technology, Enschede, Netherlands, 1991.
- [102] Venner, C. H.: *Multilevel solution of the EHL line and point contact problems. Kapitola Multilevel techniques, s. 39-70.* Dizertační práce, University of Twente, Faculty of Engineering Technology, Enschede, Netherlands, 1991.
- [103] Venner, C. H.: *Multilevel solution of the EHL line and point contact problems. Kapitola Numerical solution of the line contact problem, s. 71-96.* Dizertační práce, University of Twente, Faculty of Engineering Technology, Enschede, Netherlands, 1991.
- [104] Vinh, P. C.; Giang, P. T. H.: On formulas for the velocity of Stoneley waves propagating along the loosely bonded interface of two elastic half-spaces. *Wave Motion*, ročník 48, č. 7, nov 2011: s. 647–657, doi:10.1016/j.wavemoti.2011.05.002.
- [105] Wang, W.; Wong, P.; Zhang, Z.: Experimental study of the real time change in surface roughness during running-in for PEHL contacts. *Wear*, ročník 244, č. 1-2, aug 2000: s. 140–146, doi:10.1016/s0043-1648(00)00448-8.
- [106] Warhadpande, A.; Sadeghi, F.; Kotzalas, M. N.; Doll, G.: Effects of plasticity on subsurface initiated spalling in rolling contact fatigue. *International Journal of Fatigue*, ročník 36, č. 1, mar 2012: s. 80–95, doi:10.1016/j.ijfatigue.2011.08.012.
- [107] Wesseling, P.: *An Introduction To Multigrid Methods*, kapitola The essential principle of multigrid methods for partial differential equations. Philadelphia: R.T. Edwards, corr. reprint. vydání, 2004, ISBN 9781930217089;1930217080;, s. 4–13.

- [108] Wesseling, P.: *An Introduction To Multigrid Methods*, kapitola Multigrid Algorithms. Philadelphia: R.T. Edwards, corr. reprint. vydání, 2004, ISBN 9781930217089;1930217080;, s. 168–207.
- [109] Wheeler, J.-D.; Vergne, P.; Fillot, N.; Philippon, D.: On the relevance of analytical film thickness EHD equations for isothermal point contacts: Qualitative or quantitative predictions? *Friction*, ročník 4, č. 4, dec 2016: s. 369–379, doi:10.1007/s40544-016-0133-7.
- [110] Williams, J.; Dwyer-Joyce, R.: Contact Between Solid Surfaces. In *Modern Tribology Handbook, Two Volume Set*, CRC Press, dec 2000, s. 121 – 162, doi:10.1201/9780849377877.ch3.
- [111] Modules to calculate the Viscosity Index or the oil viscosity at 100°C. WIDMAN INTERNATIONAL SRL [online]. Dostupné z: <https://durathermfluids.com/resources/calculators/operating-viscosity>, [cit: 2019-10-1].
- [112] Worden, K.: Rayleigh and Lamb Waves - Basic Principles. *Strain*, ročník 37, č. 4, nov 2001: s. 167–172, doi:10.1111/j.1475-1305.2001.tb01254.x.
- [113] Yang, P.: *Encyclopedia of Tribology*, kapitola Multi-Grid Method. Boston, MA: Springer US, 2013, ISBN 978-0-387-92897-5, s. 2333–2339, doi:10.1007/978-0-387-92897-5_631.
- [114] Yuan, S.; Song, X.; Cai, W.; Hu, Y.: Analysis of attenuation and dispersion of Rayleigh waves in viscoelastic media by finite-difference modeling. *Journal of Applied Geophysics*, ročník 148, jan 2018: s. 115–126, doi:10.1016/j.jappgeo.2017.11.010.
- [115] Zaretsky, E. V.: Rolling Bearing Life Prediction, Theory, and Application. Technická Zpráva NASA/TP—2013-215305, Glenn Research Center, Ohio, 3 2013.
- [116] Zhang, Y.; Sundararajan, S.: The effect of autocorrelation length on the real area of contact and friction behavior of rough surfaces. *Journal of Applied Physics*, ročník 97, č. 10, may 2005: str. 103526, doi:10.1063/1.1914947.
- [117] Zhu, D.; Wang, J.; Wang, Q. J.: On the Stribeck Curves for Lubricated Counterformal Contacts of Rough Surfaces. *Journal of Tribology*, ročník 137, č. 2, nov 2014: str. 021501, doi:10.1115/1.4028881.

-
- [118] Zhu, D.; Wang, Q. J.: Elastohydrodynamic Lubrication: A Gateway to Interfacial Mechanics—Review and Prospect. *Journal of Tribology*, ročník 133, č. 4, 2011: str. 041001, doi:10.1115/1.4004457.
- [119] Zhu, J.; Jang, J. S.; Schubert, F.: Leaky Rayleigh and Scholte waves at the fluid–solid interface subjected to transient point loading. *The Journal of the Acoustical Society of America*, ročník 116, č. 4, oct 2004: s. 2101–2110, doi:10.1121/1.1791718.

Publikace autora

Publikace prezentující výsledky disertace

- [A1] Chmelar, J.; Dynybyl, V.: Analytical Bearing Model for Analysis of Inner Load Distribution and Estimation of Operational Lubrication Regime. In *Proceedings of 58th International Conference of Machine Design Departments – ICMD 2017*, Česká zemědělská univerzita v Praze. Technická fakulta, 2017, ISBN ISBN 978-80-213-2769-6, s. 118–123.
- [A2] Chmelar, J.; Mossoczy, P.; Dynybyl, V.: Rolling Element Bearing Test Rig Development. In *Proceedings of 58th International Conference of Machine Design Departments – ICMD 2017*, Česká zemědělská univerzita v Praze. Technická fakulta, 2017, ISBN ISBN 978-80-213-2769-6, s. 114–117.
- [A3] Chmelar, J.; Mossoczy, P.; Dynybyl, V.: Bearing Test Rig: Setting Up and Lesson Learnt. In *Proceedings of the ICMD 2018*, University of Zilina. Faculty of Mechanical Engineering, Springer International Publishing, 2020, ISBN 978-3-030-33145-0, str. V přípravě.
- [A4] Chmelar, J.; Petr, K.; Mikes, P.; Dynybyl, V.: Cylindrical Roller Bearing Lubrication Regimes Analysis At Low Speed And Pure Radial Load. *Acta Polytechnica*, ročník 59, č. 3, jul 2019: s. 272–282, doi:10.14311/ap.2019.59.0272.
- [A5] Chmelar, J.; Petr, K.; Mossoczy, P.; Dynybyl, V.: Experimental study of lubrication film monitoring in a roller bearing by utilization of surface acoustic waves. *Tribology International*, aug 2019, doi:10.1016/j.triboint.2019.105908.

- [A6] České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní: A device for testing the operating parameters of sliding and rolling bearings. Původci: Dynybyl, V. a Chmelař, J. Česká republika. Patentový spis: CZ307380B6. Datum 11.7.2018.

Další publikace

- [D1] Chmelař, J.; Dynybyl, V.: Bearing race and roller line contact analysis in 2D. In *Proceedings of 54th International Conference on Experimental Stress Analysis – EAN 2016*, Czech Society for Mechanics, 2016, ISBN ISBN 978-1-5108-2670-0, str. 159.
- [D2] Chmelař, J.; Petr, K.; Dynybyl, V.: Application of Statistical Methods to Analysis of Parallel Structure of Gearbox Test Rig. In *The Latest Methods of Construction Design*, editace V. Dynybyl; O. Berka; K. Petr; F. Lopot; M. Dub, Cham: Springer International Publishing, 2016, ISBN 978-3-319-22762-7, s. 215–220.
- [D3] Chmelař, J.; Petr, K.; Dynybyl, V.; Křepela, J.: Design and Implementation of Testing Stand for Gearboxes of Railway Vehicles. In *Applied Methods of the Analysis of Static and Dynamic Loads of Structures and Machines, Applied Mechanics and Materials*, ročník 732, Trans Tech Publications Ltd, 4 2015, s. 283–286, doi:10.4028/www.scientific.net/AMM.732.283.