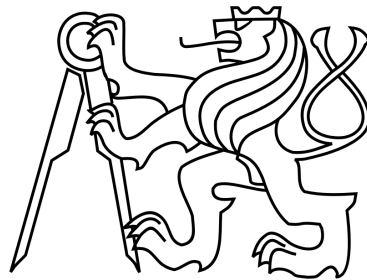


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ A ČÁSTÍ STROJŮ - Ú12113



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Návrh kluzného ložiskového uložení rotoru axiálních ventilátorů

Studijní program: Strojní inženýrství

Studijní obor: Dopravní, letadlová a transportní technika

Autor: Bc. Jan Mertlík

Vedoucí práce: Ing. Ondřej Berka

Praha 2016

Název práce: Návrh kluzného ložiskového uložení rotoru axiálních ventilátorů

Autor: Bc. Jan Mertlík

Rok: 2016

Jazyk práce: čeština

Ústav: Ústav konstruování a částí strojů - Ú12113

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Ondřej Berka

Studijní program: Strojní inženýrství

Anotace: Cílem diplomové práce je navrhnout vhodné ložiskové uložení rotoru axiálního ventilátoru s využitím kluzných ložisek. Zájmovou skupinou jsou axiální ventilátory užívané v metru, dolech, tunelech a jiných podobných aplikacích, kde je nutné řídit dopravu vzdušiny jedním nebo druhým směrem. Konkrétní návrh uvažuje nejrozměrnější řadu axiálních ventilátorů a měl by inovovat současně používané uložení axiálního ventilátoru ve valivých ložiscích.

Klíčová slova: Axiální ventilátor, kluzné ložisko, kapalně tření, hydrodynamické mazání

Title: Design of a Plain Bearing for an Axial Fan

Author: Bc. Jan Mertlík

Department: Department of Designing and Machine Components - Ú12113

Supervisor: Ing. Ondřej Berka

Abstract This thesis focuses on the design of plain bearing of an axial ventilator's rotor. The target application are axial ventilators used in tunnels, subways, mines and similar places, where the air mass has to be directed in one way or another. The thesis puts forward a new design, which is suitable for large scale axial ventilators models and focuses on the innovation of current systems, which generally employ rolling element bearings.

Keywords: Axial Fan, Plain Bearing, Liquid Friction, Hydrodynamic Lubrication

Zadání práce (formulář)

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci s názvem: „Návrh kluzného ložiskového uložení rotoru axiálních ventilátorů“ napsal samostatně a výhradně s použitím citovaných pramenů.

V Praze dne 21. května 2016

Bc. Jan Mertlík

Poděkování

Děkuji především firmě GTW BEARINGS s.r.o. za řadu cenných informací a podnětů, které významně přispěly ke zlepšení kvality mé diplomové práce. Jmenovitě Ing. Marku Urbanovi. Dále bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce panu Ing. Ondřeji Berkovi za jeho odborné vedení, doc. Ing. Janu Bečkovi, CSc. a Ing. Eduardu Stachovi za čas strávený při konzultacích. V neposlední řadě děkuji také svým rodičům za podporu a umožnění studia.

Obsah

1 Úvod	9
1.1 Cíl práce	9
2 Teoretická východiska	10
2.1 Ventilátory	10
2.2 Kluzná ložiska	10
2.2.1 Historie	10
2.2.2 Princip kluzných ložisek	11
2.2.3 Kluzné materiály	14
2.2.4 Konstrukce kluzných ložisek	16
2.2.5 Opotřebení kluzných ložisek	20
2.2.6 Maziva	24
2.2.7 Výhody a nevýhody oproti valivým ložiskům	26
3 Volba ložiska pro axiální přetlakový dvoustupňový ventilátor	27
3.1 Druhy hydrostatických ložisek	29
3.1.1 S jedním čerpadlem a škracením	29
3.1.2 S více čerpadly	29
3.1.3 Systém se škracením závislým na zatížení	30
3.2 Vliv primárních veličin na výstupní veličiny hydrostatického ložiska	30
3.2.1 Průměr	30
3.2.2 Délka	30
3.2.3 Vůle	30
3.2.4 Hloubka hydrostatických kapes	30
3.2.5 Plocha hydrostatických kapes	30
3.2.6 Tvar hydrostatických kapes	31
3.2.7 Tlak	31
3.2.8 Tlakový spád	31
3.2.9 Viskozita média	31
3.2.10 Otáčky	31
3.2.11 Zatížení ložiska	31
4 Dodavatelé kluzných ložisek	32

5	Návrhové programy kluzných ložisek	34
6	Pevnostní kontrola hřídele	36
6.1	Stávající řešení	36
6.1.1	Výsledky	37
6.1.2	Vyhodnocení dat	39
6.2	Optimalizace stávajícího řešení	41
6.2.1	Výsledky	41
6.2.2	Vyhodnocení dat	43
7	Návrh hydrodynamických ložisek	47
7.1	Hydrodynamická ložiska	47
7.1.1	Axiální ložisko s pevnými segmenty	48
7.1.2	Radiální ložisko	51
7.2	Návrh radiálního ložiska	53
7.3	Návrh axiálně-radiálního ložiska	56
7.3.1	Radiální ložisko	56
7.3.2	Axiální ložisko s pevnými segmenty	56
7.4	Vyhodnocení navržených ložisek	59
8	Konstrukční návrh nového hřídele	61
8.1	Kontrolní výpočet	62
9	Závěr	66
	Seznam obrázků	67
	Seznam tabulek	69
	Seznam příloh	I
A	Výpočet reakcí původního uložení	II
B	Olej Paramo ISO VG 22	VI
C	Výpočet radiálního ložiska v místě osazení B	X
D	Výpočet axiálně - RADIÁLNÍHO ložiska v místě osazení D	XV
E	Výpočet AXIÁLNĚ - radiálního ložiska v místě osazení D	XX
F	Výpočet reakcí nového návrhu uložení	XXV

G	Generátor komponent - hřídel	XXIX
H	Výkres nově navrženého hřídele axiálního ventilátoru	XXXVI

Kapitola 1

Úvod

Ventilátory jsou zařízení, sloužící k dopravě vzdušín v nejrůznějších oblastech výrobní a technologické činnosti. Přepravu vzdušín zajišťuje rotační pohyb oběžného kola ventilátoru, na němž jsou radiálně uloženy lopatky. Přenos kinetické energie rotačního stroje na dopravovaný plyn umožňuje dynamický účinek profilovaných lopatek oběžného kola.



Obrázek 1.1: Axiální přetlakový ventilátor APJB[1]

1.1 Cíl práce

Ve spolupráci se společností ZVVZ MACHINERY, a.s. je cílem diplomové práce návrh vhodného ložiskového uložení rotoru ventilátoru s využitím kluzných ložisek.

Společnost ZVVZ MACHINERY, a.s. doposud na svých zařízeních využívá uložení pomocí ložisek s valivými elementy (dvouřadých soudečkových naklápěcích ložisek).

Zadání diplomové práce vychází z běžně používaných axiálních ventilátorů ve vzducho-technickém oboru. Konkrétně dvoustupňového axiálního ventilátoru o průměru 4500 mm s maximálními pracovními otáčkami 750 min^{-1} a s nastavitelným úhlem náběhu lopatek. Ventilátor pohání motor o výkonu 5,7 MW. Rotor ventilátoru je uložen v ložiscích s valivými elementy.

Kapitola 2

Teoretická východiska

2.1 Ventilátory

Dle pana Nového [2], lze ventilátory dělit podle směru průtoku vzdušiny oběžným kolem na ventilátory:

- Radiální
- Axiální
- Diagonální
- Diametrální

Axiální ventilátory se vyznačují tím, že dopravují vzdušinu v osové směru rotujícího oběžného kola. Nejčastěji se tento typ ventilátorů používá v aplikacích, kde je vysoký požadavek na velký průtok vzduchu a nízký nárok na dopravní tlak.[2]

Některé axiální ventilátory mají polohovatelné lopatky na základě provozních požadavků, což umožňuje snadnou regulaci výkonu ventilátoru a značně snižuje provozní náklady. Natočením lopatek o 180° docílíme reverzace směru proudění vzdušiny při zachování smyslu otáčení oběžného kola, což má výhodu v aplikacích, kde je žádoucí střídavě měnit sání a výtlak. Příkladem aplikace je dmýchání vzduchu do spalovacích komor tepeláren a odsávání kouřových plynů, zdroj vzduchu pro aerodynamické tunely, zajištění vzduchu v dolech a podobně.[3]

2.2 Kluzná ložiska

2.2.1 Historie

Kluzná ložiska jsou velmi stará. První zmínky a teoretické řešení tření v kluzných ložiskách rozvíjel N. Petrov v roce 1883. Podrobnější matematický popis o kapalinovém tření uvedl roku 1886 Osborne Reynolds. Tato teorie tvoří dodnes základ hydrodynamické teorie mazání. Od rozvoje strojírenství ve 20. století až po současnost se podnítil ohromný výzkum

v oblasti kluzných ložisek. Je známo mnoho různých konstrukcí kluzných uložení. Od jednoduchých ložiskových pouzder nebo pánví až po speciální typy pro zvláštní provozní podmínky. Například více plochá ložiska nebo složité soustavy axiálních segmentových ložisek. Podrobněji o konstrukci kluzných ložisek v kapitole **2.2.4 na straně 16**.

2.2.2 Princip kluzných ložisek

Kluzným ložiskem se rozumí uložení dvou nebo více strojních součástí, které umožňuje jejich relativní otáčivý nebo kývavý pohyb. Ložisko přenáší zatížení zpravidla z pohybující se části na část pevnou. Jev, který přenos tohoto zatížení doprovází je tzv. **odpor proti pohybu**. Mezi styčnými plochami, které jsou k sobě vzájemně přitlačovány působí tedy tření. To nastává i v případě, kdy jsou součásti vůči sobě v klidu a snažíme se je vnější silou uvést do pohybu. Pro překonání těchto odporů musíme dodávat vnější sílu, která je větší než **statické tření** (než součást uvedeme do pohybu) a zároveň větší než **kinematické tření**, které vzniká při relativním pohybu součástí.

Na rozdíl od brzd či spojek, u ložisek je snahou docílit co největší snížení ztrát třením z čehož plynou menší ztrátové výkony. Snížením ztrátových výkonů docílíme nižšího opotřebení a v důsledku toho prodloužení životnosti součásti či celého stroje. Dále menší tepelná energie uvolněná třením mezi součástmi a tím nižších nároků na chlazení soustavy.

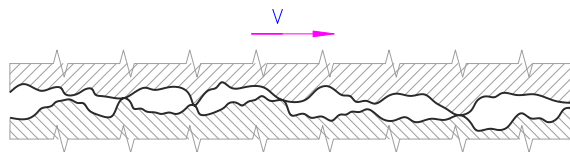
V dnešní době, kdy se snaží docílit co nejmenších ztrát během provozu v návaznosti na zvýšení účinnosti strojů, věnujeme větší pozornost **tření, mazání a opotřebení**. Problematiku zmíněných výrazů zkoumá vědní obor zvaný "tribologie".

Rozdělujeme tři hlavní oblasti kluzného tření:

1. tření suché
2. tření kapalně
3. tření mezně

2.2.2.1 Suché tření

Neobsahuje tekuté ani plastické mazivo. Nastává přímý kontakt některých výstupků v důsledku mikronerovností materiálů. V místě kontaktu nerovností vznikají značné tlaky i při malých zatíženích. Důvodem jsou velmi malé plošky výstupků, a proto může vzniknout bodový spoj (mikrosvar) nebo plastická deformace. Tento spoj se následkem relativního pohybu součástí opětovně rozrušuje, trhá a zanechává rýhy v materiálech. Stejně jako v případě, kdy místní tlak překročí mez kluzu měkčího materiálu a ryje výstupkem jedné plochy do druhé - vznik a rozvoj abraze (obrušování). Při velmi častém zatěžování (avšak v oblasti pružné deformace) se vnášejí do materiálu mikrotrhlínky, projev povrchové únavy. Uvolňují se drobné částice (vrcholky mikronerovností). Dochází k opotřebení materiálů a tím postupně ke změnám tvaru třecích ploch.



Obrázek 2.1: Suché tření

Třecí plochy jsou k sobě přitlačovány normálovou silou \mathbf{F} . Pro jejich vzájemný pohyb je nezbytně nutné působit silou ve směru tečny k jejich pohybu. Vzniká odpor proti pohybu nebo-li třecí síla \mathbf{F}_T odvozena z Coulombova zákona (1799):

$$F_T = \mu \cdot F \quad (2.1)$$

Podle tohoto zákona nezáleží na velikosti kluzné plochy a kluzné rychlosti. [4, 5, 6, 7]

Suché tření nekovových materiálů V dnešní době je na místě se zaměřit na používání nekovových materiálů jako kluzných. Tyto materiály mají plno výhod, ale i nevýhod. Jak již bylo řečeno, suché tření kovů je doprovázeno plastickými deformacemi a místními bodovými spoji.

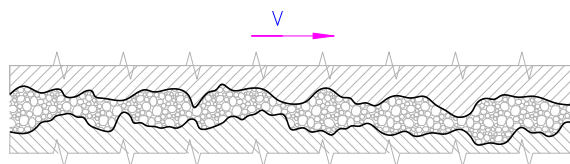
U nekovových materiálů se tyto jevy mohou taktéž vyskytovat. Avšak někdy zcela odlišně. Tento problém vzniká převážně u plastických kluzných materiálů. Mají odlišné vlastnosti než kovy, a proto vlivem špatných provozních podmínek může docházet k jejich naprosté destrukci.

Při suchém tření se uvolňuje značné teplo, které pohlcují okolní materiály. Jelikož obecně plastické materiály mají výrazně nižší tepelnou vodivost než kovy, mohou teploty dosáhnout takových hodnot, že materiál na povrchu taje nebo se pálí. To je nepřijatelné.

Některé konstrukce přímo apelují na použití neželezných kovů, například odolnost vůči korozi. Důležitou roli tedy hraje volba provozních podmínek (zatížení, kluzná rychlost, odvod tepla).[4, 5, 6, 7]

2.2.2.2 Kapalinné tření

Pro trvalý chod za sucha doposud plně nevyhovuje žádná dvojice materiálů. Proto pro dlouhodobý provoz je výhodné použít kapalinné tření. Kapalinným třením můžeme výrazně snížit jak třecí odpor, tak opotřebení kluzných ploch. Na rozdíl od suchého tření je mezi kluzné plochy dopravováno mazivo. Buď kapalné nebo plastické.



Obrázek 2.2: Kapalinné tření

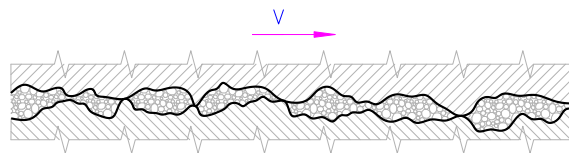
Pokud docílíme dostatečně silné mazací vrstvy mezi kluznou dvojicí, kdy nedochází ke

styku kluzných ploch, probíhá třecí proces pouze v této vrstvě, tj. v oblasti kapalinného tření. Teoreticky nenastává opotřebení kluzných ploch.

Pro dokonalé kapalinné tření je důležité volit správný geometrický tvar kluzných ploch, relativní rychlost a vhodnou viskozitu používaného maziva. V neposlední řadě vysoký tlak přiváděného maziva mezi kluzné plochy.[4, 5, 6, 7]

2.2.2.3 Mezné tření

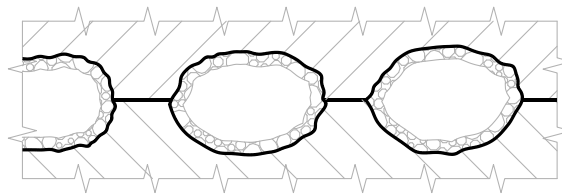
Není-li tloušťka mazací vrstvy taková, aby dokázala oddělit kluzné plochy, tak nastává tzv. "mezní tření". Tento jev může vzniknout například nedostatečným tlakem mazací soustavy, špatnou viskozitou či příliš malou kluznou rychlostí. Zatížení se tedy přenáší částečně přímým dotykem ploch a částečně mazací vrstvou.



Obrázek 2.3: Mezní tření

Tento případ je krajně nežádoucí, neboť se vyznačuje vysokým koeficientem tření, zvýšeným opotřebením a nerovnoměrným rozložením zatížení ložisek. Mezní tření je třeba eliminovat, ale bohužel k němu může docházet při rozběhu či zastavování.

Jelikož se jedná o velmi složitý případ tření, nelze použít k výpočtům doposud známé metody hydromechaniky. Dle experimentálních měření vychází nejlépe "Bowdenův model mezního mazání".



Obrázek 2.4: Bowdenovo mezní tření

Bowden uvažuje, že i velmi dokonale opracované kluzné plochy nejsou ve skutečnosti dokonale hladké, ale mají stále ještě určité povrchové nerovnosti. Není-li vrstva maziva mezi nimi dostatečně tlustá, musí v určitých místech (zpravidla na vrcholech těchto nerovností) nastávat přímý dotyk a deformace.[4, 5, 6, 7]

Velikost třecí síly \mathbf{F} podle Bowdenova modelu je:

$$F = A \cdot [\alpha \cdot \tau_{\gamma m} + (1 - \alpha) \cdot \tau_1] \quad (2.2)$$

Smíšené tření Doplnujícím třením je tzv. "smíšené tření". Jedná se o přechodný stav mezi mezním a kapalinným třením (mazáním). U smíšeného tření dochází k přerušovanému kontaktu mezi kluznými plochami v místech, kde jsou nejvyšší výstupky nerovností.

Nastává v případě, kdy mazací vrstva je příliš tenká na to, aby nastalo kapalinné tření, ale dostatečně velká, aby nevznikalo mezné tření.

Smíšené tření stejně jako v případě mezného tření ovlivňuje kluzná rychlost, velikost zatížení, viskozita maziva a mikrogeometrie kluzných materiálů.[4, 5, 6, 7]

2.2.3 Kluzné materiály

Kluzná ložiska jsou běžně navrhována pro trvalý provoz v podmínkách kapalného tření, nebo jsou určena pro provoz s co nejmenšími nároky na obsluhu i bez možnosti dodávky maziva. V obou případech je důležitý běh při co nejvyšší spolehlivosti.[4, 5, 6]

Je tedy nutné předpokládat všechny provozní podmínky stroje. Například, ložisko je navrhováno pro případ kapalného tření, ale musí být zohledněn i fakt, že nebude s nejvyšší pravděpodobností nastávat při rozběhu a doběhu stroje, kdy má ložisko nižší kluzné rychlosti. Další úskalí při selhání stroje může být zapříčiněno znečištěním maziva, či úplným zastavením přívodu maziva.

Jedná se o ojedinělé případy, ale i ty mohou v praxi nastat. Proto je důležitá volba správných kluzných materiálů, které podobným haváriím mohou předejít, nebo alespoň zmírnit jejich následky. Různé materiály mají i různé vlastnosti. Odolnost proti zadírání (kompatibilita), přilnavost maziva (afinita), zatížitelnost, únavová pevnost a korozi-vzdornost. Dále mechanické vlastnosti jako pevnost, tvrdost, tepelná vodivost, roztažnost, struktura materiálu, tzn. jakou jímavost cizích částic materiál má apod.[4, 5, 6]

Kluzná ložiska obsahují tzv. nosnou část, která je vyrobena nejčastěji z oceli a tzv. pouzdro, které je tvořeno z ložiskového materiálu. K základním ložiskovým materiálům patří **kompozice, bronzы a hliníkové slitiny**.

2.2.3.1 Kompozice

Kompozice jako **cín** a **olovo** mají především dobré vlastnosti v oblasti jímavosti cizích částic, odolnost proti zadírání (jsou samomazná) a přizpůsobivosti. Cínové kompozice vynikají i korozi-vzdorností. Kompozice mají však nízkou pevnost a nesnášejí vysoké teploty (cca 100°C). Používají se v tenkých vrstvách několik setin až desetin mm jako tzv. výstelky v ložiskových pánvích.[9]

2.2.3.2 Bronzy

Cínové, cínoolověné a olověné bronzы patří k nejčastěji užívaným ložiskovým materiálům. Bronzy se vyznačují vyšší pevností, únavovou pevností a tvrdostí. Oproti kompozicím lépe snášejí i vyšší teploty. Z hlediska korozi-vzdornosti vykazují menší odolnost vůči organickým kyselinám.[9]

2.2.3.3 Hliníkové slitiny

Oproti kompozicím a bronzům je lze považovat za novější materiály v oblasti ložiskových materiálů. Slitiny hliníku společně s cínem, mědí, zinkem či křemíkem mají vysokou únavovou pevnost, dobrou tepelnou vodivost a korozivzdornost. Oproti tomu mají špatnou jímavost cizích částic a přízpusobivost. Při konstrukci ložiska s využitím hliníkových slitin je nutné brát zřetel na teplotní roztažnost těchto materiálů.[9]

2.2.3.4 Nekovové materiály

Speciální skupinou, která je dnes hojně využívána jsou tzv. nekovové ložiskové materiály. S novými technologiemi na zpracování plastů se dnes častěji setkáváme s využitím těchto materiálů právě pro kluzná ložiska. V době, kdy je kladen důraz na minimální obsluhu a velmi časté provozování v oblasti smíšeného tření jsou vhodnou volbou právě **plasty**. Patří sem ale také **spékané kovy** vyráběné práškovou metalurgií. V minulých dobách byly pro tyto aplikace používány cínové bronzы.

Výhodou spékaných kovů je jejich struktura. Jsou pórovité (obsahují dutiny a spáry). Do těchto pórů výrobce ložisek vpravuje plastické mazivo, které se během provozu postupně uvolňuje mezi kluzné plochy a ložisko se tak stává tzv. samomazným. Další nespornou výhodou je možnost rozmanitosti vyráběných struktur, slitin nebo směsí. Lze spojit materiály rozdílných vlastností, které by běžným odléváním nebo jiným způsobem spojit nešlo. Vytváříme tak ideální vlastnosti kluzných materiálů. Základní struktura je tvořena z tvrdých nosných částic uložených v měkké základní hmotě podobně, jako je tomu u kompozic.

Kluzná ložiska z plastů jsou využívána pro aplikace s minimální obsluhou. Používají se i tam, kde je nepřípustné použití maziva z hygienických či provozních důvodů (například potravinářský průmysl). Oproti kovovým materiálům mají však tyto materiály horší tepelnou vodivost a nižší provozní zatížení. Plasty jsou korozivzdorné, a to nejen proti minerálním olejům, ale i proti jiným agresivním kapalinám. Používají se proto často v agresivních kapalinách jako ložiska čerpadel, kde jsou zároveň touto kapalinou mazána. Některé plasty snášejí poměrně vysoké teploty a nevyžadují mazání. Jeden z nejznámějších plastů je polytetrafluoretylén označovaný jako teflon.

Materiál		Dovolený tlak MPa		Součin $p \cdot v$ MPa.m.s ⁻¹		Příp. teplota °C
		běžný krátkodobý		běžný krátkodobý		
Litina				7	10	250
Kompozice	olověná	12	25	40	105	100
	cínová	15	30	20	75	110
Bronz	cínový	25	52	20	90	250
	cínoolověný	18	36	40	90	220
	olověný	18	36	25	90	160
	hliníkový					120
Slitiny Al		30	50	40	105	120
Teflon		10	100			150
Vrstvený textil			12	3	30	90
Polyamid		0,5	5	5	18	110
Pryž			1,4			

Tabulka 2.1: Hodnoty pro předběžný návrh ložiska - dovolený tlak a teplota [6]

2.2.4 Konstrukce kluzných ložisek

Kluzná ložiska jsou nejjednodušší dostupnou formou ložisek, protože jsou výrobně relativně jednoduchá. Velmi často se jedná o válec (hřídel) a pouzdro (ložisko). Přesto se konstrukce těchto ložisek liší v závislosti na druhu přenášeného pohybu.

Ložiskové konstrukce se rozdělují dle přenášeného pohybu na tři základní typy:

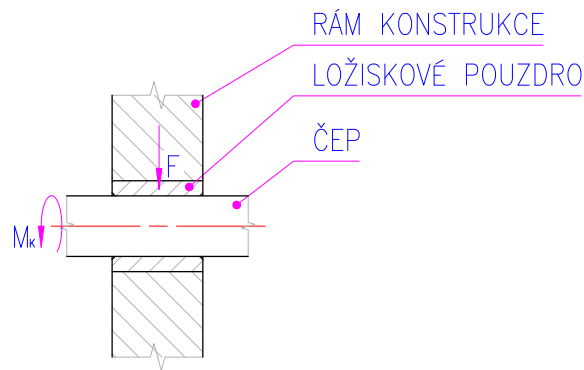
1. Lineární ložiska
2. Radiální ložiska
3. Axiální ložiska

Lineární ložiska viz **Obrázek 2.5**, jak plyne z názvu, umožňují lineární pohyb. Například vodorovný nebo svislý posuv stolů, suportů atd..



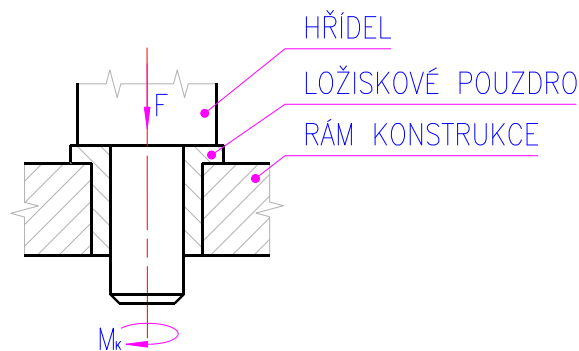
Obrázek 2.5: Lineární vedení s profilovými tyčemi LLT [10]

Radiální ložiska jsou konstruována k zajištění radiálního pohybu, kdy se čep (hřídel) otáčí v ložisku viz **Obrázek 2.6**.



Obrázek 2.6: Radiální ložisko

Axiální ložisko je obdoba radiálního ložiska s tím rozdílem, že obsahuje desky uspořádané kolem čepu, a tím se zamezuje axiálnímu posuvu (ve směru osy) čepu, který je zatížen osovou silou viz **Obrázek 2.7**.



Obrázek 2.7: Axiální ložisko

Při konstrukci ložiska je důležitý požadavek na vyměnitelnost činné části ložiska. Během provozu kluzného ložiska dochází k opotřebení (ve většině případů) ložiskového pouzdra, neboť čep (hřídel) je jako obtížněji vyrobitelná součást povrchově tvrzen. Dalším požadavkem konstrukce je tzv. ekonomický požadavek na cenu ložiska, druh použitého maziva či způsobu mazání. Dále tzv. speciální požadavky na provoz. Příliš nízká nebo vysoká teplota, odolnost proti korozi, či zvýšené znečištění (prašnost) bez použití maziva.

Dle konstrukčního hlediska dělíme ložiska na dělená a nedělená. Dalším konstrukčním případem jsou tzv. segmentová ložiska, kdy je kluzná plocha rozdělena několika segmenty. Mezi ložiska nedělená řadíme trubková ložiska nebo-li kluzná pouzdra. Do dělených ložisek pak ložiskové pánve (také označovány jako šály).

2.2.4.1 Kluzná pouzdra

Jedná se o dutý válec (trubku), vyrobený z jednoho kusu materiálu. Dle druhu konstrukce existují ložisková pouzdra hladká či s přírubou viz **Obrázek 2.8**.



Obrázek 2.8: Kluzná pouzdra - hladká / s přírubou [10]

Jedná se konstrukčně a výrobně o nejjednodušší kluzná ložiska. Používají se pro menší zatížení a malé kluzné rychlosti. Důvodem je absence mazacích kanálů. Pro větší kluzné rychlosti používáme ložisková pouzdra s mazacími kanálky viz **Obrázek 2.8**. Mohou, ale nemusí obsahovat výstelku, například z kompozic. Vyskytují se i ložisková pouzdra vyráběná metodou zakružování. Dnešním trendem je výroba kluzných pouzder z nekovových materiálů viz kapitola **2.2.3.4 na straně 15** a **Obrázek 2.9**. Tyto ložiska jsou pak samomaznými. Nevýhodou kluzných pouzder (pokud jsou vyrobená jako nedělená) je jejich montáž a demontáž. Nelze je jednoduše demontovat v případech, kdy se ložisko nachází uprostřed délky hřídele. V takovém případě se musí nejprve demontovat hřídel.



Obrázek 2.9: Kluzná pouzdra - materiály [10]

2.2.4.2 Ložiskové pánve

Ložiskové pánve nebo-li dělená ložiska. Skládají se ze dvou částí, kdy dělicí rovina prochází (ve většině případů) podélnou osou ložiska viz **Obrázek 2.10**. Na rozdíl od ložiskových pouzder je jednodušší montáž a demontáž. Používají se tam, kde by kluzné pouzdro použít nešlo, například jako dělená ojnicní ložiska. Ložiskové pánve jsou zajištěny proti otáčení v ložiskovém tělese. Tenkostěnné pánve (pánev = poměrem tloušťky stěny ku průměru $\leq 0,02 - 0,03$) pak vyžadují dostatečnou tuhost ložiskového pouzdra. Velmi často ložiskové pánve obsahují výstelku.[9]



Obrázek 2.10: Ložisková pánev [15]

2.2.4.3 Segmentová ložiska

Použití segmentových ložisek je významné, pokud se jedná o uložení vysokootáčkových hřídelů. Často segmentová ložiska označujeme též jako tzv. více-plochá ložiska. Kluzná plocha je totiž rozdělena na několik segmentů/ploch viz **Obrázek 2.11**. Vyznačují se klidným chodem. Segmentová ložiska obsahují pohyblivé, někdy i nepohyblivé části (segmenty, kameny), které se během provozu mohou naklápět (v případě pohyblivých elementů), a tím docílit ideálního uložení hřídele v pracovní poloze. Segmentová ložiska jsou schopna zajistit stabilitu rotoru téměř za všech provozních podmínek. Mají malou citlivost na nevyrovnanost hřídele.[7]



Obrázek 2.11: Segmentové ložisko s radiálními naklápěcími segmenty [16]

2.2.5 Opotřebenění kluzných ložisek

Opotřebenění je projevem tribologického procesu probíhajícího v tribologickém systému. Znamená trvalý úbytek materiálu z povrchů tuhých těles při jejich vzájemném pohybu nebo při pohybu média účastnícího se tribologického procesu. V místě styku povrchu těles dochází k pružné i plastické deformaci výstupků nerovností povrchů, porušení oxidické ochranné vrstvy a vzniku adhezních spojů - mikrosvarů, studených spojů. Při vzájemném pohybu jsou tyto spoje usmýkávány a přitom nastává i přenos částic materiálu z jednoho povrchu na druhý anebo naopak.[6]

Ačkoli je opotřebenění nežádoucí změna povrchu nebo rozměru tuhých těles, některé činnosti nebo děje na něm závisí. Například příprava povrchů, záběh apod. U kluzných ložisek je však vždy snaha o to, aby bylo opotřebenění co nejmenší.

Opotřebení se rozděluje na základní druhy:

1. adhezivní
2. abrazivní
3. erozivní
4. kavitační
5. únavové
6. vibrační

2.2.5.1 Adhezivní opotřebení

Dochází k němu při relativním pohybu funkčních povrchů. Nastává porušování povrchových vrstev, k čistému kovovému styku a vzniku mikrosvarů s následným porušováním těchto mikrospojů, přičemž částičky oddělované z jednoho povrchu se přenáší na povrch druhého materiálu a naopak. Částičky se dostávají mezi třecí plochy. Tento proces je ovlivňován přítomností maziva mezi funkční povrchy. Podmínky pro vznik mikrosvarů se s přítomností média (mazací olej, atd.) zhoršují. Při rozsáhlé formě adhezivního tření se hovoří o tzv. zadírání.[6] viz **Obrázek 2.12 na straně 23**

2.2.5.2 Abrazivní opotřebení

Opotřebení je způsobeno rozrýváním a řezáním měkkého povrchu jednoho tělesa drsným povrchem druhého tvrdšího tělesa. Stejný účinek poškozování materiálů může nastávat i důsledkem volných částic oddělených z funkčních povrchů. Tyto částice ulpívají mezi pohybujícími se povrchy. Typickým projevem tohoto poškození jsou rýhy na povrchu. Mnohdy dochází k zamáčknutí těchto nečistot do měkkého z materiálů a ty poté rýhují tvrdší materiál z kluzné dvojice.[6] viz **Obrázek 2.12 na straně 23**

2.2.5.3 Erozivní opotřebení

Povrch je poškozován pevnými částicemi nesenými proudem kapaliny nebo plynu, či samotným proudem kapaliny, plynu nebo kapičkami. Proces erozivního opotřebení částicemi je komplikovaný jev, který je ovlivňován řadou faktorů.

Tyto faktory lze rozdělit do 3 skupin:

- podmínky nárazu - úhel nárazu, dopadová rychlost částic a pod.
- charakteristiky směsi média a částic - velikost, tvar, druh a tvrdost částic, druh a teplota nosného média, jeho chemický účinek na povrchové vrstvy erodovaného materiálu, množství a rozložení částic v proudu média.

- charakteristiky erodovaného materiálu - fyzikálně-mechanické vlastnosti (pevnost, tvrdost, houževnatost a pod.) a jeho makro- i mikrostruktura.

Z uvedeného výčtu vyplývá značná složitost a obtížnost teoretického rozboru celé problematiky erozivního opotřebení. Porušení povrchu je nerovnoměrné a často výrazně zvlněné.[6, 8] viz **Obrázek 2.12 na následující straně**

2.2.5.4 Kavitační opotřebení

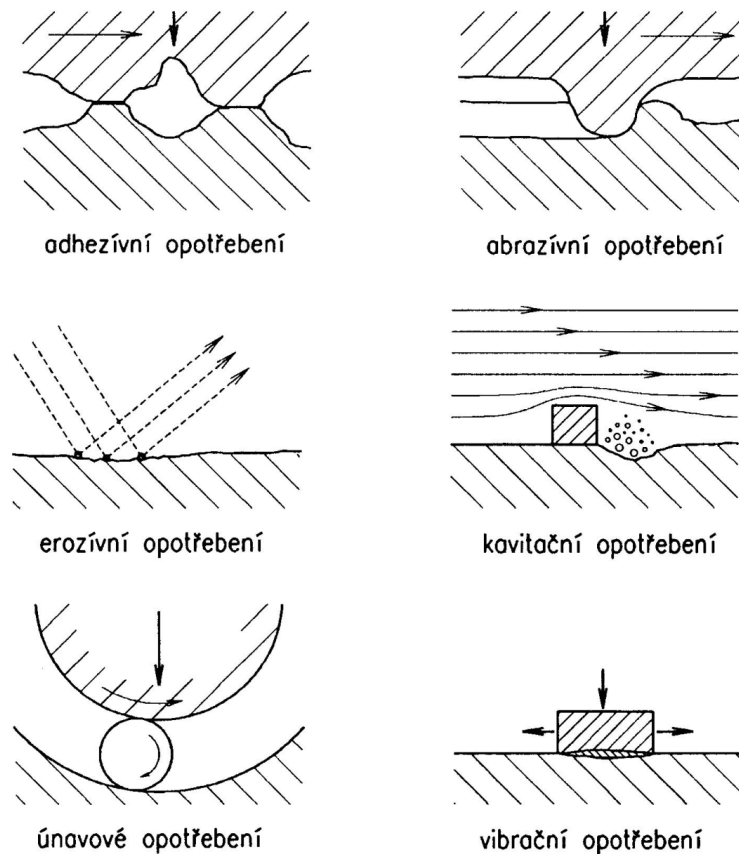
Opotřebení je charakterizováno oddělováním částic a poškozováním povrchu součástí v oblasti zanikání kavitačních bublin v kapalině. Při proudění kapaliny se v místech, kde její tlak poklesne pod tlak nasycených par při dané teplotě, tvoří malé kavitační dutiny - bubliny vyplněné parami. Pohyb kapaliny při zániku bubliny způsobuje hydrodynamické rázy, jimiž je namáhán povrch součásti v blízkosti, a je spojen s vytrháváním částic z povrchu.[6] viz **Obrázek 2.12 na následující straně**

2.2.5.5 Únavové opotřebení

Tento druh opotřebení vzniká při opakujícím se působení sil, které mění svou velikost. Nebo-li při časově proměnném namáhání povrchové vrstvy materiálu a dochází při něm ke vzniku a šíření trhlinek způsobených únavou materiálu. Trhlinky se šíří a spojují, až se postupně začnou uvolňovat částice, nastává křehký lom. Projevuje se vypadáváním povrchových částic a vznikem dolíčků či důlků. Tento jev označujeme jako dolíčkovité opotřebení, nebo-li "pitting".[6] viz **Obrázek 2.12 na následující straně**

2.2.5.6 Vibrační opotřebení

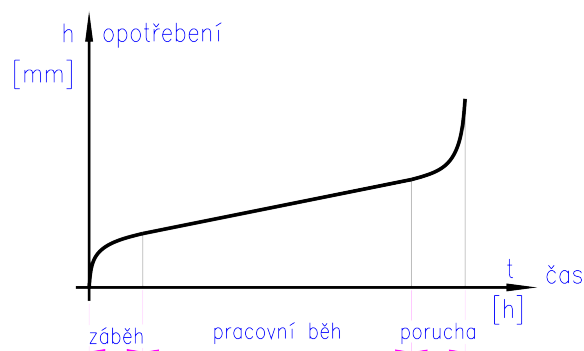
Tento druh opotřebení vzniká tam, kde při působení normálního zatížení dochází zároveň ke kmitavým tečným pružným deformacím nebo tečným posuvům s malou amplitudou. Vibračním opotřebením vznikají částice, které svým vzhledem připomínají produkty koroze. Tyto částice působí silně abrazivně a jejich působením dochází i k poruchám velmi tvrdých povrchových vrstev.[6] viz **Obrázek 2.12 na následující straně**



Obrázek 2.12: Základní druhy opotřebení [6]

Obvykle v provozu dochází k různým kombinacím opotřebení. Podle druhu poškození, které z velké části převažuje, lze určit o jaký druh opotřebení se jedná.

Opotřebení lze vyjádřit jako velikost tloušťky odebrané vrstvy v určitém místě třecí plochy. Opotřebení při stálém zatížení a neměnicích se podmínkách narůstá s časem.[6] viz **Obrázek 2.13**.



Obrázek 2.13: Nárůst opotřebení s časem při stálých podmínkách

První fáze představuje průběh opotřebení při tzv. záběhu. Jedná se o prudký nárůst opotřebení v krátkém čase. Dochází k opotřebení některých mikronerovností a tím dosahujeme rovnovážné drsnosti povrchu.

Druhou fází je opotřebení během provozu stroje. Tento úsek je ustálený, tedy opotřebení se lineárně zvětšuje s časem. V této oblasti se snažíme setrvat co nejdéle, tzn.

omezit opotřebení na minimum. Snahou je docílení kapalného tření, kdy je opotřebení takřka nulové. V tomto případě může docházet k opotřebení pouze při rozběhu a doběhu stroje, kdy není docíleno kapalného tření. V případě použití hydrostatických ložisek lze zcela vyloučit opotřebení i při rozběhu a doběhu.

Poslední fází provozu ložiska je porucha. Opotřebení začíná progresivně narůstat. Progresivní nárůst nastane například, kdy vlivem provozu dojde k narušení tvrzené vrstvy kluzné plochy, nebo pokud nastává povrchová únava materiálu. Porucha se projevuje chvěním a hlukem, neboť vlivem nárůstu opotřebení dochází ke zvětšování vůlí.[6]

2.2.6 Maziva

Mazivo je vpravováno mezi kluzné plochy a mělo by mít schopnost vytvořit mezi povrchy souvislou mazací vrstvu s dobrou přilnavostí a malým vnitřním třením. Mělo by být chemicky stálé a nepůsobit korozivně na třecí plochy, ani ostatní součásti, například na pryžová těsnění.[6, 12]

Na trhu se nalézá velké množství maziv. Mají rozdílné vlastnosti, a to jak v době provozu (doba od prvního spuštění do výměny maziva), funkčních vlastnostech, ale také z hlediska ekonomie a ekologie.

Maziva se rozdělují na:

1. kapalná
2. plastická (mazací tuky)
3. tuhá
4. plynná

2.2.6.1 Kapalná maziva

Kapalná maziva jsou nejrozšířenější formou používaných maziv. Nejenže jsou určena k mazání, ale slouží i k odvodu tepla vzniklého třením.

Mezi kapalná maziva patří:

- chemicky jednoznačné látky - voda, glycerin
- homogenní směsi - rostlinné, minerální a syntetické mazací oleje
- kapalné disperze (rozptýlené částičky jedné, či více látek) - emulze (disperze minerálního oleje), suspenze (disperze pevných látek v kapalinách)

Vzhledem k chemické nestálosti nejsou užívány rostlinné oleje a tuky živočišného původu. Velká většina maziv jsou minerální oleje získané destilací, rafinací a odparafinováním ropy a jsou to homogenní směsi. Jejich vlastnosti jsou upravovány malým množstvím přísad. Pro obtížné podmínky, kde nelze

vystačit s minerálními oleji (vysoké teploty, agresivní prostředí), byly vyvinuty syntetické mazací oleje.[6]

Mezi nejznámější výrobce olejů patří SHELL, CASTROL, TOTAL či český výrobce PARAMO a další.

2.2.6.2 Plastická maziva

Plastická maziva (mazací tuky) jsou vyráběna smícháním a vařením mazacího oleje se zahušťovadlem. Zahušťovadly jsou mýdla, anorganické látky (bentonit, silikagel), organické polymery, pigmenty, uhlovodíky (vosky). Používáme je s výhodou v některých aplikacích, kde by použití mazacího oleje bylo značně nevýhodné.[6]

Plastická maziva je výhodné použít například:

- u těžko přístupných ložisek, kde je třeba zajistit mazání alespoň částečně na delší dobu
- v prašném, vlhkém nebo chemicky agresivním prostředí, kde plastické mazivo utěsní ložisko proti vnikání látek z okolí
- je-li třeba vyloučit odšťikování oleje, neboť olej by mohl znehodnotit výrobek, či narušit funkci jiné části zařízení
- při malých kluzných rychlostech a velkých teplotách a tlacích

Plastická maziva zůstávají na kluzných plochách stále a chrání kluzné plochy například před korozí. Obvykle se plastická maziva přivádějí do místa mazání po pravidelném, ale delším časovém intervalu. Avšak pro mazání přesných kluzných uložení při větších kluzných rychlostech se plastická maziva nepoužívají.[6]

2.2.6.3 Tuhá maziva

Tuhá maziva jsou používána jako složky plastických maziv nebo mazacích olejů, anebo jsou používána v podmínkách smíšeného tření, kde nelze použít kapalně nebo plastické mazivo. Tato situace nastává při velkých zatíženích kluzných kontaktů za vysokých teplot, ve velmi prašném prostředí.

Používaná maziva:

- anorganická - grafit, molybden, olovo, cín, atd.
- organická - teflon

Tuhá maziva mají vysokou tvrdost a smykovou pevnost s vysokou afinitou ke kovům. Snášejí vysoké teploty a nemění své vlastnosti s tlakem a teplotou. Problém nastává při odvodu tepla, který je nedostatečný.[6]

2.2.6.4 Plynná maziva

Plynná maziva se užívají pro mazání hřídelů s vysokou rychlostí otáčení, při malých zatíženích. Využívají se například tam, kde je nepřípustné použití maziva z důvodu ekologie - zubní vrtačka. Mazání plynem se též může použít u mazání čerpadel, kompresorů či vývěvy. Použití plynného maziva vyžaduje vysokou přesnost a pečlivé provedení třecích uzlů a vysokou úroveň konstrukčního řešení. Vyžaduje také velmi dokonalé odloučení nečistot a použitého plynu (obvykle atmosférický vzduch).[6]

2.2.7 Výhody a nevýhody oproti valivým ložiskům

2.2.7.1 Výhody

- jednoduchost konstrukce a nižší cena → zejména u velkých průměrů
- schopnost tlumit rázy a snášet vibrace → téměř bezhlučný chod
- použití i při vysokých otáčkách
- možnost použití při vysokých teplotách
- některé materiály umožňují provoz ložiska bez mazání → samomazná ložiska
- menší vnější průměr
- snadná montáž s přesným uložením hřídele
- vyměnitelnost poškozených ložisek → oprava nebo výměna pánví či segmentů

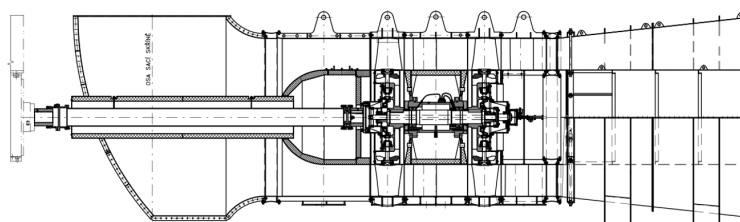
2.2.7.2 Nevýhody

- nutná přesná výroba a dodržení tolerancí
- větší ztráty třením → ke tření dochází na větší ploše
- vyšší opotřebení čepů a ložisek při jejich vzájemném dotyku
- nároky na dostatečné a kvalitní mazání → náchylnější na zadření
- jsou méně vhodné pro přerušovaný chod → při rozběhu a doběhu mohou pracovat v oblasti suchého tření/mezného tření
- ve většině případů vyžadují záběh

Kapitola 3

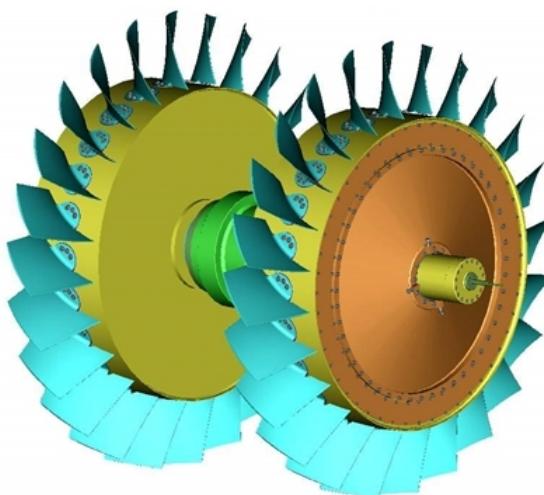
Volba ložiska pro axiální přetlakový dvoustupňový ventilátor

Návrh ložiskového uložení probíhá pro axiální přetlakový dvoustupňový ventilátor viz **Obrázek 3.1**.



Obrázek 3.1: Axiální dvoustupňový ventilátor [22]

Ventilátor je složen ze dvou oběžných kol, na kterých jsou po obvodu rozmístěny naklápěcí lopatky viz **Obrázek 3.2**.



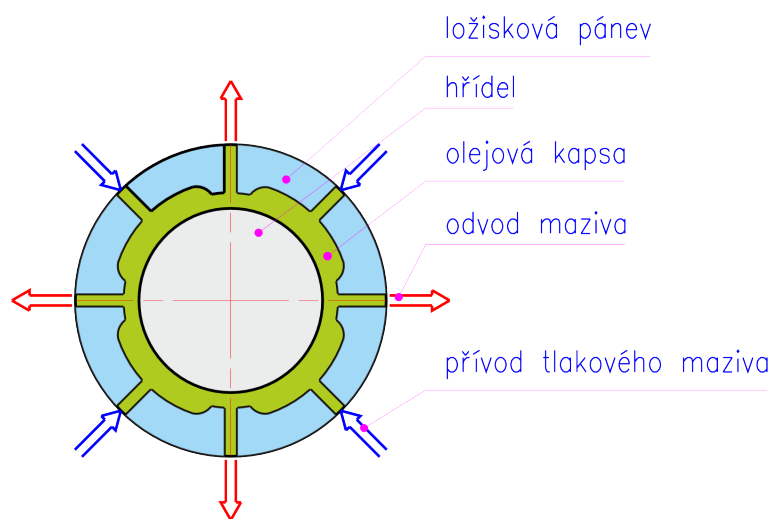
Obrázek 3.2: Rotor dvoustupňového axiálního ventilátoru [22]

Proudění média nastává v ose rotoru ventilátoru. Stator ventilátoru tvoří dělená skříň s difuzorem. Současné řešení konstrukce vyráběné firmou ZVVZ Milevsko využívá ulo-

žení pomocí ložisek s valivými elementy. Konkrétně dvě dvouřadá soudečková naklápěcí radiální ložiska a jedno axiální kuželíkové ložisko.

Axiální ventilátory se používají tam, kde je požadován velký průtok vzduchu (až $800 \text{ m}^3/\text{hod}$) bez vysokých nároků na dopravní tlak. U přetlakových ventilátorů je statický tlak za oběžným kolem (na výstupu) vyšší než před kolem (sací tlak). Objemové průtoky se pohybují v širokém pásmu hodnot a používají se nejčastěji pro větrací a klimatizační zařízení, ale i pro elektrárny a teplárny – dmýchání vzduchu do spalovacích komor parních kotlů, elektráren, tepláren, odsávání kouřových plynů i pro jiné průmyslové provozy. Difuzor umístěný na výstupu ventilátoru slouží k navýšení statického tlaku při poklesu tlaku dynamického.[21]

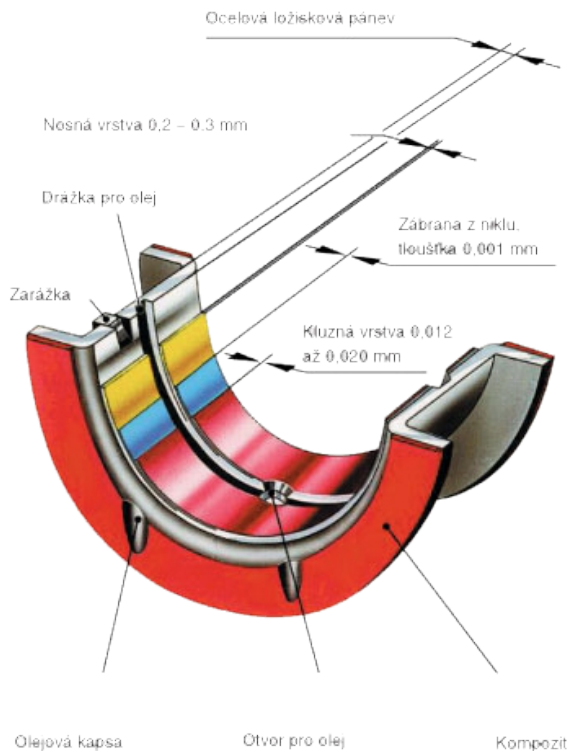
Vzhledem k rozměrům a přenášeným výkonům rotoru axiálního ventilátoru je nutné pro správný chod zařízení volit ložiska, kde nastává výhradně kapalinné tření. A to nejen při samotném chodu, ale hlavně i při rozběhu a doběhu stroje. Pro splnění těchto provozních podmínek je nutné volit hydrostatická ložiska, neboť hydrodynamická ložiska pracují v oblasti rozběhu a doběhu s mezním třením což je nepřijatelné. Dále hydrodynamická ložiska fungují pouze při vysokých obvodových rychlostech a těch není dosahováno. Mezní hodnota u hydrostatických ložisek by neměla překračovat hranici obvodové rychlosti $700 - 1000 \text{ m}/\text{min}$. Hydrostatická ložiska (dále HSL) jsou plně zatížitelná i při nulových otáčkách, což je zajištěno vnějším zdrojem tlakového média (hydraulický agregát).



Obrázek 3.3: Hydrostatické ložisko

Při zatížení hřídele se přesune jeho střed ve směru působení síly. Stoupá tak tlak na straně, kde je spára mezi hřídelem a pouzdrem užší. Na opačné straně naopak tlak klesá. Postupným roztáčením se hřídel dostává do středové polohy, kdy se mezery na obou stranách (mezi hřídelem a ložiskovou pávní) vyrovnávají. Dochází k centraci ložiska do středové polohy. I přes tuto excentricitu nedochází k dotyku mezi hřídelem a ložiskovou pávní, a to ani v klidové poloze či rozběhu a doběhu stroje. Protože u HSL nedochází k žádnému kontaktu hřídele a pouzdra viz **Obrázek 3.3**, nastává nulové opotřebení. Další výhodou těchto ložisek je jejich tichý chod, který zajišťuje olejová vrstva tlumící

kmitání. Při provozu nezáleží na smyslu kluzné rychlosti a ložiska jsou vhodná i pro častý rozběh a doběh. Oproti tomu vzniká potřeba hydraulického obvodu, který zvyšuje pořizovací náklady. HSL jsou konstrukčně složitá, jejich údržba je komplikovaná a vykazují poměrně vysokou poruchovost. Poruchu hydraulického systému lze demonstrovat dotykem hřídele a ložiskového pouzdra. Tento jev může nastat při výpadku dodávky tlakového oleje, kdy se z hydrostatického ložiska okamžitě stává hydrodynamické ložisko. Vlivem nedostatečné obvodové rychlosti čepu může dosednout hřídel na stěnu pouzdra, což vede ke kolizi systému.[9, 11, 12, 13]



Obrázek 3.4: Řez ložiskovou pánví - ložisko s několika pracovními plochami [12]

3.1 Druhy hydrostatických ložisek

3.1.1 S jedním čerpadlem a škracením

Tlaková kapalina je dodávána jedním čerpadlem do všech kapes (buňek, komor) přes škrtecí ventily. Vzhledem ke konstantnímu škracení každé z kapes se se změnou vnějšího zatížení mění velikost dodávaného množství kapaliny podle velikosti vůle mezi pouzdrem a čepem. Tudíž dochází k jisté excentricitě čepu.[11]

3.1.2 S více čerpadly

Plnicí čerpadlo dodává celkové množství tekutiny, zatímco odměrná čerpadla dodávají pro každou kapsu konstantní množství tlakové kapaliny. Tento princip vykazuje přibližně dvojnásobnou tuhost uložení oproti předchozímu. Nevýhodou je vyšší cena.[11]

3.1.3 Systém se škrčením závislým na zatížení

Jedno čerpadlo dodává tlakovou tekutinu do kapes s předřazenými škrticími ventily. Ty regulují průtok v závislosti na vnějším zatížení tak, že zvýšením tlaku v kapse účinkem vnějšího zatížení je způsobena deformace membrány. Tím je docíleno většího průtoku dodávané tekutiny. Tento systém vykazuje oproti předešlým nejvyšší tuhost. Je ovšem značně složitý, a tím i více poruchový.[11]

3.2 Vliv primárních veličin na výstupní veličiny hydrostatického ložiska

3.2.1 Průměr

Při zvětšujícím se průměru hydrostatického ložiska se zvětšuje účinná nosná plocha ložiska a tím také únosnost. Stoupá ovšem nárok na průtočné množství tekutiny, poněvadž se zvětšuje prostor pro výtok. Zvýšenou hmotnost hřídele lze redukovat hřídelí dutou.[11]

3.2.2 Délka

S větší délkou ložiska stoupá únosnost díky větší ploše, avšak zvětšuje se škrticí odpor. S délkou též roste třecí odpor ložiska, stejně jako i s průměrem, a tím vzrůstá oteplení a ztráty.[11]

3.2.3 Vůle

Vůle mezi čepem a pouzdrem (mezi styčnými plochami) určuje tuhost uložení tak, že s větší vůlí tuhost klesá. Zmenšením vůle se dále zvětšuje škrticí odpor, oteplení a s třetí mocninou se snižuje potřebné průtočné množství nosné tekutiny.[11]

3.2.4 Hloubka hydrostatických kapes

Kapsy jsou zapotřebí zejména v případě dosednutí hřídele na povrch pouzdra (styčných ploch), aby byl umožněn přítok média a jeho působení na co největší plochu. Není tedy nutné kapsy konstruovat příliš hluboké, spíše naopak. Kapsy slouží též jako zásobárna oleje během provozu. Možnost udržení většího množství maziva může vést ke snížení ztrát třením v ložisku.[6, 11]

3.2.5 Plocha hydrostatických kapes

Podle Pascalova zákona se únosnost ložiska zvyšuje se zvyšujícím se obsahem hydrostatických kapes (nárůst styčné plochy). Zároveň se však zmenšuje škrticí plocha, tím se zvyšuje tlak mezi čepem a pávní (mezi styčnými plochami) při jejich dosednutí v klidovém stavu a tím se zvyšují nároky na mechanické vlastnosti materiálu styčných ploch.[11]

3.2.6 Tvar hydrostatických kapes

Tvar hydrostatických kapes není přesně určen. Hydrostatické kapsy mohou mít jakýkoliv tvar. Nejčastěji se ale pro radiální ložiska používají obdélníkové hydrostatické kapsy (v rozvinutém stavu). Pro axiální ložiska to jsou kruhové nebo mezi-kruhové výseče.[11]

3.2.7 Tlak

Tlak je jednou z rozhodujících veličin v konstrukci HSL. Změnou velikosti celkového tlaku můžeme docílit většího předeprnutí ložiska, a tím též ovlivňovat tuhost soustavy tlumení. Při použití vhodných reduktorů ke každé z kapes se ložisko stává do jisté míry "samostředícím". Řízenou změnou tlaku v jednotlivých kapsách pak můžeme docílit minimální excentricity a optimálního chodu ložiska.[11]

3.2.8 Tlakový spád

Tlakový spád (výtok z kapsy do okolí je doprovázen poklesem tlaku, který je vyjádřen jako tlakový spád) má vliv na tuhost ložiska. Axiální tlakový spád podporuje tuhost významněji, než radiální tlakový spád, a proto by konstrukce HSL mělo co nejvíce podporovat axiální výtok tlakového oleje, resp. spirálový tlak s co největším stoupáním. [11]

3.2.9 Viskozita média

Viskozitě oleje odpovídá smykové tření v kapalině a tím též oteplování ložiska při rotaci. S rostoucí teplotou klesá viskozita a na dosažení vyrovnané tepelné bilance je zapotřebí větší množství oleje. Pro větší průtočné množství ložiskem, vyžaduje situace zvětšení ložiskové vůle pro umožnění většího odtoku oleje.[11]

3.2.10 Otáčky

Dle V. Borského tuhost ložiska prakticky nezávisí na otáčkách ložiska. Pokud vezmeme v úvahu tlakový spád, dochází se zvyšujícími se otáčkami ke zvyšování obvodové rychlosti tlakového oleje a tím ke snižování tuhosti hydrostatického ložiska.[11]

3.2.11 Zatížení ložiska

Konstrukce ložiska se přizpůsobuje charakteru jeho zatížení. Pro axiální, radiální nebo kombinované druhy zatížení volíme odpovídající typ ložiska.[11]

Kapitola 4

Dodavatelé kluzných ložisek

Požadavkem firmy ZVVZ Milevsko je, že kluzná ložiska má dodávat externí firma, která se zabývá výrobou hydrostatických ložisek. Dalším požadavkem je, aby dodavatelská firma působila na území EU.

Výrobce SKF - zastoupení v ČR

Hydrostatická ložiska SKF pracují při stálé dodávce tlakového oleje a přenášejí vysoká zatížení. Mezi přednosti vyráběných ložisek SKF jsou jejich neomezené nosné průměry. Ložiska SKF jsou používány například v mlecích mlýnech, pecích a v cementárnách.

Firma SKF navíc poskytuje programy zakázkových oprav a údržby v oblasti hydrostatických ložisek a jejich aplikací. Odborní technici SKF provádějí roční kontroly v místě použití ložisek podle připraveného kontrolního listu. Výsledky kontroly jsou následně analyzovány a je připraven akční plán určující, která část instalace musí být vyměněna, upravena, repasována nebo renovována.[14]

Výrobce GTW BEARINGS s.r.o. - ČR

GTW se specializuje na vývoj, konstrukci a výrobu kluzných kompozitových ložisek. V jejich portfoliu je i výroba hydrodynamických ložisek, konkrétně hydrodynamických ložisek s hydrostatickým nadzvedáváním. Toto nadzvedávání je však aktivní pouze při rozběhu a doběhu stroje. Například turbíny či vertikální mlýny. Ve výjimečných případech je hydrostatické nadzvedávání zapnuto stále (vertikální mlýn s vyšším axiálním zatížením). Ložiska vyráběné společností GTW jsou aplikovány v turbínách, mlýnech, převodovkách či generátorech. Mezi odběratele patří například SEW eurodrive, Siemens, Škoda Transportation či Wikov.

Výrobce ZOLLERN GmbH & Co. KG - Německo

Společnost Zollern se zabývá výrobou pohonů (ozubená kola, navijáky, automatizace, atd.), technologií odlévání a kování, výrobou ocelových profilů a v neposlední řadě výrobu kluzných, hydrostatických, hydrodynamických a aerostatických ložisek v samostatné

divizi. Mimo samotných hydrostatických ložisek poskytuje společnost Zollern také příslušenství, jako jsou zásobníky a chladiče oleje, sledování komponent a uvedení zařízení do provozu na místě zákazníka.

Výrobce Hyprostatik Schönfeld GmbH - Německo

Hyprostatik je společnost zabývající se hydraulickými technologiemi jako jsou regulátory průtoku, hydrostatické vodící šrouby a hydrostatická ložiska pro vřetena. Společnost se zaměřuje zejména na aplikace svých výrobků v oblasti obráběcích strojů.

Výrobce Rückle GmbH Werkzeugfabrik - Německo

Výrobce RÜCKLE, stejně jako Hyprostatik se zabývá konstrukcí hydrostatických ložisek pro průmysl obráběcích strojů. Ložiska umožňují nejvyšší přesnost výroby těžkých komponent a dlouhou životnost nástroje. Vyznačují se kontinuální útlumem a nízkým třením.

Kapitola 5

Návrhové programy kluzných ložisek

Většina firem, které vyrábějí hydrostatická a hydrodynamická ložiska, má svůj vlastní software na návrh a výpočet těchto ložisek. Tyto programy nejsou volně dostupné. Specializované firmy si od zákazníků vyžádají provozní zatížení ložisek a na základě těchto údajů provedou návrh. K zákazníkovi se poté dostane výsledný produkt.

Firma SKF nabízí volně dostupný "SKF Bearing Calculator", tento kalkulátor je ovšem zaměřen pouze na výpočet valivých ložisek.

Společnost Zollern má na svých stránkách [17] k dispozici výpočtový program na stojanová kluzná ložiska a kluzná pouzdra. Program vychází z podmínek DIN 31652. Výpočty jsou prováděny metodou aproximace. Výpočtový program předpokládá laminární proudění maziva uvnitř ložiska, ale zároveň kontroluje, zda nebylo překročeno kritické Reynoldsovo číslo. Jedná se pouze o informativní údaje navržených ložisek. Tyto hodnoty slouží pro první návrh (tzv. "náštel") rozměrů, tloušťky mazací vrstvy, či volby hydraulického agregátu. Výpočet prováděný v internetové verzi Prolia nenahrazuje plnohodnotný výpočet a hodnocení tribologických parametrů. Zollern si tím chrání své know-how při návrhu ložisek.

Další výpočtový software je od firmy Hexagon - Mechanical Engineering Software, LG2 [18]. Jedná se o program, který navrhuje hydrodynamická kluzná ložiska, patní ložiska a válečková ložiska dle DIN 31652 a DIN 51563. Po zadání hodnot zatížení program LG2 může vypočítat minimální a maximální hodnoty průměru ložiska, zvolit vhodné mazivo, jeho množství atd. Nejedná se o volně šiřitelný program, ale je možné zdarma vyzkoušet demo verzi toho programu.

Kalkulátor zabývající se výpočtem hydrostatických ložisek je volně dostupný na internetových stránkách tribologie - abc viz [19]. Výpočty jsou nadstavbou odborné literatury "Design for lifetime performance and reliability" (Konstruování pro dlouhou životnost a spolehlivost), která se zabývá konstrukčními postupy, optimalizací výkonu systému a jeho spolehlivostí, únavovou pevností a tribologickými jevy.

Software pro strojní konstruování, analýzu a řešení problémů se nazývá ARMD od ARLA Maschinentchnik GmbH. Speciální balíček VPMD pak obsahuje kompletní analýzu výkonu hydrodynamických, hydrostatických, kuželových a axiálních ložisek. Při vý-

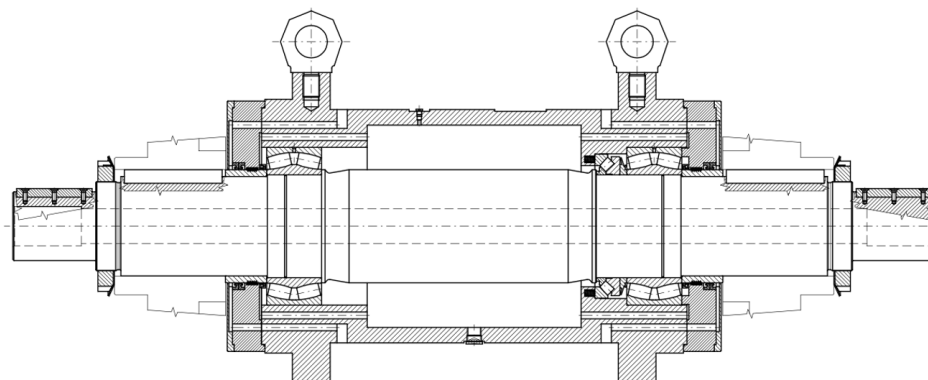
počtech se zohledňuje působení laminárního nebo turbulentního proudění maziva. Dále výpočet uvažuje účinky: kavitace, vychýlení hřídele, tlakových kapes nebo drážek, odvodů maziva atd. Opět se nejedná o volně šiřitelný program, ale je možné zdarma vyzkoušet demo verzi toho programu. [20]

Kapitola 6

Pevnostní kontrola hřídele

Před návrhem kluzných ložisek je potřeba překontrolovat stávající řešení hřídele dvoustupňového axiálního ventilátoru. Pro použitelnost kluzných ložisek je nutné dodržet průhyby a naklonění hřídele dle normy DIN 31699. Tato norma určuje tvar, tolerance polohy, drsnosti hřídelí, límců a axiálních manžet v oblasti kluzných ložisek. Platí pro radiální i axiální kluzná ložiska nebo kombinaci obojího v horizontální a vertikální poloze.

Detailním pohledem na původní ložiskové uložení axiálního dvoustupňového ventilátoru s valivými ložisky z **Kapitoly 3 na straně 27**, jsou patrné složité tvarové plochy, osazení, zápichy, atd. Řez původním řešením uveden na **Obrázku 6.1**.



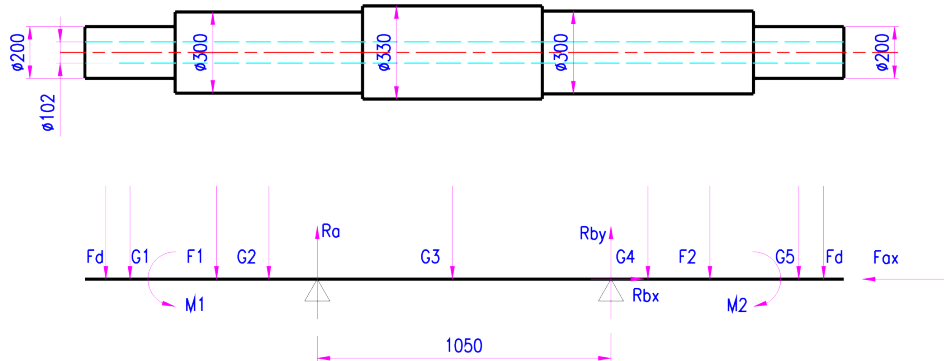
Obrázek 6.1: Původní ložiskové uložení axiálního dvoustupňového ventilátoru s valivými ložisky[22]

Pro výpočet je nutné mechanický model hřídele zjednodušit. Jak tvarově, tak včetně zatížení, která mají ve skutečnosti působiště mimo hřídel (spojka, spojovací čepy, síly od táhla naklápění lopatek, atd.). Tyto zatížení byla nahrazena odpovídajícími momenty a silami. Zjednodušený model hřídele viz **Obrázek 6.2 na následující straně**.

6.1 Stávající řešení

Pevnostní kontrola byla provedena ve studentské licenci softwaru Abaqus 6.13. Pro zjednodušení výpočtu byla úloha převedena na 1D případ. Tedy jednoduchý nosník na dvou

podporách zatížený příslušným zatížením viz **Obrázek 6.2**.



Obrázek 6.2: Schéma hřídele dvoustupňového axiálního ventilátoru

Vzhledem k rozměrům hřídele je ve výpočtu zahrnuta vlastní tíha tělesa a interakce uložení simulující styk hřídele s ložiskem (coupling).

Při síťování tělesa byla nastavena globální velikost elementů na 1 mm (Seed Part Instance). Dále typ použitých elementů jako lineární, dvouuzlové beam elementy B31 (pomocí Assign Element Type).

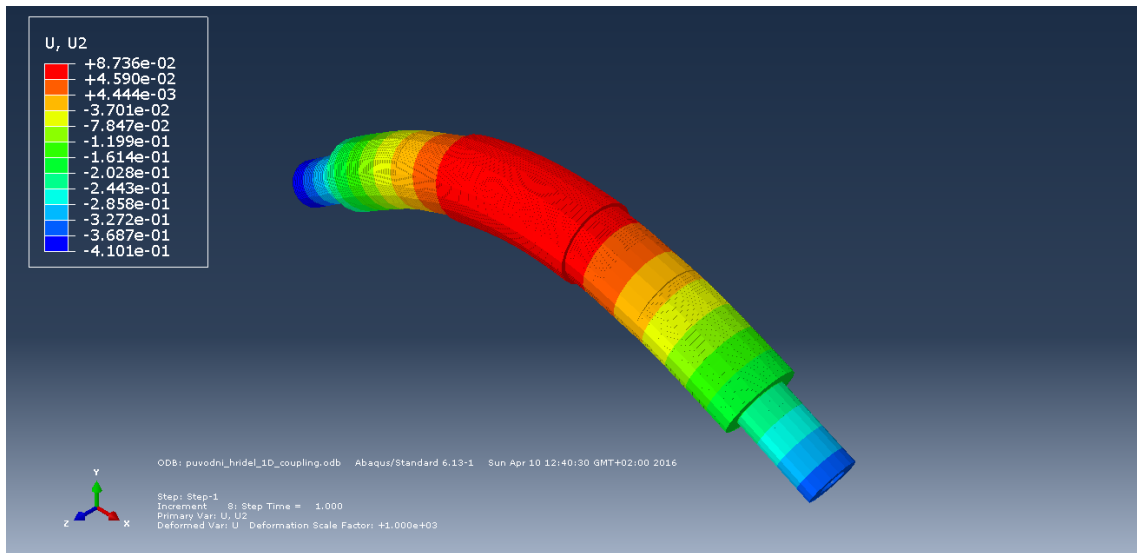
6.1.1 Výsledky

Pro ověření platnosti výsledků z metody konečných prvků (MKP), byl proveden analytický výpočet reakcí v ložiscích (skript na výpočet v programu Matlab R2014a viz **Příloha A**). Při porovnání výsledků obou metod plyne shoda cca 99,5 %, což při zjednodušeném modelu úlohy lze považovat za dostatečně přesné.

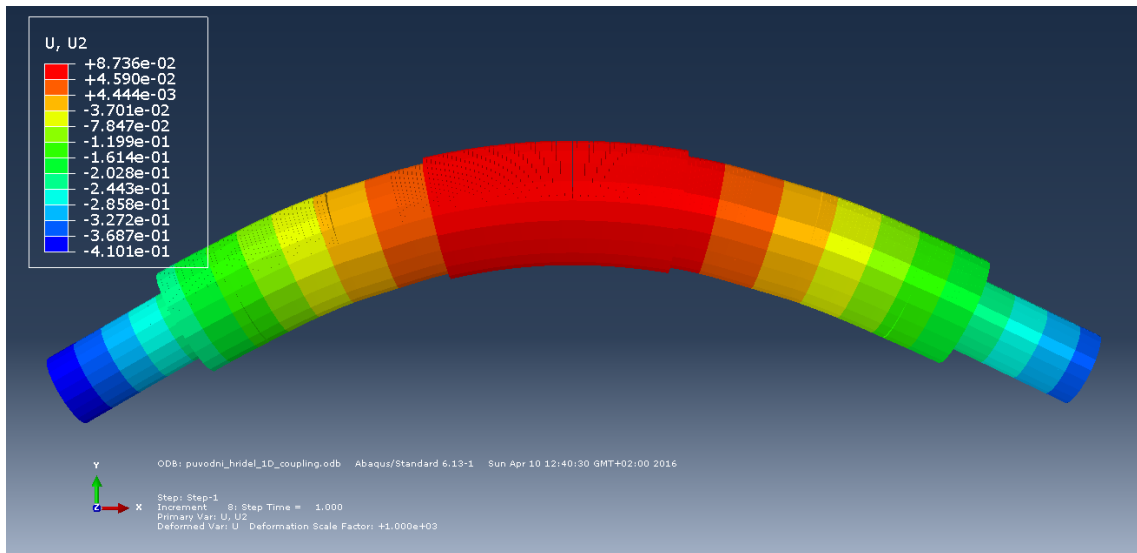
Metoda	Reakce A	Reakce B	Axiální síla
Analytická	116,93 kN	74,64 kN	53 kN
MKP	116,9 kN	74,64 kN	/

Tabulka 6.1: Porovnání výsledků - analytické řešení - MKP

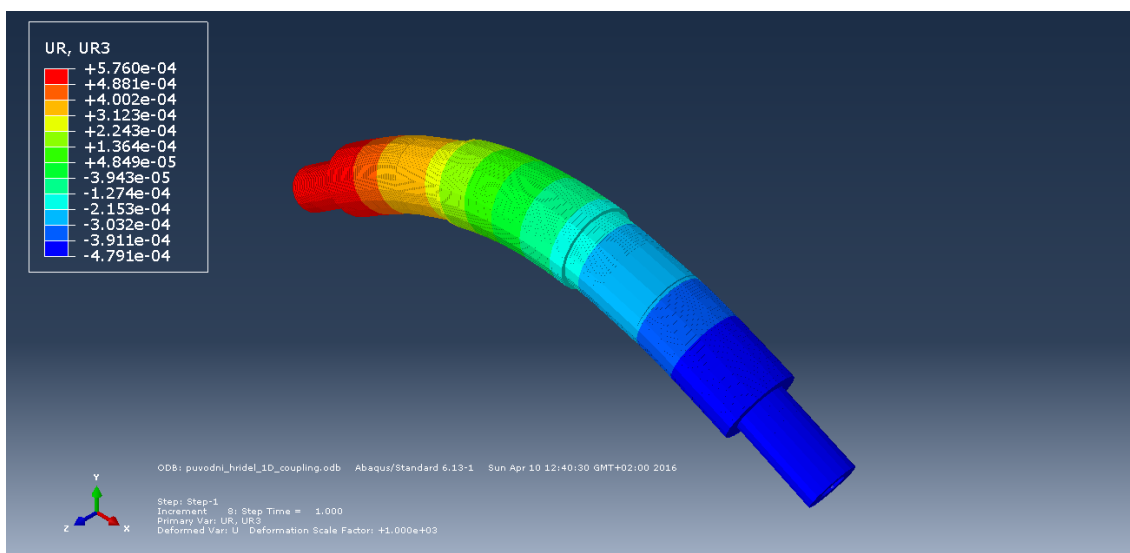
Na následujících snímcích viz **Obrázek 6.3**, **6.4**, **6.5**, **6.6** je znázorněn průběh deformace stávajícího řešení. **U2** udává velikost průhybu hřídele v "y-ovém" směru v **mm**. **U3** udává naklonění hřídele v **radiánech** kolem osy "Z", dle souřadného systému uvedeného na snímcích.



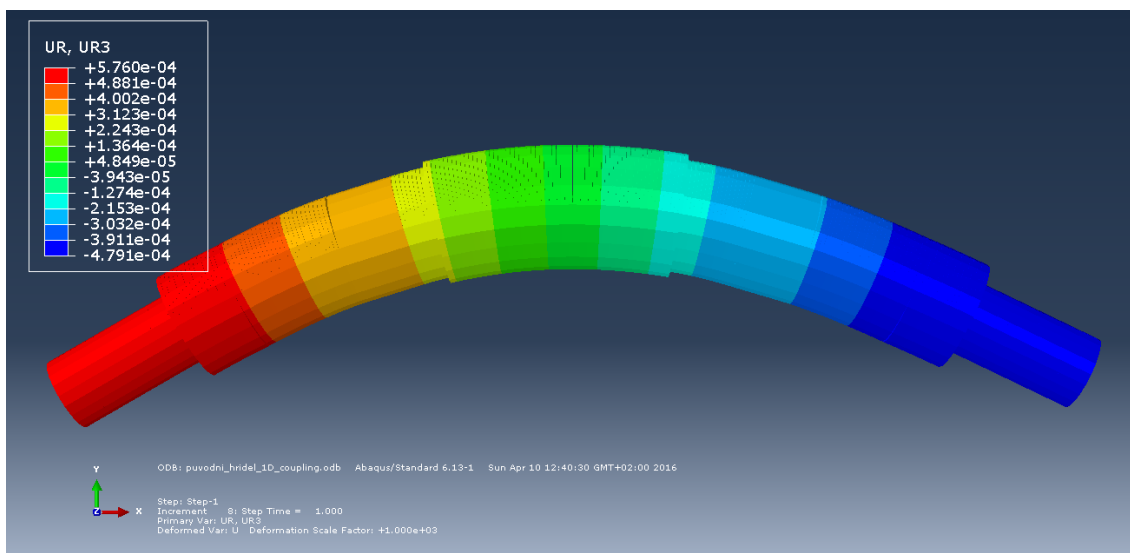
Obrázek 6.3: MKP model - průhyb hřídele



Obrázek 6.4: MKP model - průhyb hřídele - rovina XY



Obrázek 6.5: MKP model - naklopení hřídele



Obrázek 6.6: MKP model - naklopení hřídele - rovina XY

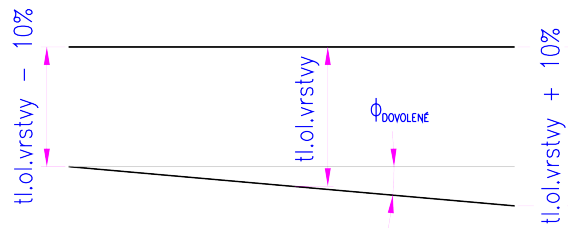
Deformované tvary jsou zobrazeny v měřítku s 1000 násobnou deformací.

6.1.2 Vyhodnocení dat

Pro použitelnost hydrostatických kluzných ložisek je nutné dodržet dovolené průhyby a naklopení hřídele v místech uložení. Vzhledem k tloušťce olejového filmu 15 - 30 (50) μm není dovolené naklopení hřídele příliš vysoké.

Z informací poskytnutých panem Ing. Eduardem Stachem z ústavu výrobních strojů a zařízení (U12135) plyne, že je možné pro vyhodnocení dat sestavit výpočetní model na základě Reynoldsovy rovnice a počítat proudění uvnitř kapsy při uvažování naklopení vodící plochy - sledovat pokles tlaku (únosnosti) v porovnání s "rovnoběžným" stavem. Nebo pro jednoduchost vyhodnocení naklopení vycházet z poznatků a zkušeností.

Tzn. dodržet nepsané pravidlo, které praví, že naklonění (rozdíl posunutí uzlů na protilehlých stranách HS kapsy) by nemělo přesáhnout 10 % tloušťky olejového filmu.



Obrázek 6.7: Pravidlo 10% tloušťky olejové vrstvy

Z MKP výpočtu je patrné naklonění v reakci A = φ_A a reakci B = φ_B viz **Tabulka 6.2**.

Naklonění	[rad]	[°]
φ_A	$3,123 \cdot 10^{-4}$	0°1'4,42"
φ_B	$-2,963 \cdot 10^{-4}$	-0°1'1,12"

Tabulka 6.2: Naklonění hřídele v místě uložení

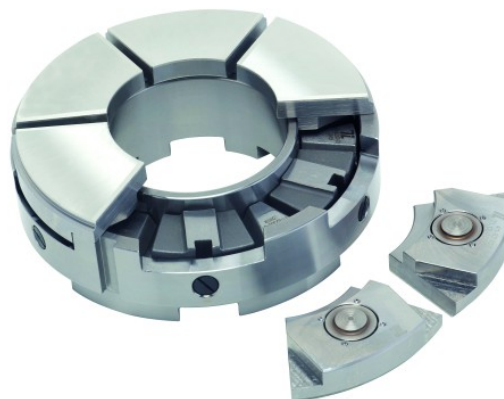
Pokud budeme uvažovat nepsané pravidlo 10 %, tak pro tloušťku olejového filmu 15 - 30 μm vychází dovolené hodnoty naklonění hřídele (pro šířku HS kapsy = 225 mm) φ_{MAX} viz **Tabulka 6.3**.

Tloušťka olejové vrstvy \ Naklonění	[rad]	[°]
15 μm	$1,33 \cdot 10^{-5}$	0°0'2,75"
30 μm	$2,667 \cdot 10^{-5}$	0°0'5,5"

Tabulka 6.3: Dovolené hodnoty naklonění hřídele pro šířku HS kapsy = 225 mm

Z toho plyne, že současné řešení hřídele nesplňuje požadavky pro použití kluzných hydrostatických ložisek a je nutný konstrukční zásah.

Ideálním případem pro použitelnost hydrostatických ložisek je absolutně tuhý hřídel, což je v praxi obtížně dosažitelné. Proto, pokud je známo, že hřídel bude nakloněný (nebo prohnutý), volí se buď tzv. samovyrovnávací konstrukce "self-equalized" (pro hydrodynamická ložiska s hydrostatickým přizvedáváním).

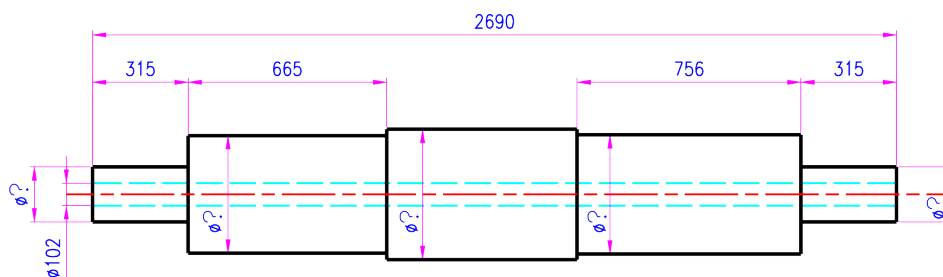


Obrázek 6.8: Samovyrovnávací konstrukce Self-equalized [23]

Případně je konstrukce ložiska upravena tak, že má ložisko na vnější ploše kouli. Další variantou může být ložisko, které má na vnějším obvodu tzv. kameny se sadou podkládacích plechů s různou tloušťkou (od 0,04 mm do 0,3 mm). Tyto plechy se odeberou zpoza jednoho kamenu a dají pod druhý, který je o 180° pootočený (tak, aby se zachoval vnější průměr ložiska). Nutno si uvědomit, že tyto konstrukční úpravy ložisek eliminují pouze drobné výchylky naklonění, a není je proto vhodné upřednostňovat před konstrukční úpravou hřídele!¹

6.2 Optimalizace stávajícího řešení

Současné řešení používané firmou ZVVZ Milevsko využívá odstupňovaného hřídele s vrtáním viz **Obrázek 6.2 na straně 37**. Vzhledem k průchodu ovládacích prvků (středem rotoru) pro natáčení lopatek dvoustupňového axiální ventilátoru, je nepřipustné zmenšování průměru vrtání hřídele. Proto pro použitelnost hydrostatických ložisek, byl hřídel optimalizován zvětšením průměru hřídele v místech uložení při zachování stávajících délkových rozměrů viz **Obrázek 6.9**.

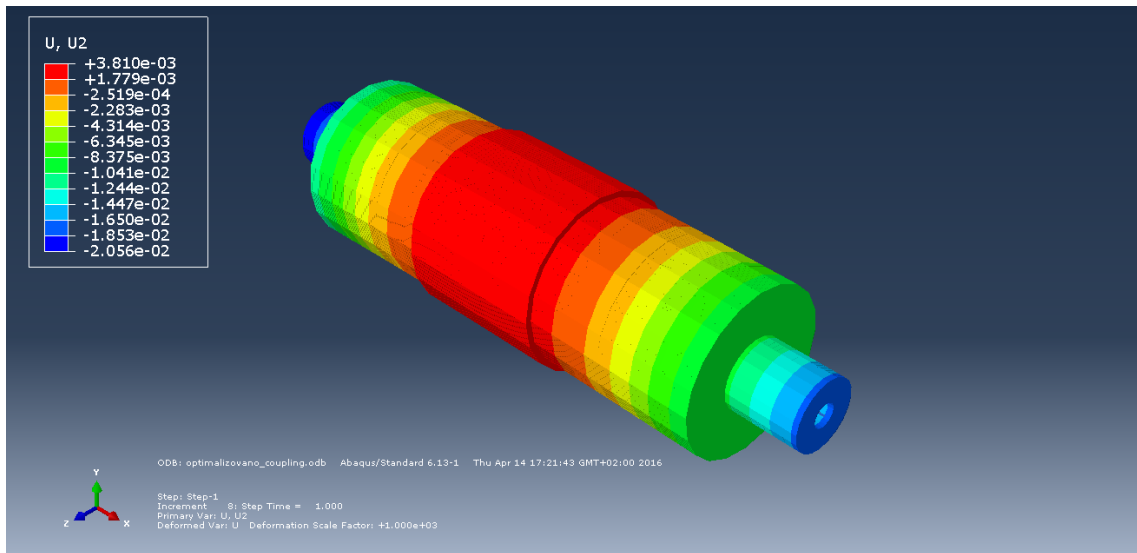


Obrázek 6.9: Schéma hřídele dvoustupňového axiálního ventilátoru - optimalizováno

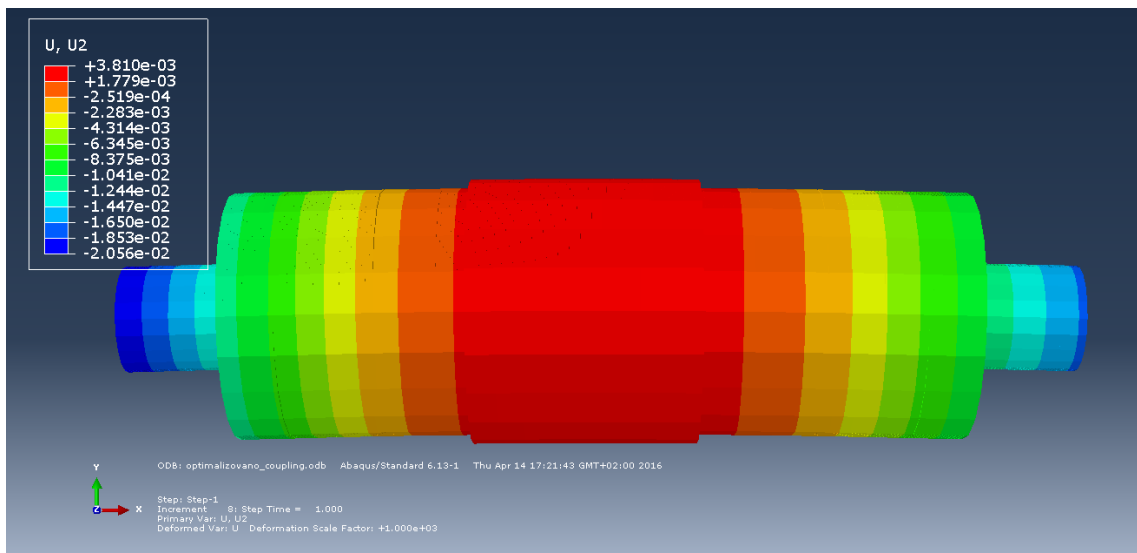
6.2.1 Výsledky

Pevnostní výpočet optimalizovaného hřídele byl proveden metodou MKP. Výsledky průhybů a naklonění viz **Obrázky 6.10, 6.11, 6.12, 6.13**. Obdobně jako v **Kapitole 6.1 U2** udává velikost průhybu hřídele v "**y-ovém**" směru v **mm**. **U3** udává naklonění hřídele v **radiánech** kolem osy "**Z**", dle souřadného systému uvedeného na snímcích.

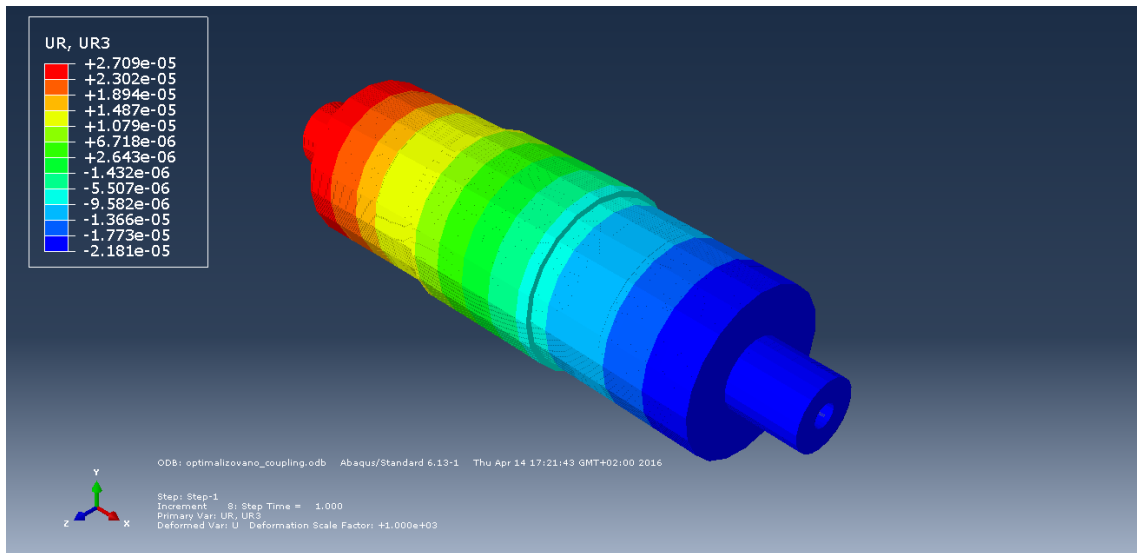
1



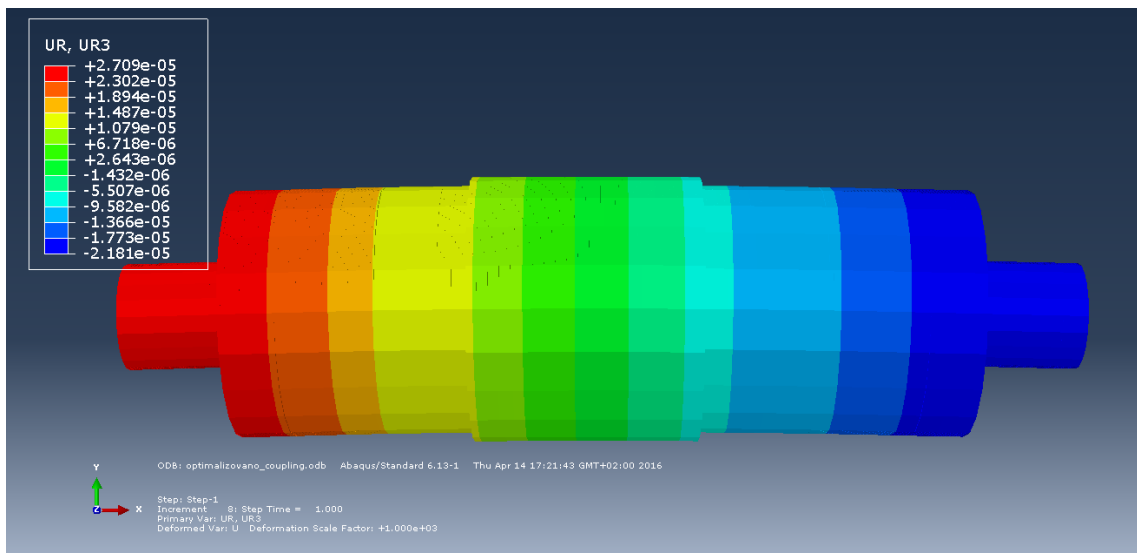
Obrázek 6.10: MKP model - průhyb hřídele - optimalizovaný



Obrázek 6.11: MKP model - průhyb hřídele - rovina XY - optimalizovaný



Obrázek 6.12: MKP model - naklonění hřídele - optimalizovaný



Obrázek 6.13: MKP model - naklonění hřídele - rovina XY - optimalizovaný

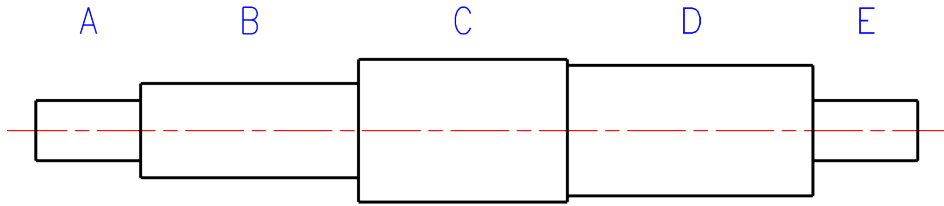
Deformované tvary jsou zobrazeny v měřítku s 1000 násobnou deformací.

6.2.2 Vyhodnocení dat

Z poznatků firmy GTW BEARINGS s.r.o. o konstrukci hydrostatických a hydrodynamických ložisek plyne, že poměr šířky ložiska l / průměru hřídele d je přibližně roven $\frac{3}{4}$. Vyhodnocení dat proběhlo nepsaným pravidlem 10 %. Výsledky jsou uvedeny v **Tabulce 6.4 a 6.5 na následující straně.**²

²

d průměr hřídele, l šířka HS kapsy, h tloušťka olejového filmu, φ naklonění hřídele v místě uložení, φ_{MAX} maximální dovolené naklonění hřídele v závislosti na šířce l



Obrázek 6.14: Schéma osazení hřídele

Osazení A	Osazení B					Osazení C
d_A	d_B	l_B	ϕ_B	h_B	ϕ_{MAX-B}	d_C
[mm]	[mm]	[mm]	[rad]	[μm]	[rad]	[mm]
400	450	340	$7,74 \cdot 10^{-5}$	30	$1,76 \cdot 10^{-5}$	480
450	500	375	$4,9 \cdot 10^{-5}$	30	$1,6 \cdot 10^{-5}$	550
500	550	415	$3,53 \cdot 10^{-5}$	30	$1,44 \cdot 10^{-5}$	600
600	650	490	$2,01 \cdot 10^{-5}$	30	$1,22 \cdot 10^{-5}$	700
650	700	525	$1,57 \cdot 10^{-5}$	30	$1,14 \cdot 10^{-5}$	750
750	800	600	$1,01 \cdot 10^{-5}$	30	$1 \cdot 10^{-5}$	850
700	820	615	$9,75 \cdot 10^{-6}$	30	$9,75 \cdot 10^{-6}$	850
600	820	615	$9,52 \cdot 10^{-6}$	30	$9,75 \cdot 10^{-6}$	850

Tabulka 6.4: Výsledky optimalizace - osazení A, B, C

Osazení D					Osazení E
d_D	l_D	$ \phi_D $	h_D	ϕ_{MAX-D}	d_E
[mm]	[mm]	[rad]	[μm]	[rad]	[mm]
450	340	$7,11 \cdot 10^{-5}$	30	$1,76 \cdot 10^{-5}$	400
500	375	$4,52 \cdot 10^{-5}$	30	$1,6 \cdot 10^{-5}$	450
550	415	$3,21 \cdot 10^{-5}$	30	$1,44 \cdot 10^{-5}$	500
650	490	$1,79 \cdot 10^{-5}$	30	$1,22 \cdot 10^{-5}$	600
700	525	$1,38 \cdot 10^{-5}$	30	$1,14 \cdot 10^{-5}$	650
800	600	$8,6 \cdot 10^{-6}$	30	$1 \cdot 10^{-5}$	750
800	600	$8,48 \cdot 10^{-6}$	30	$1 \cdot 10^{-5}$	700
800	600	$8,24 \cdot 10^{-6}$	30	$1 \cdot 10^{-5}$	600

Tabulka 6.5: Výsledky optimalizace - osazení D a E

Výpis zvolené varianty uveden v **Tabulce 6.6**.

Osazení A	Osazení B			Osazení C	Osazení D			Osazení E
d_A	d_B	l_B	h_B	d_C	d_D	l_D	h_D	d_E
[mm]	[mm]	[mm]	[μm]	[mm]	[mm]	[mm]	[μm]	[mm]
600	820	615	30	850	800	600	30	600

Tabulka 6.6: Výsledky optimalizace - zvolená varianta

Vzhledem ke značné teoretické šířce obou ložisek (615 mm a 600 mm), je nutné překontrolovat hodnoty naklonění hřídele po celé šířce ložiska. Pro ložisko v místě osazení **B** (reakce R_a) jsou hodnoty uvedeny v **Tabulce 6.7**. Pro ložisko v místě osazení **D** (reakce R_b) viz **Tabulka 6.8**.

Ložisko v místě osazení B		
l_B	[mm]	615
ϕ_B pro $l = 0$	[rad]	$1,35 \cdot 10^{-5}$
ϕ_B pro $l = l_B/2$	[rad]	$9,52 \cdot 10^{-6}$
ϕ_B pro $l = l_B$	[rad]	$4,56 \cdot 10^{-6}$
ϕ_{MAX-B}	[rad]	$9,75 \cdot 10^{-6}$

Tabulka 6.7: Hodnoty naklonění hřídele v místě osazení B

Ložisko v místě osazení D		
l_D	[mm]	600
ϕ_D pro $l = 0$	[rad]	$3,61 \cdot 10^{-6}$
ϕ_D pro $l = l_D/2$	[rad]	$8,24 \cdot 10^{-6}$
ϕ_D pro $l = l_D$	[rad]	$1,14 \cdot 10^{-5}$
ϕ_{MAX-D}	[rad]	$1 \cdot 10^{-5}$

Tabulka 6.8: Hodnoty naklonění hřídele v místě osazení D

Z výsledků je patrné, že hodnoty naklonění hřídele pro ložisko v místě **B**, ve vzdálenosti $l = 0$, nevyhovují dovoleným hodnotám naklonění hřídele. Z uložení ložiska v místě **D** taktéž vyplývá, že pro hodnoty naklonění hřídele ve vzdálenosti $l = l_D$ nejsou splněny podmínky použitelnosti hydrostatických ložisek. Je tedy nutná další optimalizace průměru hřídele.

Pro další optimalizaci byla zvolena dle doporučení krajní tloušťka olejového filmu 50 μm . Výsledky optimalizace jsou uvedeny v **Tabulce 6.9** a průběhy naklonění po celé délce ložiska v **Tabulce 6.10** a **6.11**.

Osazení A	Osazení B			Osazení C	Osazení D			Osazení E
d_A	d_B	l_B	h_B	d_C	d_D	l_D	h_D	d_E
[mm]	[mm]	[mm]	[μm]	[mm]	[mm]	[mm]	[μm]	[mm]
300	750	565	50	800	700	525	50	300

Tabulka 6.9: Výsledky nové optimalizace - zvolená varianta

Ložisko v místě osazení B		
l_B	[mm]	565
ϕ_B pro $l = 0$	[rad]	$1,66 \cdot 10^{-5}$
ϕ_B pro $l = l_B/2$	[rad]	$1,174 \cdot 10^{-5}$
ϕ_B pro $l = l_B$	[rad]	$6,05 \cdot 10^{-6}$
ϕ_{MAX-B}	[rad]	$1,76 \cdot 10^{-5}$

Tabulka 6.10: Hodnoty naklonění hřídele v místě osazení B - nová optimalizace

Ložisko v místě osazení D		
l_D	[mm]	525
ϕ_D pro $l = 0$	[rad]	$4,93 \cdot 10^{-6}$
ϕ_D pro $l = l_D/2$	[rad]	$1,094 \cdot 10^{-5}$
ϕ_D pro $l = l_D$	[rad]	$1,523 \cdot 10^{-5}$
ϕ_{MAX-D}	[rad]	$1,9 \cdot 10^{-5}$

Tabulka 6.11: Hodnoty naklopení hřídele v místě osazení D - nová optimalizace

Kapitola 7

Návrh hydrodynamických ložisek

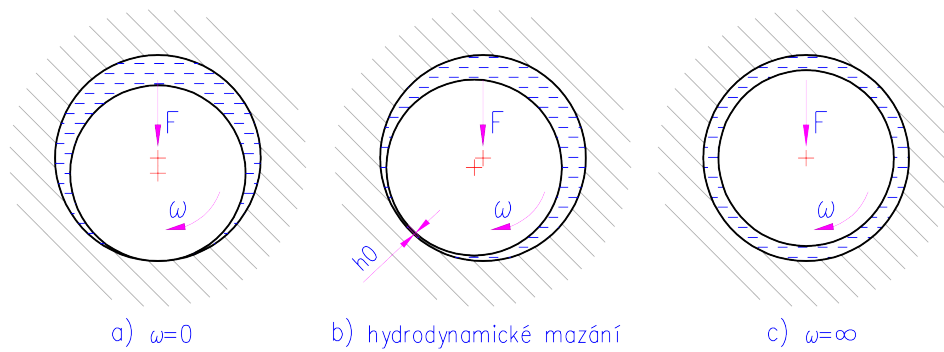
Optimalizací stávající řešení se ukázalo, že nová varianta hřídele nespĺňuje podmínky pro použití hydrostatických ložisek. Jak bylo zmiňováno v **Kapitole 3 na straně 27**, hydrostatická ložiska mohou pracovat v oblastech 700 - 1000 ot/min. Tyto otáčky, při současných provozních podmínkách (750 ot/min), odpovídají maximálnímu průměru hřídele **424 mm**. Před samotným návrhem ložiska zde bude probrána nutná teorie k návrhu těchto ložisek.

7.1 Hydrodynamická ložiska

¹U hydrodynamických kluzných ložisek se mazací olejový film vytváří (na rozdíl od hydrostatických) v důsledku rotace zatíženého hřídelového čepu.

Je-li čep uložen v ložisku s vůlí, zaujme v klidu výstřednou polohu vůči ložisku a vytvoří v ložisku podle svislé osy (osa zátěžné síly) dva symetrické, zakřivené klínovité prostory **viz Obrázek 7.1 a)**. Je-li tento prostor vyplněn olejem a je-li počet otáček při rozběhu malý, nabíhá čep na kluznou plochu ložiska proti směru otáčení. Jestliže se počet otáček čepu zvětší na dostatečně velký, vzniká v zatížené části ložiska důsledkem rotace čepu, viskozity oleje a klínového tvaru prostoru ve vrstvě oleje hydrodynamický tlak, který oddělí kluzné plochy čepu a ložiska (čep se vychýlí ve směru rotace čepu) **viz Obrázek 7.1 b)**. Teoreticky při nekonečně velkém počtu otáček by mohl čep zaujmout přesně výstřednou polohu v ložisku **Obrázek 7.1 c)**.

1



Obrázek 7.1: Poloha čepu v ložisku

V kluzném ložisku vzniká v mazací vrstvě maziva zmiňovaný hydrodynamický tlak. Mazivo je svou přilnavostí drženo na povrchu kluzné plochy a vtahováno do zmenšující se spáry. Tlak ve vrstvě maziva je stanoven pomocí základních zákonů pro proudění vazké tekutiny (Reynoldsova rovnice). K tomu, abychom mohli použít Reynoldsovu hydrodynamickou rovnici, vycházíme ze zjednodušujících předpokladů:

- Ve směru tloušťky spáry (kolmém ke kluzným plochám) je tloušťka vrstvy maziva velmi malá v porovnání s rozměry kluzných ploch ve směrech os x , z , tj. $h \ll r \wedge h \ll B$.
- Podél tloušťky spáry se tlak nemění, takže derivace tlaku podle osy y je rovna $0 \rightarrow \frac{dP}{dy} = 0$.
- Průtok maziva o velké viskozitě poměrně úzkou úzkou spárou je laminární, bez vírů.
- Na mazivo nepůsobí žádné vnější silové pole (tíha maziva je zanedbána)
- Setrvačné síly vyvolané zrychlením tekutiny (odstředivé síly při průtoku zakřivenou spárou) jsou vůči viskózním smykovým a tlakovým silám zanedbatelné.
- Přilnavost maziva k povrchům kluzných ploch je taková, že nenastane žádný skluz maziva po povrchu kluzných ploch.
- Teplota, hustota a viskozita tekutiny je stálá.
- Ložisko považujeme za absolutně tuhé.[4, 5, 6, 7]

7.1.1 Axiální ložisko s pevnými segmenty

Hydrodynamický tlak vznikne pro zužující se spáru mezi kluznými plochami. Rovinná plocha je proto rozdělena na části zvané segmenty. Ty jsou upraveny tak, aby nastal efekt zužující se spáry. Hydrodynamickým účinkem vznikne v ložisku vrstva maziva s tlakem, který za předpokladu, že tloušťka vrstvy maziva je větší než součet drsností povrchů kluzných ploch, zabezpečí kapalinné tření. Předpokládá se, že celkové zatížení se rovnoměrně rozloží na jednotlivé segmenty. Řešení vychází z Reynoldsovy ložiskové rovnice a platnosti

předpokladů pro její odvození. Reynoldsova rovnice pro hydrodynamicky mazaná ložiska viz **OBR 7.2 na následující straně** uvedena ve tvaru:

$$\frac{\partial}{\partial x} \cdot \left(\frac{h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \cdot \left(\frac{h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \cdot \left[(U_1 + U_2) \cdot \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial t} \right] \quad (7.1)$$

Pohyb kluzných ploch nastává ve směru osy \mathbf{x} rychlostmi \mathbf{U}_1 a \mathbf{U}_2 . Mezi kluznými plochami je vrstva maziva tloušťky $\mathbf{h}(\mathbf{x})$ ve směru osy \mathbf{y} . Hydrodynamický tlak $\mathbf{p}(\mathbf{x}, \mathbf{z})$ vznikne, bude-li mezi kluznými plochami mazivo o dynamické viskozitě η . Pro stacionární ložisko při předpokladu průtoku pouze ve směru osy \mathbf{x} (tzv. ložisko nekonečné šířky) je

$$\frac{\partial}{\partial x} \cdot \left(\frac{h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6 \cdot (U_1 + U_2) \cdot \frac{\partial h}{\partial x} \quad (7.2)$$

a rychlost maziva na povrchu kluzných ploch je shodná s jejich rychlostí $U_1 = 0$ a $U_2 = -U$. Rozložení tlaku \mathbf{p} získáme dvojitou integrací a bude

$$p = \frac{6 \cdot \eta \cdot U \cdot L}{h_2^2} \cdot \frac{m^2 \cdot (1 - \xi) \cdot \xi}{(1 + 2 \cdot m) \cdot (m + \xi)^2}, \quad (7.3)$$

kde $\xi = \frac{x}{L}$ a $m = \frac{h_2}{h_1 - h_2}$. Rozměry jsou znázorněny na **Obrázku 7.2 na následující straně**.

Kluzné plochy jsou rovinné a pro tloušťky spáry platí

$$h = h_2 + x \cdot \tan \alpha = h_2 \cdot \left(1 + \frac{1}{m} \cdot \xi \right), \quad (7.4)$$

neboť $\tan \alpha = \frac{h_1 - h_2}{L} = \frac{h_2}{m \cdot L}$. Integrační konstanty jsou určeny z podmínky, že pro $x = 0 \Rightarrow p = 0$ a $h = h_2 \wedge x = L \Rightarrow p = 0$ a $h = h_1$. Tlak \mathbf{p} dosahuje maximální hodnoty v místě $\bar{x} = \frac{m}{1+2 \cdot m} \cdot L$, kde je $\frac{dp}{dx} = 0$ a $\bar{h} = 2 \cdot \frac{1+m}{1+2 \cdot m} \cdot h_2$. Integrací rozložení tlaku po délce segmentu získáme únosnost pro jednotku šířky nekonečně širokého segmentu

$$\frac{F}{B} = \frac{6 \cdot \eta \cdot U \cdot L^2}{h_2^2} \cdot m^2 \cdot \left(\ln \frac{1+m}{m} - \frac{2}{1+2 \cdot m} \right) = \frac{6 \cdot \eta \cdot U \cdot L^2}{h_2^2} \cdot K_{F\infty} \quad (7.5)$$

Pro konečnou šířku segmentu je možno užít opravený koeficient získaný integrací rozložení tlaku podle **Rovnice 7.3** upraveného na parabolické rozložení podél osy \mathbf{z} (vynásobeného $(\frac{B^2}{4} - z^2)$)

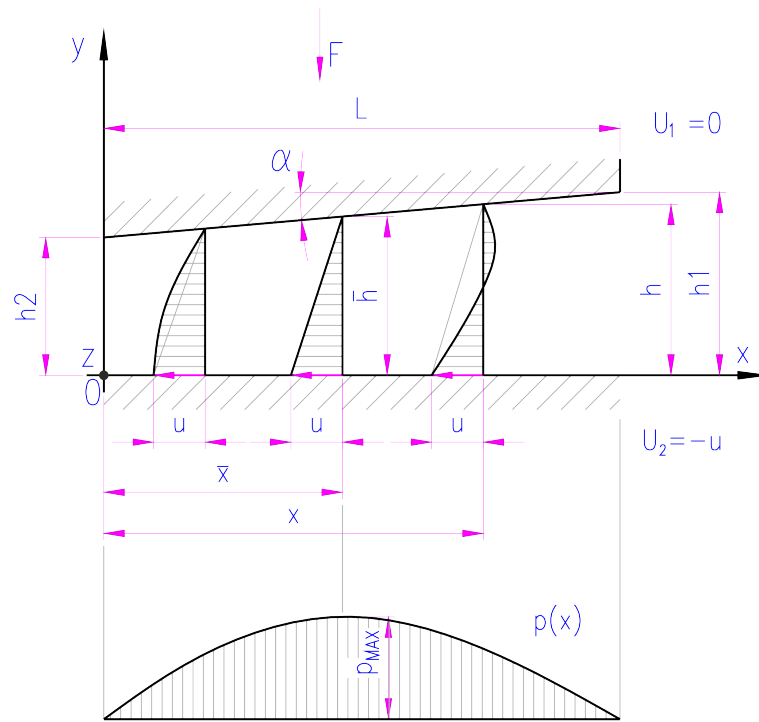
$$K_F = \frac{5}{6} \cdot \frac{K_{F\infty}}{1 + a \cdot \left(\frac{L}{B}\right)^2}, \quad (7.6)$$

kde

$$a = \frac{10}{(1 + 2 \cdot m)^2} \cdot \left\{ m^2 \cdot (1 + m)^2 + \frac{1 - 2 \cdot m \cdot (1 + m)}{12 \cdot \left[(1 + 2 \cdot m) \cdot \ln \frac{1+m}{m} - 2 \right]} \right\} \quad (7.7)$$

Pro návrh ložiska se určuje tloušťka spáry \mathbf{h}_2 ze zatížení segmentu silou \mathbf{F} při zvolené střední teplotě maziva. Jelikož je znám charakter rozložení tlaku $\mathbf{p}(\xi)$, je znám i tlakový spád $\frac{dp}{d\xi}$. Tedy je možné stanovit rozložení rychlostí proudění maziva kluznými plochami

ve směru osy x .



Obrázek 7.2: Rychlost a tlak ve spáře axiálního ložiska

Pro rychlost proudění platí

$$u = \frac{1}{2 \cdot \eta} \cdot y \cdot (h - y) \cdot \frac{dp}{dx} + U \cdot \left(\frac{y}{h} - 1\right), \quad (7.8)$$

takže integrací po výšce h je možno stanovit průtočné množství maziva Q . Protože platí rovnice kontinuity, můžeme zjistit průtok v kterémkoliv místě x . Nejjednodušší je v místě \bar{x} , kde je $\frac{dp}{dx} = 0$ a $Q = -\frac{1}{2} \cdot B \cdot U \cdot \bar{h}$. Průtočné množství maziva Q je tedy

$$Q = -\frac{1}{2} \cdot B \cdot U \cdot \frac{1+m}{1+2 \cdot m} \cdot 2 \cdot h_2 \quad (7.9)$$

Odpor třením pohybující se plochy je dán tečným napětím, takže je

$$dF_t = \tau \cdot dS = \eta \cdot \frac{du}{dy} \cdot B \cdot dx \quad (7.10)$$

Pro $y = 0$ získáme integrací po délce segmentu L třecí odpor

$$F_t = B \cdot \frac{\eta \cdot U \cdot L}{h_2} \cdot \left(4 \cdot m \cdot \ln \frac{1+m}{m} - \frac{6 \cdot m}{1+2 \cdot m}\right) \quad (7.11)$$

Součinitel tření je dán poměrem $\mu = \frac{F_t}{F} \rightarrow$

$$\mu = \frac{\eta \cdot U \cdot B \cdot L}{F \cdot h_2} \cdot \frac{4 \cdot m}{1+2 \cdot m} \cdot \left[\left(1+2 \cdot m\right) \cdot \ln \frac{1+m}{m} - \frac{3}{2}\right] \quad (7.12)$$

Výkon ztracený třením je $P_Z = \mu \cdot F \cdot U$. Bude-li se odvádět vzniklé teplo pouze olejem, bude tření oleje

$$\Delta\Theta = \frac{P_Z}{Q \cdot \rho \cdot c_t} \quad (7.13)$$

Symbol ρ určuje hustotu maziva v $kg \cdot m^{-3}$ při zvolené teplotě Θ_s a c_t je měrná tepelná kapacita v $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$. Střední teplota maziva mezi kluznými plochami bude

$$\Theta_s = \Theta_1 + \frac{\Delta\Theta}{2}, \quad (7.14)$$

kde Θ_1 je vstupní teplota maziva na okraji segmentu. Závislost viskozity použitého maziva na teplotě je možné vyjádřit pomocí grafického znázornění viskozity na teplotě, nebo analyticky

$$\eta = \eta_0 \cdot e^{-\beta \cdot (\Theta - \Theta_0)}, \quad (7.15)$$

kde η_0 je viskozita při teplotě Θ_0 , η při teplotě Θ . Závislost pro střední teplotu maziva a viskozitu, je daná **Rovnicí 7.14**, kde po dosazení z **Rovnice 7.12** a **Rovnice 7.13** úpravou vznikne

$$\Theta_s = \Theta_1 + \frac{1}{2} \cdot \frac{P_Z}{Q \cdot \rho \cdot c_t} = \Theta_1 + \frac{\eta \cdot U^2 \cdot B \cdot 4 \cdot \bar{x}}{2 \cdot Q \cdot \rho \cdot c_t \cdot h_2} \cdot \left[(1 + 2 \cdot m) \cdot \ln \frac{1 + m}{m} - \frac{3}{2} \right] \quad (7.16)$$

Společným řešením **Rovnice 7.15** a **7.16** je možné nalézt obě neznámé, t.j. Θ_s a η , a to např. dosazením za η z **Rovnice 7.15** do **7.16** a hledáním kořenu Θ_s .

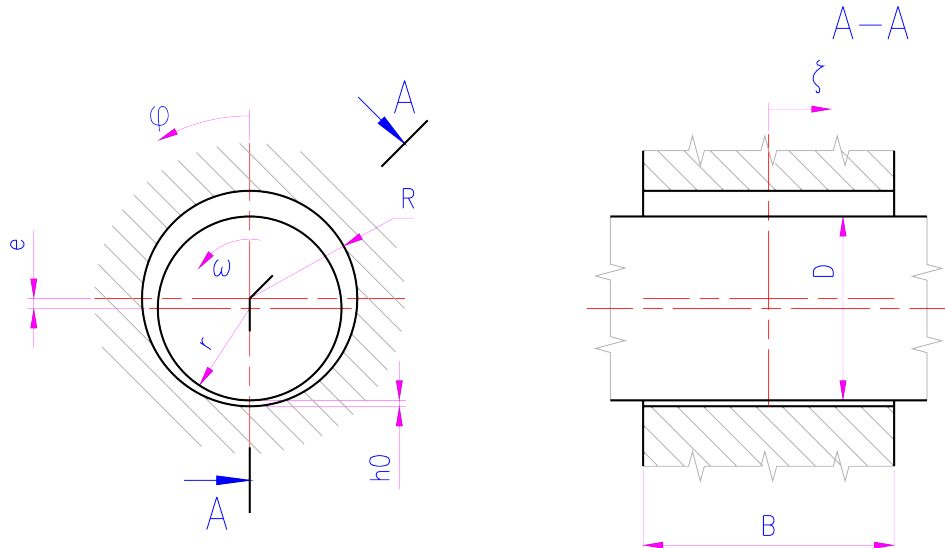
7.1.2 Radiální ložisko

Rozdíl poloměrů pánve a čepu dává ložiskovou vůli $c = R - r$. Poměr $\psi \doteq \frac{c}{R} \doteq \frac{c}{r}$ je označován jako relativní ložisková vůle a volí se pomocí empirického vztahu $\psi = 0,0008 \cdot \sqrt[4]{u}$, kde u je obvodová rychlost čepu v $m \cdot s^{-1}$. Při zatížení je střed čepu radiálně posunut oproti středu pánve o vzdálenost e (excentricita). Poměr $\lambda = \frac{e}{c}$ je nazýván výstřednost ložiska. Minimální vůle v ložisku a též minimální tloušťka vrstvy maziva je $h_0 = c - e = c \cdot (1 - \lambda)$.

Hydrodynamickým účinkem vzniká mezi kluznými plochami hydrodynamický tlak. Jeho rozložení je možno získat řešením opět pomocí Reynoldsovy ložiskové rovnice upravené do tvaru

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \cdot (H^3 \cdot \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi}) + (\frac{D}{B})^2 \cdot \frac{\partial}{\partial \zeta} (H^3 \cdot \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi}) = 6 \cdot \left[\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} + \frac{2}{\omega} \cdot \frac{\partial H}{\partial t} \right] \quad (7.17)$$

Jako Π označujeme bezrozměrnou veličinu tlaku $\Pi = \frac{p \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega}$, jako H relativní tloušťku spáry mezi kluznými plochami $H = \frac{h}{c} = 1 + \lambda \cdot \cos \varphi$. Označení rozměrů radiálního ložiska zobrazeno na **Obrázku 7.3**. Pro stacionární ložisko 2. člen pravé strany **Rovnice 7.17**.



Obrázek 7.3: Označení rozměrů radiálního ložiska

Integrací složky bezrozměrné veličiny tlaku do směru působícího zatížení získáme Sommerfeldovo číslo So vyjadřující jako bezrozměrná veličina únosnost ložiska. Řešení **Rovnice 7.17** a následující numerická integrace $\Pi(\varphi, \zeta)$ dává funkci $So = f(\lambda, \frac{B}{D})$. Tato funkce je vyjádřena pomocí aproximace

$$So = \left(\frac{B}{D}\right)^2 \cdot \frac{\lambda}{2 \cdot (1 - \lambda^2)^2} \cdot \sqrt{\pi^2 \cdot (1 - \lambda^2) + 16 \cdot \lambda^2} \cdot \frac{a_1 \cdot (\lambda - 1)}{a_2 + \lambda}, \quad (7.18)$$

kde koeficienty jsou

$$a_1 = 1,1642 - 1,9456 \cdot \frac{B}{D} + 7,1161 \cdot \left(\frac{B}{D}\right)^2 - 10,1073 \cdot \left(\frac{B}{D}\right)^3 + 5,0141 \cdot \left(\frac{B}{D}\right)^4 \quad (7.19)$$

$$a_2 = -1,000026 - 0,023634 \cdot \frac{B}{D} - 0,4215 \cdot \left(\frac{B}{D}\right)^2 - 0,038817 \cdot \left(\frac{B}{D}\right)^3 - 0,090551 \cdot \left(\frac{B}{D}\right)^4 \quad (7.20)$$

Sommerfeldovo číslo je bezrozměrná veličina charakterizující střední tlak v ložisku

$$So = \frac{F}{B \cdot D} \cdot \frac{\psi^2}{\eta \cdot \omega} \quad (7.21)$$

So vyjadřuje vazbu mezi středním tlakem p_1 a výstřednost λ , což odpovídá i závislosti zatížení F na minimální vůli v ložisku h_0 . Z rozložení tlaku v ložisku vyplývá i tlakový spád a rychlost proudění maziva. Vyjádřením rychlostí průtoku maziva a jejich integrací je možno získat průtočné množství maziva způsobené rozložením hydrodynamického tlaku v ložisku, které je aproximováno funkcí

$$Q = r^3 \cdot \psi \cdot \omega \cdot 2 \cdot \left(\frac{B}{D} - 0,223 \cdot \left(\frac{B}{D}\right)^3\right) \cdot \lambda \quad (7.22)$$

Pro třecí odpor při otáčení čepu v ložisku se užívají přibližné vztahy udávající součinitel

tření

$$\mu = \psi \cdot \frac{1,11}{\sqrt{S_o}} \cdot \sqrt{4 \cdot \frac{D}{B} + 1} \quad (7.23)$$

pro ložiska více zatížená s nižšími otáčkami, kdy $S_o \succ 1$

$$\mu = \psi \cdot \frac{0,9}{\sqrt{S_o}} \cdot \sqrt{4 \cdot \frac{D}{B} + 1} \quad (7.24)$$

pro ložiska méně zatížená s vyššími otáčkami, kdy $S_o \prec 1$

Třecí ztráty jsou rovny $P_Z = \mu \cdot F \cdot u$. Vzniklé teplo je odváděno přestupem z povrchu ložiskového tělesa a hřídele do okolního prostředí, vedením, sáláním a především je předáno protékajícímu mazivu. Odváděné teplo, při zanedbání sálání je

$$P_o = (\alpha_1 \cdot S_1 + \alpha_2 \cdot S_2 + k_3 \cdot S_3 + k_4 \cdot S_4) \cdot (\Theta_s - \Theta_0) + Q \cdot \rho \cdot c_t \cdot (\Theta_s - \Theta_1), \quad (7.25)$$

kde $\alpha_{1,2}$ je součinitel přestupu tepla z ložiskového tělesa a hřídele, $k_{3,4} = \frac{\lambda_{3,4}}{l_{3,4}}$ jsou součinitele vedení tepla základem ložiskového tělesa a hřídelem, $S_{1,2,3,4}$ jsou příslušné plochy, Θ_s střední teplota v ložisku, Θ_0 teplota okolí, Θ_1 teplota přiváděného maziva, ρ hustota maziva a c_t měrná tepelná kapacita maziva. Odváděné teplo vyjadřujeme součinitelem odvodu tepla tak, že

$$P_o = W \cdot (\Theta_s - \Theta_0) \quad (7.26)$$

V tomto vztahu je součinitel odvodu tepla

$$W = W_m + W_{L+H} = Q \cdot \rho \cdot c_t \cdot \frac{\Theta_s - \Theta_1}{\Theta_s - \Theta_0} + \alpha_1 \cdot S_1 + \alpha_2 \cdot S_2 + k_3 \cdot S_3 + k_4 \cdot S_4 \quad (7.27)$$

Výkon ztracený třením P_Z je roven odváděnému teplu P_o . Z této rovnosti je určena teplota v ložisku. Této teplotě odpovídá viskozita maziva. Pokud je viskozita maziva při výsledné teplotě je jiná než ta, s níž byl výpočet od počátku proveden, musíme výpočet opakovat. Z rovnosti ztrát tření a odváděného tepla je možno odvodit závislost mezi teplotou ložiska a viskozity maziva. Po dosazení do **Rovnice 7.26** je pro $S_o \succ 1$

$$W \cdot (\Theta_s - \Theta_0) = 1,11 \cdot \sqrt{\frac{\eta \cdot u}{p_l \cdot r}} \cdot \sqrt{4 \cdot \frac{D}{B} + 1} \cdot F \cdot u = A_1 \cdot \sqrt{\eta} \quad (7.28)$$

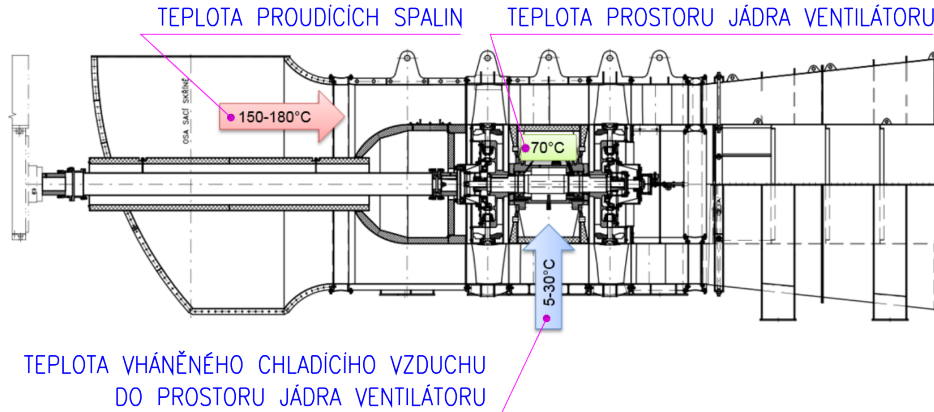
nebo pro $S_o \prec 1$

$$W \cdot (\Theta_s - \Theta_0) = 0,9 \cdot \frac{\eta \cdot u}{p_l \cdot \psi \cdot r} \cdot \sqrt{4 \cdot \frac{D}{B} + 1} \cdot F \cdot u = A_2 \cdot \sqrt{\eta} \quad (7.29)$$

7.2 Návrh radiálního ložiska

Dle uložení rotoru ventilátoru viz **Obrázek 6.1 na straně 36**, je patrné využití radiálního ložiska s valivými elementy v místě reakce **Ra**. Tentýž místo bude osazeno nově navrženým radiálním hydrodynamickým ložiskem. Rozměry ložiska vycházejí z optimalizace hřídele

viz **Kapitola 6**, konkrétně z **Tabulky 6.9 na straně 45**. Průměr hřídele $D = 750 \text{ mm}$ a délka pánve $B = 565 \text{ mm}$. Zatížení ložiska stálou silou $F = 116,93 \text{ kN}$ vycházející z **Tabulky 6.1 na straně 37** a otáčky hřídele $n = 750 \text{ min}^{-1}$. Další upřesňující údaje (teploty okolí) jsou uvedeny na **Obrázku 7.4**.



Obrázek 7.4: Teploty uvnitř ventilátoru[22]

Obvodová rychlost čepu je

$$u = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

Doporučená relativní ložisková vůle $\psi = 0,0008 \cdot \sqrt[4]{u}$ [1]. Radiální ložisková vůle bude $c = r \cdot \psi$ [mm]. Volba součtu drsností čepu a pánve $\leq 0,010 \text{ mm}$ a minimální tloušťky mazací vrstvy $h_0 = 0,05 \text{ mm}$ vycházející z **Kapitoly 6.2 na straně 41**. Relativní výstřednost

$$\lambda = 1 - \frac{h_0}{c} \text{ [-]}$$

Pro výstřednost λ a poměr $\frac{B}{D} \doteq 0,75$ určíme Sommerfeldovo číslo

$$So = \left(\frac{B}{D}\right)^2 \cdot \frac{\lambda}{2 \cdot (1 - \lambda^2)^2} \cdot \sqrt{\pi^2 \cdot (1 - \lambda^2) + 16 \cdot \lambda^2} \cdot \frac{a_1 \cdot (\lambda - 1)}{\lambda + a_2} \text{ [-]}$$

kde a_1 a a_2 viz **Rovnice 7.19 a 7.20 na straně 52**. Viskozita maziva nutná pro udržení minimální tloušťky vrstvy maziva je

$$\eta = \frac{F}{B \cdot D} \cdot \frac{\psi^2 \cdot r}{So \cdot u} \text{ [Pa} \cdot \text{s]}$$

Protékající množství maziva je

$$Q = r^3 \cdot \psi \cdot \frac{u}{r} \cdot 2 \cdot \frac{B}{D} \cdot (1 - 0,223 \cdot \left(\frac{B}{D}\right)^2) \cdot \lambda \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

Pro kontrolu ložiska na oteplení byl zvolen olej pro vysoce zatěžované mechanismy **ISO VG 22**

viz **Příloha B**. Součinitel odvodu tepla mazivem

$$W_m = \frac{3}{4} \cdot Q \cdot \rho \cdot ct [J \cdot s^{-1} \cdot K^{-1}] ,$$

kde hustota oleje při teplotě $15^\circ\text{C} \rightarrow \rho_{15^\circ\text{C}} = 880 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ a měrná tepelná kapacita $c_t = 1930 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$. Tepelný tlakový spád uvažován $\Theta_s - \Theta_1 = \frac{3}{4} \cdot (\Theta_s - \Theta_0)$. Součinitel odvodu tepla ložiskem, hřídelem a přestupem tepla do okolí je přibližně roven

$$W_{L+H} = \alpha_1 \cdot S_1 + \alpha_2 \cdot S_2 + k_3 \cdot S_3 + k_4 \cdot S_4 [J \cdot s^{-1} \cdot K^{-1}]$$

Plocha povrchu ložiskového tělesa S_1 , plocha hřídele S_2 , součinitel přestupu tepla ložiskového tělesa α_1 a hřídele α_2 . Odvod tepla vedením a sáláním zanedbám. Celkový součinitel odvodu tepla určen součtem $W = W_m + W_{L+H}$. Pro $So \succ 1$ platí pro stanovení třecích ztrát **Rovnice 7.28 na straně 53**

$$P_0 = 1,11 \cdot \sqrt{\frac{\psi}{So}} \cdot \sqrt{4 \cdot \frac{D}{B} + 1} \cdot F \cdot u = F \cdot u \cdot A_1 \cdot \sqrt{\eta} [W] ,$$

kde

$$A_1 = 1,11 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot u \cdot B}{F} \cdot (4 \cdot \frac{D}{B} + 1)} \left[(Pa \cdot s)^{-\frac{1}{2}} \right]$$

Z rovnosti ztrát v ložisku a odváděného tepla $P_Z = P_0$ vyjde závislost viskozity na teplotě pro ložisko ve tvaru

$$\frac{\sqrt{\eta}}{\Theta_s - \Theta_0} = \frac{W}{F \cdot u \cdot A_1} \left[Pa^{\frac{1}{2}} \cdot s^{\frac{1}{2}} \cdot K^{-1} \right]$$

Pro vyjádření η bude využita **Rovnice 7.15 na straně 51**

$$\eta = \eta_0 \cdot e^{-\beta \cdot (\Theta - \Theta_0)} [Pa \cdot s] ,$$

kde

$$\beta = \frac{1}{35} \cdot \ln \frac{\eta_0}{\eta_1} [-]$$

Pro olej ISO VG 22 je dynamická viskozita při teplotě $40^\circ\text{C} \rightarrow \eta_{40^\circ\text{C}} = 0,025 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ a při teplotě $75^\circ\text{C} \rightarrow \eta_{75^\circ\text{C}} = 0,0088 \text{ Pa} \cdot \text{s}$. Úpravou byla získána rovnice viskozity pro libovolnou teplotu Θ .

$$\eta = 0,025 \cdot e^{-0,0298 \cdot (\Theta - 40)} [Pa \cdot s]$$

Po ustálení teploty v ložisku je potřeba překontrolovat minimální tloušťku vrstvy maziva pro Sommerfeldovo číslo. Hodnotě So odpovídá výstřednost λ . Postupnou aproximací hledáme ustálený stav, který odpovídá hledané minimální tloušťce maziva

$$h_0 = c \cdot (1 - \lambda) [mm]$$

Veškeré výpočty byly provedeny pomocí modifikovaného programu vytvořeného panem doc. Ing. Janem Bečkou, CSc. Výpis z programu viz **Příloha C**.

7.3 Návrh axiálně-radiálního ložiska

Obdobně jako u **Kapitoly 7.2 na straně 53** bude proveden návrh hydrodynamického ložiska. Ovšem v důsledku působení axiální síly viz **Obrázek 6.2 na straně 37** je nutné využít uložení pomocí axiálně-radiálního ložiska. Návrh bude proveden zvlášť pro radiální a axiální ložisko.

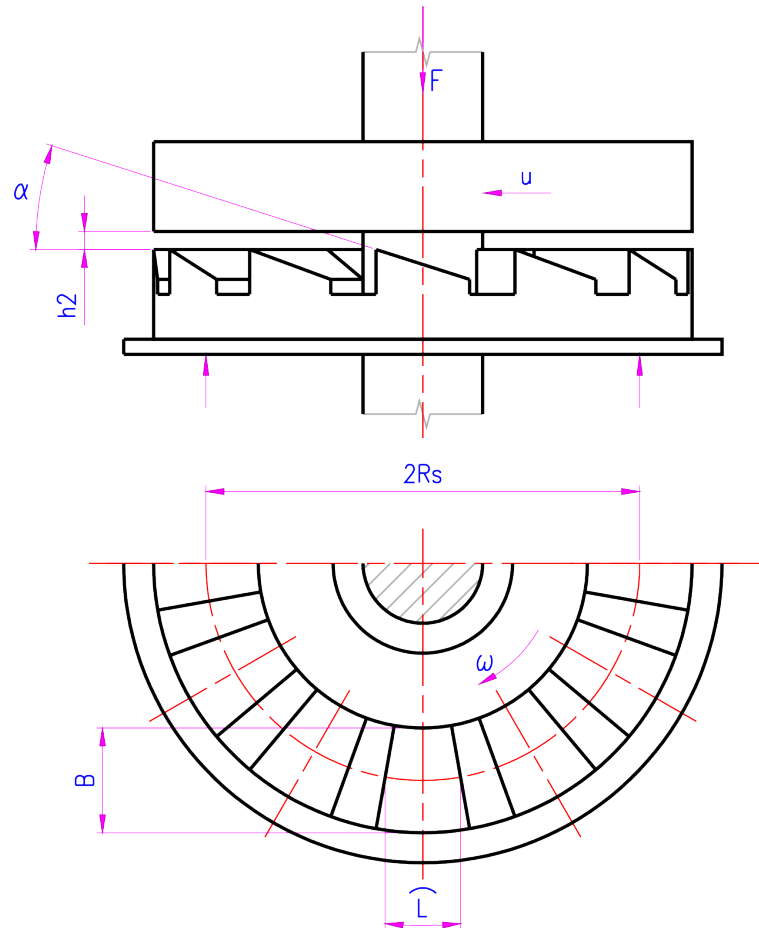
Rozměry ložiska vycházejí z optimalizace hřídele viz **Kapitola 6**, konkrétně z **Tabulky 6.9 na straně 45**. Průměr hřídele v místě osazení "D" $D = 700 \text{ mm}$ a délka pánve $B = 525 \text{ mm}$. Zatížení ložiska stálou radiální silou (reakce R_b) $F = 74,64 \text{ kN}$ a stálou axiální silou $F_a = 53 \text{ kN}$ vycházejí z **Tabulky 6.1 na straně 37**. Otáčky hřídele $n = 750 \text{ min}^{-1}$.

7.3.1 Radiální ložisko

Veškeré vzorce, potřebné k výpočtu jsou uvedeny v **Kapitole 7.2 na straně 53**. Stejně jako v předchozí kapitole, výpočet byl proveden pomocí modifikovaného programu vytvořeného panem doc. Ing. Janem Bečkou, CSc. Výpis z programu viz **Příloha D**.

7.3.2 Axiální ložisko s pevnými segmenty

Ložisko je schematicky znázorněno na **Obrázku 7.5** se zakótovanými rozměry.



Obrázek 7.5: Schématické znázornění axiálního ložiska

Měrné zatížení ložiska

$$p_l = \frac{F}{B \cdot L \cdot i} [MPa]$$

Činná plocha ložiska bude

$$S = \frac{F}{p_l} [mm^2]$$

Střední poloměr ložiska vychází z osazení hřídele, tj. $R_s = 420 \text{ mm}$. Potřebná šířka segmentů (i mezikruží)

$$B = \frac{S}{2 \cdot \pi \cdot R_s \cdot k} [mm]$$

Součinitel využití plochy mezikruží na nosné segmenty byl zvolen $k = 0,9$. Počet segmentů délky $L = 250 \text{ mm}$ je zvolen $i = 10$, neboť

$$L = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_s}{i} [mm]$$

Středový úhel segmentu je

$$\beta = \frac{L}{R_s}$$

Plocha segmentu činí

$$S_1 = \frac{\beta}{2} \cdot \left[\left(R_s + \frac{B}{2} \right)^2 - \left(R_s - \frac{B}{2} \right)^2 \right] [mm^2]$$

a plocha celého mezikruží je

$$S' = \frac{2 \cdot \pi}{2} \cdot \left[\left(R_s + \frac{B}{2} \right)^2 - \left(R_s - \frac{B}{2} \right)^2 \right] [mm^2]$$

Využití plochy mezikruží je $k = \frac{i \cdot S_1}{S'}$ a odpovídá zvolené hodnotě k . Kluzná rychlost na středním poloměru R_s bude

$$U = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_s \cdot n}{60} [m \cdot s^{-1}]$$

Střední teplota oleje v mazací vrstvě zvolena $\Theta_s = 50^\circ\text{C}$. Jako mazivo byl použit olej pro vysoce zatěžované mechanismy **ISO VG 22** viz **Příloha B**. Pro olej ISO VG 22 je dynamická viskozita při teplotě $50^\circ\text{C} \rightarrow \eta_{50^\circ\text{C}} = 0,01856 \text{ Pa} \cdot \text{s}$. Pro určení nejmenší tloušťky mazací vrstvy se stanoví součinitel a pro **Rovnici na straně 49**, který při zvoleném poměru $m = 0,8$ bude

$$a = \frac{10}{(1 + 2 \cdot m)^2} \cdot \left\{ m^2 \cdot (1 + m)^2 + \frac{1 - 2 \cdot m \cdot (1 + m)}{12 \cdot \left[(1 + 2 \cdot m) \cdot \ln \frac{1+m}{m} - 2 \right]} \right\} [-]$$

Pro ložisko nekonečné šířky je součinitel únosnosti

$$K_{F\infty} = m^2 \cdot \left[\ln \frac{1+m}{m} - \frac{2}{1+2 \cdot m} \right] [-]$$

Pro ložisko konečné šířky bude součinitel únosnosti po dosazení a a $K_{F\infty}$ do **Rovnice na straně 49**

$$K_F = \frac{5}{6} \cdot \frac{K_{F\infty}}{1 + a \cdot \left(\frac{L}{B} \right)^2} [-]$$

Nejmenší tloušťka mazací vrstvy v ložisku bude

$$h_2 = \sqrt{K_F \cdot B \cdot \frac{6 \cdot \eta \cdot U \cdot L^2 \cdot i}{F}} [m]$$

Sklon povrchu segmentu je ($\text{tg} \alpha \doteq \alpha$)

$$\text{tg} \alpha = \frac{h_2}{m \cdot L}$$

Nejmenší tloušťka mazací vrstvy h_2 musí být větší než součet drsností povrchů kluzných ploch segmentu a běhounu. Bezrozměrné porovnávací číslo pro axiální ložisko

(Sommerfeldovo číslo) je rovno

$$S_o = \frac{p_l \cdot h_2^2}{\eta \cdot U \cdot L} [-]$$

Součinitel tření pro axiální ložisko s nekonečnou šířkou segmentu je prakticky stejný jako pro ložisko s konečnou šířkou segmentu:

$$\mu = \frac{\eta \cdot U}{p_l \cdot h_2} \cdot \frac{4 \cdot m}{(1 + 2 \cdot m)} \cdot \left[(1 + 2 \cdot m) \cdot \ln \frac{1 + m}{m} - \frac{3}{2} \right] [-]$$

Výkon ztracený třením bude

$$P_Z = \mu \cdot F \cdot U [W]$$

Průtočné množství maziva na jednom segmentu bude

$$Q = B \cdot U \cdot h_2 \cdot \frac{1 + m}{1 + 2 \cdot m} [m^3 \cdot s^{-1}]$$

Pro použitý olej ISO VG 22 je hustota oleje při teplotě $15^\circ\text{C} \rightarrow \rho_{15^\circ\text{C}} = 880 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ a měrná tepelná kapacita $c_t = 1930 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$. Mezi podmínky použití ložiska náleží požadovaná vstupní teplota $\Theta_1 = 40^\circ\text{C}$. Při ohřátí maziva v ložisku

$$\Delta\Theta = \frac{P_Z}{i \cdot Q \cdot \rho \cdot c_t} [^\circ\text{C}]$$

je vstupní teplota při uvažované střední teplotě v ložisku rovna

$$\Theta_1' = \Theta_S - \frac{\Delta\Theta}{2} [^\circ\text{C}]$$

$$\Theta_S = \Theta_1 + \frac{\Delta\Theta}{2} [^\circ\text{C}]$$

Pokud je teplota Θ_1' nižší než ta, kterou má olej (Θ_1) při mazání, je nutné výpočet opakovat a zjistit, bude-li tloušťka vrstvy maziva dostatečná i pro nižší viskozitu při vyšší teplotě v ložisku.

Pro výpočet byl zhotoven výpočtový program, který vychází z výše uvedených vzorců. Výpis z programu viz **Příloha E**.

7.4 Vyhodnocení navržených ložisek

Z výše uvedených vztahů v **Kapitolách 7.2 na straně 53** a **7.3 na straně 56** vycházejí navržená hydrodynamická ložiska v místech osazení hřídele **B** (radiální ložisko) a **D** (axiálně-radiální ložisko).

Navržené radiální ložisko v místě uložení **B** je uvedeno v **Tabulce 7.1 na následující straně**.

Radiální hydrodynamicky mazané ložisko		
vnější průměr	[mm]	975 H6
vnitřní průměr	[mm]	750 j6
šířka pánve	[mm]	565
měrné zatížení ložiska	[MPa]	0,5
ztrátový výkon	[W]	14 235
průtok oleje ložiskem	[l/min]	420

Tabulka 7.1: Navržené radiální hydrodynamicky mazané ložisko

Axiálně-radiální ložisko bylo navrženo zvlášť jako hydrodynamicky mazané radiální a hydrodynamicky mazané axiální ložisko. Hodnoty navržených ložisek jsou uvedeny v **Tabulkách 7.2 a 7.3**.

Axiálně-radiální hydrodynamicky mazané ložisko - radiální		
vnější průměr	[mm]	910 H6
vnitřní průměr	[mm]	700 j6
šířka pánve	[mm]	525
měrné zatížení ložiska	[MPa]	0,25
ztrátový výkon	[W]	9 897
průtok oleje ložiskem	[l/min]	283

Tabulka 7.2: Navržené axiálně-radiální hydrodynamicky mazané ložisko - radiální část

Axiálně-radiální hydrodynamicky mazané ložisko - axiální		
vnější průměr	[mm]	980 H6
vnitřní průměr	[mm]	700 j6
šířka ložiska	[mm]	294
měrné zatížení ložiska	[MPa]	0,25
ztrátový výkon	[W]	29 903
průtok oleje ložiskem	[l/min]	115

Tabulka 7.3: Navržené axiálně-radiální hydrodynamicky mazané ložisko - axiální část

Jak vyplývá z **Kapitoly 3 na straně 27**, u hydrodynamických ložisek dochází v době rozběhu a doběhu stroje k meznímu tření. To je ovšem nepřijatelné. Jelikož hydrostatická ložiska nevyhovují pro současné provozní podmínky (obvodová rychlost $\succ 1\,000\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$), je nutné zvolit modifikovaná hydrodynamická ložiska. Tyto ložiska během rozběhu a doběhu využívají hydrostatické nadzvedávání, které je docíleno externím zdrojem tlakového oleje. Po dosažení potřebného hydrodynamického tlaku se zdroj tlakového oleje odpojí. Jen zřídka se toto nadzvedávání využívá i během provozu (využití pro vertikální mlýny s vyšším axiálním zatížením).

Celkový ztrátový výkon v ložiscích je $P_Z = 54\text{ kW}$. Ztráta s ohledem na celkový výkon ventilátoru $P_V = 5,7\text{ MW}$ činí $\approx 0,95\%$ z celkového výkonu.

Kapitola 8

Konstrukční návrh nového hřídele

Nové řešení hřídele bylo navrženo s ohledem na přípojovací rozměry současně používaných součástí (spojka, oběžná kola ventilátoru atd.) tak, aby u nich nebyl nutný konstrukční zásah. Z předchozího tvrzení vyplývá zachování průměrů a délek osazení hřídele v místech uložení zmíněných součástí. Celková zástavba se taktéž nezměnila, a délka hřídele tak činí původních 2 690 mm. Ostatní průměry vycházejí z optimalizovaného modelu a navržených ložisek v **Kapitolách 6 na straně 36 a 7 na straně 47**. Vlivem dodržení těchto rozměrů došlo s posunutí ložisek blíže k sobě (z 1 024 mm na 748 mm), čímž se změnily reakce v uložení viz **Tabulka 8.1** (skript pro výpočet analytického řešení v programu Matlab R2014a viz **Příloha F**). Dále bylo nutné pro zachycení axiální síly v hydrodynamicky mazaném axiálně-radiálním ložisku zhotovit odpovídající osazení hřídele.

Původní řešení ZVVZ Milevsko			Nový návrh	
Metoda	Reakce A	Reakce B	Reakce A	Reakce B
Analytická	116,93 kN	74,64 kN	149,2 kN	79,5 kN
MKP	116,9 kN	74,64 kN	149,9 kN	78,6 kN

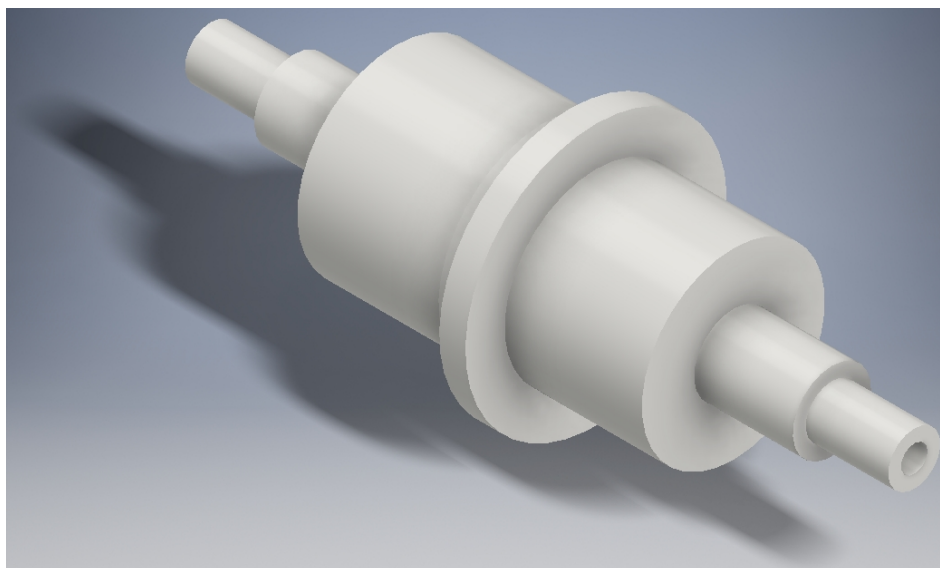
Tabulka 8.1: Porovnání výsledků - analytické řešení - MKP - původní řešení / nový návrh

Pro nově zvolené reakce v uložení, byla současně navržena ložiska překontrolována. Změny se dotkly pouze průtočného množství oleje ložiskem a ztrátového výkonu viz **Tabulka 8.2 na následující straně**. Celkový ztrátový výkon v ložiscích se z původních $P_Z = 54 \text{ kW}$ změnil na $P_{Z-NOVÝ} = 58,4 \text{ kW}$. Ztráta s ohledem na celkový výkon ventilátoru $P_V = 5,7 \text{ MW}$ činí $\approx 1\%$ z celkového výkonu.

Radiální ložisko		
vnější průměr	[mm]	975 H6
vnitřní průměr	[mm]	750 j6
šířka pánve	[mm]	565
měrné zatížení ložiska	[MPa]	0,5
ztrátový výkon	[W]	18 176
průtok oleje ložiskem	[l/min]	421
Axiálně-radiální ložisko		
vnější průměr (axiální část)	[mm]	980 H6
vnější průměr (radiální část)	[mm]	910 H6
vnitřní průměr	[mm]	750 j6
šířka ložiska	[mm]	525
měrné zatížení ložiska	[MPa]	0,5
ztrátový výkon	[W]	40 227
průtok oleje ložiskem	[l/min]	403

Tabulka 8.2: Kontrola navržených ložisek - vyhodnocení

Návrh hřídele vychází ze zjednodušeného schématu poskytnutého společností ZVVZ Milevsko, na kterém nebyly určeny přesné rozměry stávajícího řešení, zástavbové rozměry atd. z důvodu know-how společnosti. Tedy nově navržený hřídel má pouze informativní charakter, jak by výsledné řešení mohlo vypadat viz **Obrázek 8.1**.



Obrázek 8.1: Vizualizace nového návrhu hřídele

8.1 Kontrolní výpočet

Nově navržený hřídel byl zkontrolován na dovolené naklopení v místech uložení ložisek a kombinované namáhání od maximálního ohybového a torzního momentu.

Hodnoty dovoleného naklopení pro dané průměry vycházejí z pravidla 10 %, které je popsáno v **Kapitole 6.1.2 na straně 39**. Výsledná naklopení hřídele v místech uložení

hydrodynamicky mazaných ložisek jsou uvedeny v **Tabulkách 8.3** a **8.4**.

Radiální ložisko		
l_{RAD}	[mm]	565
ϕ_{RAD} pro $l = 0$	[rad]	$1,73 \cdot 10^{-5}$
ϕ_{RAD} pro $l = l_B/2$	[rad]	$1,22 \cdot 10^{-5}$
ϕ_{RAD} pro $l = l_B$	[rad]	$2,81 \cdot 10^{-6}$
$\phi_{MAX-RAD}$	[rad]	$1,76 \cdot 10^{-5}$

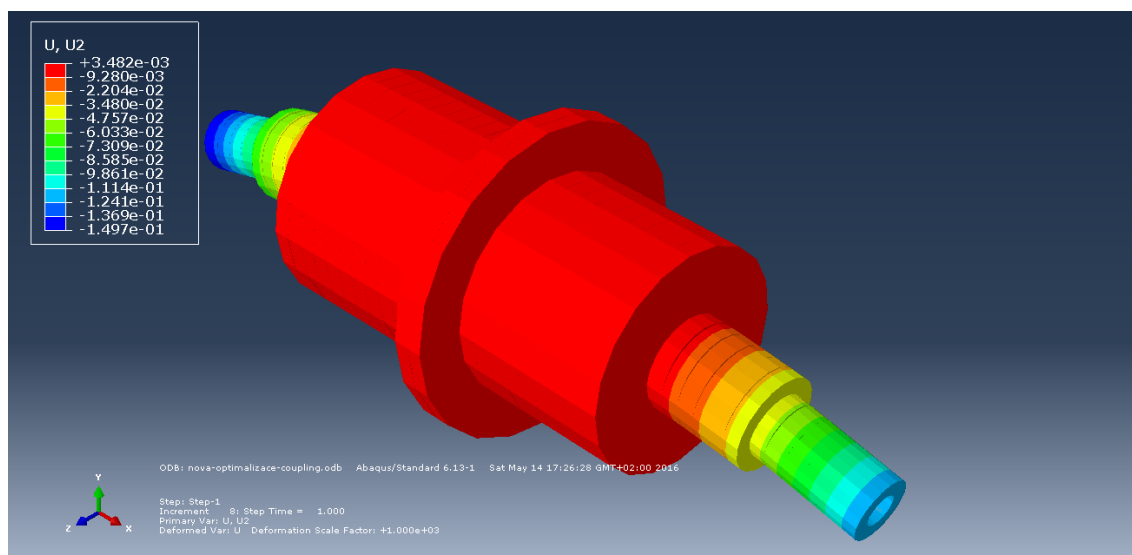
Tabulka 8.3: Hodnoty naklonění hřídele pro radiální ložisko

Axiálně-radiální ložisko		
l_{AX-RAD}	[mm]	525
ϕ_{AX-RAD} pro $l = 0$	[rad]	$1,14 \cdot 10^{-6}$
ϕ_{AX-RAD} pro $l = l_B/2$	[rad]	$1,26 \cdot 10^{-5}$
ϕ_{AX-RAD} pro $l = l_B$	[rad]	$1,58 \cdot 10^{-5}$
$\phi_{MAX-AX-RAD}$	[rad]	$1,9 \cdot 10^{-5}$

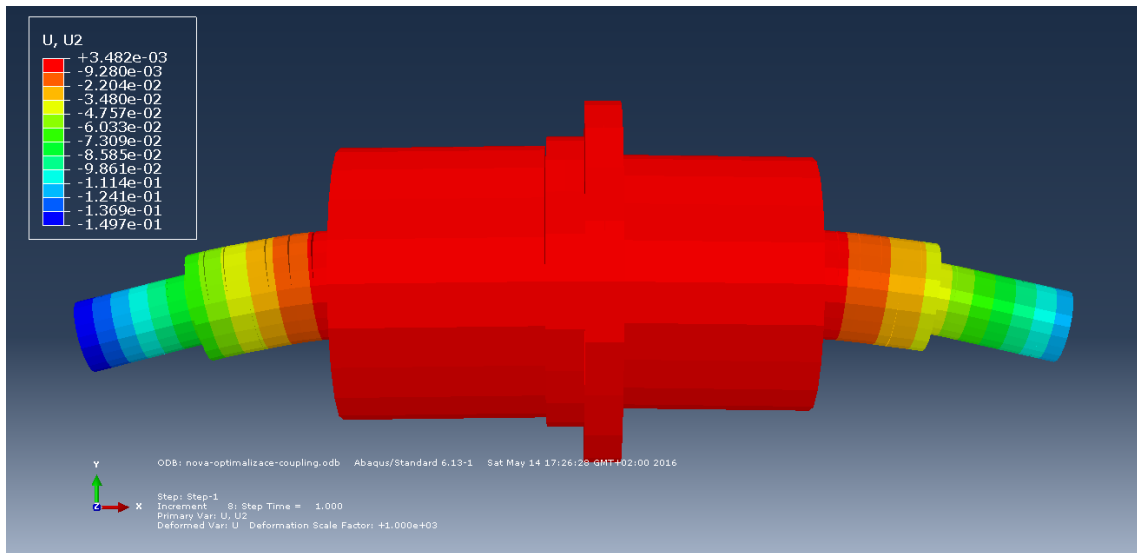
Tabulka 8.4: Hodnoty naklonění hřídele pro axiálně-radiální ložisko

Kontrolní výpočty byly provedeny ve výpočtovém softwaru Abaqus 6.13 a přídavném modu "Generátor komponent" softwaru Autodesk Inventor 2016.

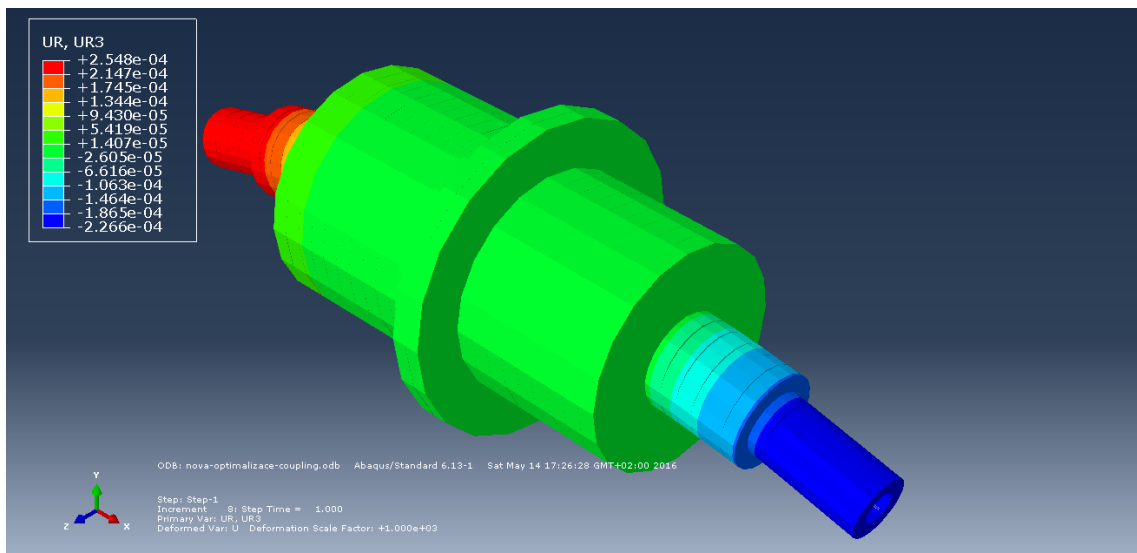
Výsledky průhybů a naklonění hřídele jsou patrné z **Obrázků 8.2; 8.3; 8.4** a **8.5**. Obdobně jako v **Kapitole 6.1 na straně 36 U2** udává velikost průhybu hřídele v "y-ovém" směru v **mm**. **U3** udává naklonění hřídele v **radiánech** kolem osy "Z", dle souřadného systému uvedeného na snímcích.



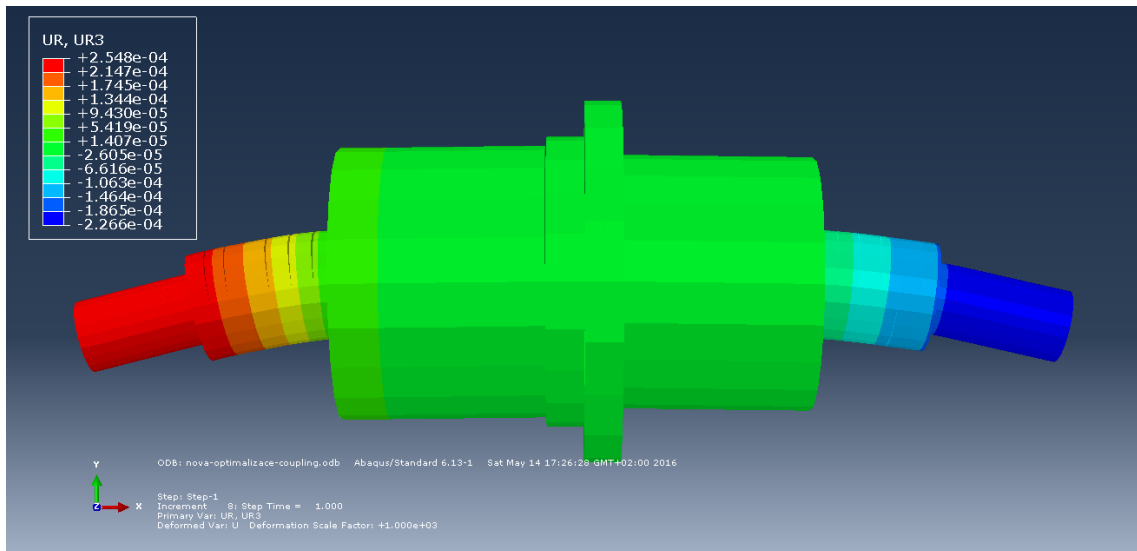
Obrázek 8.2: MKP model - průhyb hřídele - nové řešení



Obrázek 8.3: MKP model - průhyb hřídele -rovina XY - nové řešení



Obrázek 8.4: MKP model - naklopení hřídele - nové řešení



Obrázek 8.5: MKP model - naklopení hřídele - rovina XY - nové řešení

Deformované tvary jsou zobrazeny v měřítku s 1000 násobnou deformací.

Analytickým výpočtem hřídele na krut $\tau = \frac{Mk}{Wk} \leq \tau_D$ (Mk je maximální krouticí moment vycházející z výkonu a otáček ventilátoru $\rightarrow Mk = 72,57 N \cdot m$ a Wk modul průřezu v krutu pro kritické místo na hřídeli) se ukázalo, že složka napětí v krutu není dominantní v celkovém zatížení hřídele. Proto nebyl vytvořen speciální model výpočtu na krut pomocí MKP. Hodnoty byly ověřeny pouze pomocí přídavného modulu v softwaru Autodesk Inventor 2016. Shoda s analytickým řešením je 93 %, což lze považovat za dostatečně přesné. Veškeré výsledky z "Generátoru komponent" uvedeny v **Příloze G**.

Kapitola 9

Závěr

Úkolem této diplomové práce bylo navrhnout vhodné ložiskové uložení rotoru axiálního dvoustupňového ventilátoru vyráběného společností ZVVZ Milevsko s využitím kluzných ložisek. Cíle práce bylo dosaženo!

V úvodu práce je obecně popsána problematika kluzných ložisek. Dále vytipování možných dodavatelů kluzných ložisek a návrhových programů pro kluzná ložiska.

Před samotným návrhem kluzných ložisek byla nutná pevnostní kontrola současného řešení. Byl kontrolován průhyb a naklopení hřídele v místech uložení.

Výpočtem se ukázalo, že současné řešení využívané společností ZVVZ Milevsko nespĺňuje požadavky pro dovolené hodnoty naklopení hřídele pod kluznými ložisky. Tento problém by se dal řešit snížením vnějších zatížení, nebo zvětšením průměrů hřídele v místech uložení. Jelikož se jedná o zařízení, které ZVVZ Milevsko již delší dobu vyrábí, a neuvazuje o změně výkonových parametrů tohoto ventilátoru, je první zmiňovaná varianta nevhodná, ne-li až konstrukčně nemožná. Pro požadované objemové průtoky přepravované vzdušiny nelze bez výrazných změn v konstrukci zmenšovat velikost oběžných kol, a tím pádem ani velikost vnějších zatížení. Po konzultaci se společností ZVVZ Milevsko byla provedena optimalizace průměrů samotného hřídele s co možná nejmenším zásahem do současné konstrukce (zachování funkčních délkových rozměrů, průměru vrtání hřídele a průměrů hřídele osazených přídatnými zařízeními).

Pro nově navržený hřídel viz **Příloha H**, byla napočítána a zkontrolována hydrodynamická ložiska. Radiální ložisko s hydrodynamickým mazáním na straně sání a pro zachycení axiální síly i axiálně-radiální hydrodynamicky mazané ložisko na druhé straně hřídele v místě výfuku vzdušiny z ventilátoru.

Nově navržená kluzná ložiska jsou oproti původně používaným valivým ložiskům $\approx 2,5x$ větší. Důvodem je zmiňované dovolené naklopení hřídele, které současné řešení využívané společností ZVVZ Milevsko převyšuje $\approx 10x$.

Jelikož se jedná o poměrně velký nárůst průměru hřídele a s ním spojené konstrukční úpravy skříně ventilátoru, je na uvážení společnosti ZVVZ Milevsko, zda bude čerpat informace z této diplomové práce a provede změnu své dosavadní konstrukce.

Seznam obrázků

1.1	Axiální přetlakový ventilátor APJB[1]	9
2.1	Suché tření	12
2.2	Kapalinné tření	12
2.3	Mezné tření	13
2.4	Bowdenovo mezné tření	13
2.5	Lineární vedení s profilovými tyčemi LLT [10]	16
2.6	Radiální ložisko	17
2.7	Axiální ložisko	17
2.8	Kluzná pouzdra - hladká / s přírubou [10]	18
2.9	Kluzná pouzdra - materiály [10]	18
2.10	Ložisková pánev [15]	19
2.11	Segmentové ložisko s radiálními naklápěcími segmenty [16]	19
2.12	Základní druhy opotřebení [6]	23
2.13	Nárůst opotřebení s časem při stálých podmínkách	23
3.1	Axiální dvoustupňový ventilátor [22]	27
3.2	Rotor dvoustupňového axiálního ventilátoru [22]	27
3.3	Hydrostatické ložisko	28
3.4	Řez ložiskovou pánví - ložisko s několika pracovními plochami [12]	29
6.1	Původní ložiskové uložení axiálního dvoustupňového ventilátoru s valivými ložisky[22]	36
6.2	Schéma hřídele dvoustupňového axiálního ventilátoru	37
6.3	MKP model - průhyb hřídele	38
6.4	MKP model - průhyb hřídele - rovina XY	38
6.5	MKP model - naklopení hřídele	39
6.6	MKP model - naklopení hřídele - rovina XY	39
6.7	Pravidlo 10% tloušťky olejové vrstvy	40
6.8	Samovyrovňovací konstrukce Self-equalized [23]	40
6.9	Schéma hřídele dvoustupňového axiálního ventilátoru - optimalizováno	41
6.10	MKP model - průhyb hřídele - optimalizovaný	42
6.11	MKP model - průhyb hřídele - rovina XY - optimalizovaný	42

6.12	MKP model - naklopení hřídele - optimalizovaný	43
6.13	MKP model - naklopení hřídele - rovina XY - optimalizovaný	43
6.14	Schéma osazení hřídele	44
7.1	Poloha čepu v ložisku	48
7.2	Rychlost a tlak ve spáře axiálního ložiska	50
7.3	Označení rozměrů radiálního ložiska	52
7.4	Teploty uvnitř ventilátoru[22]	54
7.5	Schématické znázornění axiálního ložiska	57
8.1	Vizualizace nového návrhu hřídele	62
8.2	MKP model - průhyb hřídele - nové řešení	63
8.3	MKP model - průhyb hřídele -rovina XY - nové řešení	64
8.4	MKP model - naklopení hřídele - nové řešení	64
8.5	MKP model - naklopení hřídele - rovina XY - nové řešení	65

Seznam tabulek

2.1	Hodnoty pro předběžný návrh ložiska - dovolený tlak a teplota [6]	16
6.1	Porovnání výsledků - analytické řešení - MKP	37
6.2	Naklopení hřídele v místě uložení	40
6.3	Dovolené hodnoty naklopení hřídele pro šířku HS kapsy = 225 mm	40
6.4	Výsledky optimalizace - osazení A, B, C	44
6.5	Výsledky optimalizace - osazení D a E	44
6.6	Výsledky optimalizace - zvolená varianta	44
6.7	Hodnoty naklopení hřídele v místě osazení B	45
6.8	Hodnoty naklopení hřídele v místě osazení D	45
6.9	Výsledky nové optimalizace - zvolená varianta	45
6.10	Hodnoty naklopení hřídele v místě osazení B - nová optimalizace	45
6.11	Hodnoty naklopení hřídele v místě osazení D - nová optimalizace	46
7.1	Navržené radiální hydrodynamicky mazané ložisko	60
7.2	Navržené axiálně-radiální hydrodynamicky mazané ložisko - radiální část	60
7.3	Navržené axiálně-radiální hydrodynamicky mazané ložisko - axiální část	60
8.1	Porovnání výsledků - analytické řešení - MKP - původní řešení / nový návrh	61
8.2	Kontrola navržených ložisek - vyhodnocení	62
8.3	Hodnoty naklopení hřídele pro radiální ložisko	63
8.4	Hodnoty naklopení hřídele pro axiálně-radiální ložisko	63

Literatura

- [1] Přetlakové axiální ventilátory. In: ZVVZ [online]. Milevsko: ZVVZ a.s., 2016 [cit. 2016-05-04]. Dostupné z: <http://www.zvvz.cz/zvvz-machinery/vyrobky/ventilatory/axialni-ventilatory/pretlakove-axialni-ventilatory/ostatni-pouziti.html>
- [2] NOVÝ, Richard. Ventilátory. Vyd. 3. přeprac. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007. ISBN 978-80-01-03758-4.
- [3] ŠMID, Vladimír. Ventilátory. Praha : Státní nakladatelství technické literatury, 1965. č. publikace 33048.
- [4] VINŠ, Jindřich. 1965. Kluzná ložiska. 1. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 219 s.
- [5] VINŠ, Jindřich. 1971. Kluzná ložiska. 2. přeprac.vyd. Praha: SNTL, 373 s.
- [6] BEČKA, Jan. 1997. Tribologie. 1. vyd. Praha: ČVUT, 212 s. ISBN 8001016218.
- [7] ŠEVČÍK, Vladimír a Miroslav KNOTEK. Segmentová ložiska: výpočet a směrnice pro konstrukci. Vyd. 1. Praha: SNTL, 1985, 303 s.
- [8] SHIGLEY, Joseph Edward. Mechanical Engineering Design. 5. Ed. New York: Osborne-McGraw-Hill, 1989, 779 s. ISBN 0-07-056899-5.
- [9] Tribotechnika. Tribológia [online]. Slovensko: TechPark, o.z., 2015 [cit. 2015-11-03]. Dostupné z: <http://www.tribotechnika.sk/>
- [10] SKF katalogy. SKF Group [online]. Švédsko: SE-415 15 Göteborg, ., 2015 [cit. 2015-11-25]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/system/SearchResult.html?search=katalogy%20SKF>
- [11] Poznatky v oblasti hydrostatických ložisek. MM Průmyslové spektrum [online]. Praha: MM publishing, s. r. o., 2002/11, 13.11.2002 [cit. 2015-11-19]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/poznatky-v-oblasti-hydrostatickych-lozisek.html>
- [12] Mazání kluzných a valivých ložisek. Technický týdeník (Technik). 2007, 15(7): s. 44-47.

- [13] Hydrostatic and Hydrodynamic Bearings Information. IHS Engineering360 [online]. USA: ., 2010, . [cit. 2015-11-20]. Dostupné z: http://www.globalspec.com/learnmore/mechanical_components/bearings_bushings/hydrostatic_hydrodynamic_bearings
- [14] Hydrostatická ložiska SKF. SKF [online]. Švédsko: SE-415 15 Göteborg, ., . [cit. 2015-11-22]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/industry-solutions/mining-mineral-processing-cement/processes/Cement/kilns/hydrostatic-shoe-bearings.html>
- [15] Ložisková pánev. Babbitt Bearing Company [online]. San Jose, CA: -, -, - [cit. 2015-11-25]. Dostupné z: <http://www.bbcmachine.com/thermal-spray-coating-services.html>
- [16] Ložiska s radiálními naklápěcími segmenty. GTW TECHNIK s.r.o., GTW BEARINGS s.r.o. [online]. Třemošná CZ: -, -, - [cit. 2015-11-25]. Dostupné z: <http://www.gtw.cz/vyrobky/loziska-s-radialnimi-naklapecimi-segmeny/>
- [17] Návrh kluzných ložisek. Zollern Company [online]. Německo: ZOLLERN GmbH & Co. KG, 2015, 2015 [cit. 2015-12-01]. Dostupné z: <http://www.zollern.de/sv/plain-bearings/housing-plain-bearings/bearing-calculation/prolia-manual.html>
- [18] HEXAGON. HEXAGON Industriesoftware GmbH [online]. Německo, Berlín: HEXAGON Industriesoftware GmbH, 2012, 2015 [cit. 2015-12-01]. Dostupné z: http://www.hexagon.de/lg2_e.htm
- [19] Výpočet hydrostatických ložisek. Engineering-abc [online]. Nizozemsko: Dr.ir. Anton van Beek, 2015, 2015 [cit. 2015-12-01]. Dostupné z: <http://www.tribology-abc.com/sub21.htm>
- [20] ARMD. ARLA Maschinentchnik GmbH [online]. Německo: ARLA Maschinentchnik GmbH, 2015, 2015 [cit. 2015-12-01]. Dostupné z: <http://www.arla.de/englisch/simulation/armd-alt.html>
- [21] Divize Ventilátory & Megtec. ZVVZ [online]. Milevsko: ZVVZ a.s, ., 2015 [cit. 2015-12-29]. Dostupné z: <http://www.zvvz.cz/data/files/515ventilatory-zvvz-cz-web.pdf>
- [22] Zadání diplomové práce: ZMACH_KluznaLoziska. Milevsko, 2015.
- [23] Self-equalizing. POWER GEN Asia [online]. Asia: PennWell Corporation, 2014 [cit. 2016-03-30]. Dostupné z: <http://s36.a2zinc.net/clients/pennwell/pgs2014/Public/eBooth.aspx?BoothID=405854>
- [24] BEČKA, Jan. Konstrukční cvičení: Příklady z částí a mechanismů strojů pro 4. ročník. 2. vyd. Praha: ČVUT, 1989. ISBN 80-01-00023-0.

Přílohy

Příloha A

Výpočet reakcí původního uložení

```

clc
clear all
close all
format compact
format shorteng

%%% ZADÁNÍ %%%

Ro=7850e-9; % hustota oceli [kg/mm3]
g=9.81; % gravitační zrychlení [m/s2]

F1=93600;% zatěžující síla od oběžného kola 1, spojky a čepu [N]
F2=82000;% zatěžující síla od oběžného kola 2[N]
M1=31467e3;% zatěžující ohybový moment od oběžného kola 1 [Nmm]
M2=19475e3;% zatěžující ohybový moment od oběžného kola 2 [Nmm]
Fa=53000;% axiální zatěžující síla [N]
Fdv=2100;% zatěžující síla od vlastní tíhy táhla s ovládacími deskami
[N]

P=5700e3;% výkon ventilátoru [W]
n=750;% otáčky ventilátoru [min^-1]

d0=102;% průměr vrtání hřídele [mm]
d1=200;% průměr hřídele v místě působení síly G1 [mm]
d2=300;% průměr hřídele v místě působení síly G2, F1, Ra, M1 [mm]
d3=330;% průměr hřídele v místě působení síly G3 [mm]
d4=300;% průměr hřídele v místě působení síly G4, F2, Rb, M2 [mm]
d5=200;% průměr hřídele v místě působení síly G5 [mm]

x1=315; % délka plochy, kde působí síla G1 [mm]
x2=427+158+80;% délka plochy, kde působí síla G2 [mm]
x3=639;% délka plochy, kde působí síla G3 [mm]
x4=82+247+427;% délka plochy, kde působí síla G4 [mm]
x5=315;% délka plochy, kde působí síla G5 [mm]
xF1=310;% vzdálenost působišť síly F1 od síly G1 (zleva do prava G1--->F1) [mm]
xF2=225.5;% vzdálenost působišť síly F2 od síly G4 (zleva do prava G4-->F2) [mm]
xRa=172.5;% vzdálenost působišť síly Ra od síly G2 (zleva do prava G2-->Ra) [mm]
xRb=570.5;% vzdálenost působišť síly Rb od síly G3 (zleva do prava G3-->Rb) [mm]
xdvL=87.5;% vzdálenost působišť síly Fdv od síly G1
xdvP=87.5;% vzdálenost působišť síly Fdv od síly G5

```

```

%%
%%% VÝPOČET VLASTNÍ TÍHY %%%

%%%ZADANÉ%%%
%G1=600; % zatěžující síla od vlastní tíhy hřídele[N]
%G2=3300;% zatěžující síla od vlastní tíhy hřídele [N]
%G3=3900;% zatěžující síla od vlastní tíhy hřídele [N]
%G4=3800;% zatěžující síla od vlastní tíhy hřídele [N]
%G5=600;% zatěžující síla od vlastní tíhy hřídele [N]

%%%VYPOČTENÉ%%%
G1=Ro*x1*pi/4*(d1^2-d0^2)*g; % zatěžující síla od vlastní tíhy
hřídele[N]
G2=Ro*x2*pi/4*(d2^2-d0^2)*g; % zatěžující síla od vlastní tíhy
hřídele[N]
G3=Ro*x3*pi/4*(d3^2-d0^2)*g; % zatěžující síla od vlastní tíhy
hřídele[N]
G4=Ro*x4*pi/4*(d4^2-d0^2)*g; % zatěžující síla od vlastní tíhy
hřídele[N]
G5=Ro*x5*pi/4*(d5^2-d0^2)*g; % zatěžující síla od vlastní tíhy
hřídele[N]

%%
%%% DÉLKY JEDNOTLIVÝCH OSAZENÍ a VZDÁLENOSTI PŮSOBIŠŤ SIL %%%

x=x1+x2+x3+x4+x5;
XFdvL=x1/2-xdvL; % vzdálenost působiště síly Fdv od bodu 0,0,0
XG1=(x1/2);
XF1=XG1+xF1;
XG2=x1+x2/2;
XRa=XG2+xRa;
XG3=x1+x2+x3/2;
XRb=XG3+xRb;
XG4=x1+x2+x3+x4/2;
XF2=XG4+xF2;
XG5=x1+x2+x3+x4+x5/2;
XFdvP=XG5+xdvP;

```

%%

%%% VÝPOČET REAKCÍ %%%

%SUM Fy=0 G1+F1+G2+G3+G4+G5+2*Fdv=Ra+Rb

%SUM Mx=0

%G1*(x1/2)+F1*((x1/2)+xF1)+G2*(x1+(x2/2))+G3*(x1+x2+(x3/2))+G4*(x1+x2+x3+(x4/2))+F2*(x1+x2+x3+(x4/2)+xF2)+G5*(x1+x2+x3+x4+(x5/2))+Fdv*((x1/2)-xdvL+x1+x2+x3+x4+(x5/2)+xdvP)-

M1+M2=Ra*(x1+(x2/2)+xRa)+Rb*(x1+x2+(x3/2)+xRb)

A=[1 1; (x1+(x2/2)+xRa) (x1+x2+(x3/2)+xRb)];

b=[G1+F1+G2+G3+G4+F2+G5+2*Fdv;

G1*(x1/2)+F1*((x1/2)+xF1)+G2*(x1+(x2/2))+G3*(x1+x2+(x3/2))+G4*(x1+x2+x3+(x4/2))+F2*(x1+x2+x3+(x4/2)+xF2)+G5*(x1+x2+x3+x4+(x5/2))+Fdv*((x1/2)-xdvL+x1+x2+x3+x4+(x5/2)+xdvP)-M1+M2];

Rce=A\b % Výpočet reakcí Ra a Rb v pořadí Ra a Rb [N]

Příloha B

Olej Paramo ISO VG 22

MOGUL H-LPD*ISO VG 22, 32, 46, 68***Popis:**

Výrobky skupiny MOGUL H-LPD jsou vysoce kvalitní hydraulické oleje s detergentně disperzantními vlastnostmi. Hluboce rafinované ropné základové materiály, na nichž jsou tyto oleje formulovány, jsou vyrobené speciálními hydrogenačními technologiemi. Víceúčelová směsná přísada výrazně zlepšuje jejich protiotěrové a protikorozi vlastnosti, oxidační stabilitu a další užité vlastnosti, čímž přesahují obvyklou úroveň olejů skupiny HM (HLP). Přítomnost detergentně disperzantní složky zajišťuje velmi dobrý čistící efekt v hydraulických soustavách. Dále jsou tyto oleje zušlechťeny protipěnovými přísadami a modifikátorem VI a snižovačem bodu tuhnutí, které příznivě ovlivňují jejich nízkoteplotní vlastnosti.

Užití:

Jsou určeny především pro vysoce zatěžované vysokotlaké hydrostatické mechanismy, vybavené hydrogenerátory s velmi vysokými požadavky na protiotěrový účinek oleje (lamelové, axiální a radiální pístové) a náročnými na jeho termooxidační stálost. Přítomnost detergentně disperzantní složky zajišťuje velmi dobrý čistící efekt, zejména u soustav s dlouhodobými olejovými náplněmi a soustav, u nichž je nebezpečí kontaminace mechanickými nečistotami, obráběcími kapalinami příp. vodou (detergentně disperzantní složka umožňuje rozptýlení vody až do obsahu cca 0,2 %, oxidačních produktů - ka-

**OLEJE S DETERGENTNÍMI
VLASTNOSTMI PRO
HYDROSTATICKÉ SYSTÉMY S
VYSOKÝM NAMÁHÁNÍM**

lů a dalších příměsí) - např. obráběcí stroje s elektricko-hydraulickým řízením, do jejichž hydraulických systémů mohou pronikat kontaminující látky aj.

Klasifikace, specifikace:

<i>ISO 6743/4</i>	HM
<i>DIN 51 502</i>	H
<i>DIN 51 524 část 2</i>	HLP
<i>MAN N698</i>	H-LPD

Charakteristické vlastnosti:

- výborně chrání mazané soustavy před opotřebením
- vynikající protikorozi vlastnosti
- výborná odolnost proti oxidaci je zárukou mimořádně dlouhé životnosti
- zajišťuje velmi dobrý čistící efekt zejména u soustav, kde dochází k vnikání nečistot a vody a u soustav s dlouhodobými náplněmi
- nepůsobí agresivně na elastomery, s nimiž přicházejí do styku
- minimální tendence k tvorbě pěny
- velmi příznivý průběh viskozity v závislosti na změnách teploty
- vyznačují se velkou odolností proti stříhovému namáhání
- velmi dobrá filtrovatelnost



Charakteristické parametry

Parametr	Jednotka	Hodnota		Norma
		H-LPD 22	H-LPD 32	
Kinematická viskozita při 40 °C	mm ² /s	22	32	ČSN EN ISO 3104
Viskozitní index		95	105	ČSN ISO 2909
Bod vzplanutí	°C	195	210	ČSN EN ISO 2592
Bod tekutosti	°C	-36	-30	ČSN ISO 3016
Anilinový bod	°C	100	-	ČSN 65 6180
Číslo kyselosti	mg KOH/g	0,9	0,9	ČSN 65 6070
FZG test, nevyhovující stupeň	min.	12	12	DIN 51 354

Charakteristické parametry

Parametr	Jednotka	Hodnota		Norma
		H-LPD 46	H-LPD 68	
Kinematická viskozita při 40 °C	mm ² /s	46	68	ČSN EN ISO 3104
Viskozitní index		110	110	ČSN ISO 2909
Bod vzplanutí	°C	225	235	ČSN EN ISO 2592
Bod tekutosti	°C	-27	-24	ČSN ISO 3016
Anilinový bod	°C	115	115	ČSN 65 6180
Číslo kyselosti	mg KOH/g	0,9	0,9	ČSN 65 6070
FZG test, nevyhovující stupeň	min.	12	12	DIN 51 354

*Hodnoty v tabulce jsou hodnotami typickými pro současnou produkci. Závazné parametry a další informace o výrobku jsou obsaženy v TN 23-298 PARAMO, a.s. a v bezpečnostním listu.
Podle Nařízení (ES) č. 1272/2008 (CLP) nejsou výrobky klasifikovány jako nebezpečné.*

BEZPEČNOSTNÍ LIST

podle nařízení (ES) č. 1907/2006 (REACH), ve znění nařízení komise (EU) č. 453/2010

Název výrobku: **PARAMO OL-J 22**
Datum vydání: 4. 9. 2007
Datum změny: 1. 10. 2015 (verze 3.1)

Ochrana dýchacích cest: Není nutná, pokud koncentrace par ve vzduchu nepřekročí koncentrační limity. V případě překročení, resp. při tvorbě aerosolu použít únikovou masku s filtrem A, AX (hnědý) nebo jiný vhodný typ proti organickým plynům a parám organických látek.

Tepelné nebezpečí: Není.

Omezování expozice životního prostředí: Je třeba zamezit úniku do životního prostředí všemi dostupnými prostředky.

ODDÍL 9: FYZIKÁLNÍ A CHEMICKÉ VLASTNOSTI**9.1 Informace o základních fyzikálních a chemických vlastnostech**

Vzhled: kapalina
Barva: žlutá
Zápach (vůně): bez zápachu
Prahová hodnota zápachu: nestanoveno
pH: nestanoveno
Bod tekutosti: pod -6 °C
Počáteční bod varu a rozmezí bodu varu: nestanoveno
Bod vzplanutí OK: nad 175 °C
Rychlost odpařování: nestanoveno
Hořlavost: IV. třída nebezpečnosti
Horní/dolní mezní hodnoty hořlavosti nebo výbušnosti: za běžných podmínek netvoří výbušné páry
Tlak páry: < 10 Pa při 20 °C
Hustota páry: vzhledem k nízkému tlaku par se nestanovuje
Relativní hustota: 880 kg/m³ při 15 °C
Rozpustnost: nerozpustný ve vodě
Rozdělovací koeficient: n-oktanol/voda: nestanoveno
Teplota samovznícení: nad 270 °C
Teplota rozkladu: nestanoveno
Viskozita při 40 °C: 19,8 až 24,2 mm²/s
Výbušné vlastnosti: není výbušný
Oxidační vlastnosti: není oxidující

9.2 Další informace

Bod hoření: nad 190 °C
Výhřevnost: nestanoveno

ODDÍL 10: STÁLOST A REAKTIVITA

10.1 Reaktivita: Není reaktivní.

10.2 Chemická stabilita: Při předepsaném způsobu skladování je přípravek stabilní.

10.3 Možnost nebezpečných reakcí: K nebezpečným reakcím nedochází.

10.4 Podmínky, kterým je třeba zabránit: Zahřátí na vysokou teplotu, přítomnost zdrojů vznícení, styk s otevřeným ohněm.

10.5 Neslučitelné materiály: Silná oxidační činidla.

10.6 Nebezpečné produkty rozkladu: Za normálních podmínek žádné, při hoření za nedostatku vzduchu možný vznik oxidu uhelnatého.

ODDÍL 11: TOXIKOLOGICKÉ INFORMACE**11.1 Informace o toxikologických účincích látky/směsi**

Akutní toxicita: orální toxicita (potkan) LD₅₀ > 5 000 mg/kg (OECD TG 401)

Příloha C

Výpočet radiálního ložiska v místě osazení B

Návrh a kontrola radiálního hydrodynamicky mazaného ložiska

hodnoty vyplněné uživatelem

Návrh kluzného radiálního ložiska

$$1 \text{ Pa}\cdot\text{s} = 1 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^2 = 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1} \cdot \text{mm}^{-1}$$

$$1 \text{ mm}^2/\text{s} = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

stř. měrný tlak v ložisku $p_{stř} =$	0,5 MPa	potřebná plocha odpovídající tlaku cca $S =$	233860 mm ²
průměr čepu $D =$	750 mm	zvolená relativní ložisková vůle $\psi =$	0,0019 [1]
vnější průměr ložiska $D_2 =$	975 mm	rovnoměr. rozlož. vůle v ložisku $(D-d)/2 = c =$	0,7125 mm
délka pánve $B =$	565 mm	použitý olej OL - 22 (ISO VG 22)	
frekvence otáčení čepu $n =$	750 1/min	kinemat. viskozita při 40° C $\nu_{y1} =$	22 mm ² /s
obvodová rychlost čepu $U =$	29,45 m/s	kinemat. viskozita při 75° C $\nu_{y2} =$	10 mm ² /s
klidné svislé zatížení $F =$	116930 N	hustota při teplotě 15° C $\rho_{o3} =$	880 kg/m ³
hustota při 40° C $\rho_{o1} =$	859,98 kg/m ³	koeficient ve vztahu pro eta je $\beta =$	0,02187 [1]
hustota při 75° C $\rho_{o2} =$	845,68 kg/m ³	din. visk. při 20° C $\eta_{a0} =$	0,0293 Pa.s
dyn. visk. při 40° C $\eta_{a1} =$	0,018920 Pa.s	teplota přiváděného maziva $T_{vstup} =$	35 °C
při 75° C je dyn. visk. $\eta_{a2} =$	0,0088 Pa.s	doporučená ložisková vůle $\psi =$	0,0019 [1]
doporučená ložisková vůle $\psi =$	0,00186368 [1]	úhlová rychlost čepu $\omega =$	78,5398163 s ⁻¹

Závislost viskozity oleje na teplotě:

stř. tlak v lož. pro zvolené rozm. je pstr = 0,275941003 MPa

konstanta pro změnu hustoty A = 0,00065 K⁻¹

c = psi * d T2 = 75 °C

eta = ny * ro T1 = 40 °C

v = pi * d * n / 60 T3 = 15 °C

T0 = 20 °C

závislost viskozity na teplotě je etai = eta0 * exp[- beta * (Ti - T0)]

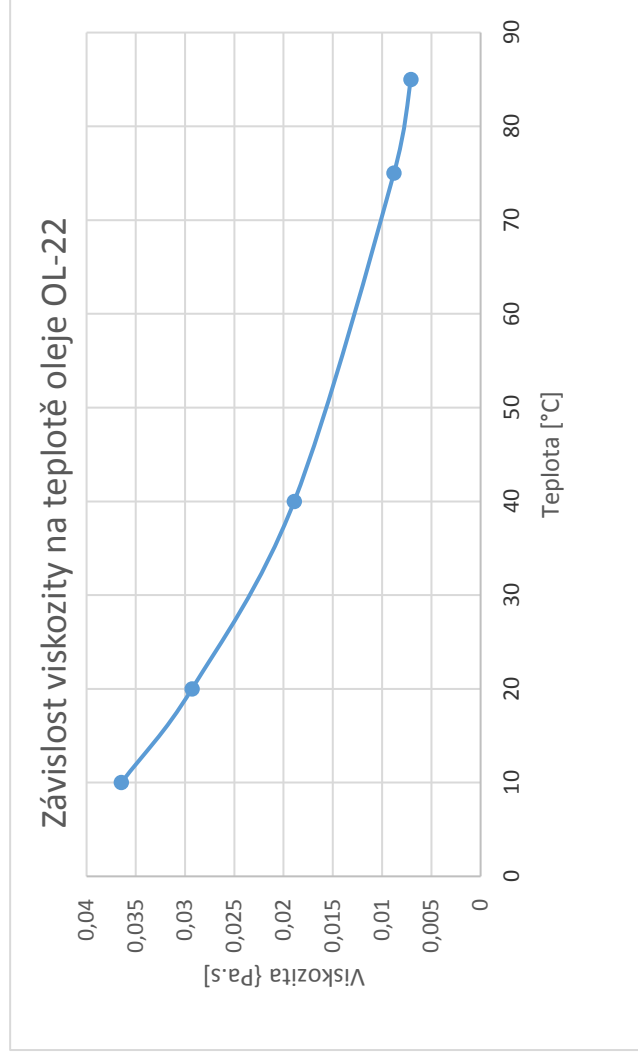
viskozita při teplotě T0 je eta0 = 0,029300167 Pa.s

poměr B / D = 0,753333 [1]

Závislost viskozita - teplota

T [°C]	eta [Pa.s]	a1	a2
10	0,036463	1,1642	-1,00003
20	0,0293	-1,9456	-0,02363
40	0,018920	7,71161	-0,4215
75	0,0088	-10,1073	-0,03882
85	0,007071	5,0141	-0,09055

1,368700696 -1,3028



Kontrola únosnosti ložiska:

zvolena stř. teplota v ložisku T_s =	81 °C	postupně se lze přiblížit ke skutečné teplotě v ložisku pro vyrovnanou tepelnou bilanci
odpovídá dyn. viskozita maziva η =	0,007717825 Pa.s	
střední měrný tlak v ložisku p_{str} =	0,28 MPa	
zvolena relativní výstřednost čepu ϵ =	0,6765	vhodnou volbou relativní výstřednosti ϵ je třeba vyrovnat hodnotu Sommerfeldova čísla $So(\epsilon)$ s hodnotou potřebnou pro únosnost $So(p_{str})$
Sommerfeldovo číslo $So(\epsilon)$ =	1,643 [1]	
pro dosažení p_{str} je potřebné $So(p_{str})$ =	1,643 [1]	
potřebná viskozita η =	0,007721399 Pa.s	pro tuto viskozitu musí být střední teplota oleje OL VG22 v ložisku T_s = 80,97883 °C
průtok maziva ložiskem bude Q =	7005801,704 mm ³ .s ⁻¹	= 25,22089 m ³ .h ⁻¹
průtok v l/min bude Q =	7,005801704 dm ³ .s ⁻¹	= 420,3481 l/min
ztráty na výkonu třením rovné vznikajícímu teplu v ložisku jsou (pro radiální kluzná ložiska je obvykle $So > 1$) pro $So > 1,0$	$P_{ztr} =$	jsou ztráty funkcí viskozity $A1.F.U.\eta^{1/2}$, kde koeficient $A1 = 0,047039787 (Pa.s)^{-1/2}$
ztráty třením v ložisku (kapalinné tření, tečné napětí)	$P_{ztr} =$	14235,0976 W
součinitel tření ložiska m_i =	0,00413346 [1]	
tečný odpor F_t =	483,325046 N	
odporový krouticí moment M_t =	181,246892 N.m	
ztracený výkon P_{ztr} =	14235,0976 W	
minimální tloušťka maziva h_0 =	0,61465 μm	

Tepelná bilance ložiska :

teplota okolí ložiska, kam je odváděno teplo vzniklé v lož., je $T_o =$

70 °C

měrná tepelná kapacita použitého maziva je $c_{tep} =$

1930 J.kg⁻¹.K⁻¹

odvod tepla mazivem pro střední teplotu maziva v ložisku $T_{stř} =$

81 °C

842,248 kg.m⁻³

a pro vstupní teplotu maziva přiváděného do ložiska $T_{vstup} =$

35 °C

868,56 kg.m⁻³

mazivem odváděné teplo $P_{maz} =$

523857,26 W

tepelný spád $T_{stř} - T_{vstup}$ jsou asi 3/4

respektive na spád 1 K je součinitel odvodu tepla $W_{maz} =$

11388,20 W.K⁻¹

tepelného spádu $T_{stř} - T_{okolí}$

odvod tepla vedením (hřídelem a pární) a přestupem do okolí

odhad součinitele pro spád 1 K je $W_{ved} =$

3796,07 W.K⁻¹

Ize odhadnout jako asi třetinu tepla odvedeného mazivem celkově bude $W_{odvod} = W_{maz} + W_{ved} = 15184,27 \text{ W.K}^{-1}$

ztráty na výkonu třením rovné vznikajícímu teple v ložisku jsou (pro radiální kluzná ložiska je obvykle $So > 1$)

pro $So > 1,0$

$P_{ztr} =$

jsou ztráty funkcí viskozity $A1.F.U.eta^{1/2}$, kde koeficient $A1 =$

0,047039787 (Pa.s)^{-1/2}

ztráty třením v ložisku (kapalinné tření, tečné napětí) $P_{ztr} =$

14235,0976 W

$T_{stř} - T_{vstup} = 46 \text{ °C}$

$T_{stř} - T_{okolí} = 11 \text{ °C}$

Střední teplota v ložisku $T_{stř}$ je pro vyrovnanou tepelnou bilanci upravována postupným přibližováním pomocí dosazování střední teploty v ložisku, která bude zároveň odpovídat hodnotám závislosti viskozita - teplota pro použitý olej

hodnota viskozity je pro střední teplotu $T_{stř}$ rovna

$T_{stř} = 81 \text{ °C}$

$eta_{stř} =$

0,007718 0,007721

nutno vyrovnat viskozitu oleje a ložiska etas změnami excentricity eps a teploty T_s

olej

ložisko

Příloha D

Výpočet axiálně - RADIÁLNÍHO ložiska v místě osazení D

Návrh a kontrola axiálně-radiálního hydrodynamicky mazaného ložiska

hodnoty vyplněné uživatelem

Návrh kluzného radiálního ložiska

$$1 \text{ mm}^2/\text{s} = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \qquad 1 \text{ Pa}\cdot\text{s} = 1 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^2 = 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1} \cdot \text{mm}^{-1}$$

stř. měrný tlak v ložisku $p_{stř}$ =	0,25 MPa	potřebná plocha odpovídající tlaku cca S =	298560 mm ²
průměr čepu D =	700 mm	zvolená relativní ložisková vůle ψ =	0,0018 [1]
vnější průměr ložiska D_2 =	910 mm	rovnoměr. rozlož. vůle v ložisku $(D-d)/2 = c$ =	0,63 mm
délka pánve B =	525 mm	použitý olej OL - 22 (ISO VG 22)	
frekvence otáčení čepu n =	750 1/min	kinemat. viskozita při 40° C ν_{y1} =	22 mm ² /s
obvodová rychlost čepu U =	27,49 m/s	kinemat. viskozita při 75° C ν_{y2} =	10 mm ² /s
klidné svislé zatížení F =	74640 N	hustota při teplotě 15° C ρ_{o3} =	880 kg/m ³
hustota při 40° C ρ_{o1} =	859,98 kg/m ³	koeficient ve vztahu pro eta je beta =	0,02187 [1]
hustota při 75° C ρ_{o2} =	845,68 kg/m ³	din. visk. při 20° C η_{a0} =	0,0293 Pa.s
dyn. visk. při 40° C η_{a1} =	0,018920 Pa.s	teplota přiváděného maziva T_{vstup} =	35 °C
při 75° C je dyn. visk. η_{a2} =	0,0088 Pa.s	doporučená ložisková vůle ψ =	0,0018 [1]
doporučená ložisková vůle ψ =	0,00183181 [1]	úhlová rychlost čepu ω =	78,5398163 s ⁻¹

odpovídá zvolenému 0,0018 [1]

Závislost viskozity oleje na teplotě:

stř. tlak v lož. pro zvolené rozm. je pstr = 0,203102041 MPa

konstanta pro změnu hustoty A = 0,00065 K⁻¹

c = psi * d T2 = 75 °C

eta = ny * ro T1 = 40 °C

v = pi * d * n / 60 T3 = 15 °C

T0 = 20 °C

závislost viskozity na teplotě je etai = eta0 * exp[- beta * (Ti - T0)]

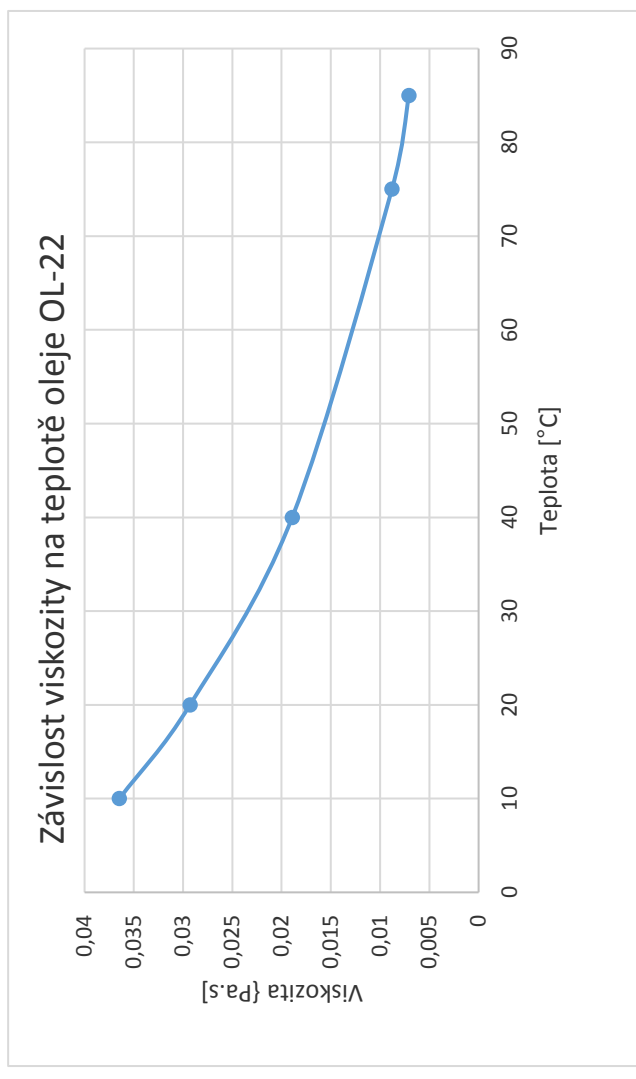
viskozita při teplotě T0 je eta0 = 0,029300167 Pa.s

poměr B / D = 0,75 [1]

Závislost viskozita - teplota

T [°C]	eta [Pa.s]	a1	a2
10	0,036463	1,1642	-1,00003
20	0,0293	-1,9456	-0,02363
40	0,018920	7,71161	-0,4215
75	0,0088	-10,1073	-0,03882
85	0,007071	5,0141	-0,09055

1,365256016 -1,29987



Kontrola únosnosti ložiska:

zvolena stř. teplota v ložisku T_s =	81 °C	postupně se lze přiblížit ke skutečné teplotě v ložisku pro vyrovnanou tepelnou bilanci
odpovídá dyn. viskozita maziva η =	0,007717825 Pa.s	
střední měrný tlak v ložisku $p_{stř}$ =	0,20 MPa	
zvolena relativní výstřednost čepu ϵ =	0,594	vhodnou volbou relativní výstřednosti ϵ je třeba vyrovnat hodnotu Sommerfeldova čísla $So(\epsilon)$ s hodnotou potřebnou pro únosnost $So(p_{stř})$
Sommerfeldovo číslo $So(\epsilon)$ =	1,087 [1]	
pro dosažení $p_{stř}$ je potřebné $So(p_{stř})$ =	1,086 [1]	
potřebná viskozita η =	0,007711249 Pa.s	pro tuto viskozitu musí být střední teplota oleje OL VG22 v ložisku T_s = 81,03898 °C
průtok maziva ložiskem bude Q =	4723186,288 mm ³ .s ⁻¹	= 17,00347 m ³ .h ⁻¹
průtok v l/min bude Q =	4,723186288 dm ³ .s ⁻¹	= 283,3912 l/min
ztráty na výkonu třením rovné vznikajícímu teple v ložisku jsou (pro radiální kluzná ložiska je obvykle $So > 1$) pro $So > 1,0$	$P_{ztr} =$	jsou ztráty funkcí viskozity $A1.F.U.\eta^{1/2}$, kde koeficient $A1 = 0,054932194 (Pa.s)^{-1/2}$
ztráty třením v ložisku (kapalinné tření, tečné napětí)	$P_{ztr} =$	9897,34893 W
součinitel tření ložiska mi =	0,0048238 [1]	
tečný odpor F_t =	360,048459 N	
odporový krouticí moment M_t =	126,01696 N.m	
ztracený výkon P_{ztr} =	9897,34893 W	
minimální tloušťka maziva h_0 =	0,7308 μm	

Tepelná bilance ložiska :

teplota okolí ložiska, kam je odváděno teplo vzniklé v lož., je $T_o = 70 \text{ } ^\circ\text{C}$

měrná tepelná kapacita použitého maziva je $c_{tep} = 1930 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$

odvod tepla mazivem pro střední teplotu maziva v ložisku $T_{stř} = 81 \text{ } ^\circ\text{C}$

a pro vstupní teplotu maziva přiváděného do ložiska $T_{vstup} = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$

mazivem odváděné teplo $P_{maz} = 353175,20 \text{ W}$

respektive na spád 1 K je součinitel odvodu tepla $W_{maz} = 7677,72 \text{ W.K}^{-1}$

odvod tepla vedením (hřídelem a párnví) a přestupem do okolí
odhad součinitele pro spád 1 K je $W_{ved} = 2559,24 \text{ W.K}^{-1}$

ztráty na výkonu třením rovné vznikajícímu teple v ložisku jsou (pro radiální kluzná ložiska je obvykle $So > 1$)
pro $So > 1,0$ jsou ztráty funkcí viskozity $A1.F.U.\eta^{1/2}$, kde koeficient $A1 = 0,054932194 \text{ (Pa.s)}^{-1/2}$

$$P_{ztr} = 9897,34893 \text{ W}$$

ztráty třením v ložisku (kapalinné tření, tečné napětí) $P_{ztr} = 9897,34893 \text{ W}$

$$T_{stř} - T_{vstup} = 46 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{stř} - T_{okolí} = 11 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Střední teplota v ložisku $T_{stř}$ je pro vyrovnanou tepelnou bilanci upravována postupným přibližováním pomocí dosazování střední teploty v ložisku, která bude zároveň odpovídat hodnotám závislosti viskozita - teplota pro použitý olej

hodnota viskozity je pro střední teplotu $T_{stř}$ rovna

$$T_{stř} = 81 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\eta_{stř} = 0,007718 \text{ Pa.s}$$

nutno vyrovnat viskozitu oleje a ložiska etas změnami excentricity eps a teploty T_s

olej ložisko

$$\text{hustota maziva pro } T_{stř} \text{ je } \rho = 842,248 \text{ kg.m}^{-3}$$

$$\text{hustota maziva pro } T_{vstup} \text{ je } \rho = 868,56 \text{ kg.m}^{-3}$$

tepelný spád $T_{stř} - T_{vstup}$ jsou asi 3/4
tepelného spádu $T_{stř} - T_{okolí}$

ize odhadnout jako asi třetinu tepla odvedeného mazivem
celkově bude $W_{odvod} = W_{maz} + W_{ved} = 10236,96 \text{ W.K}^{-1}$

Příloha E

Výpočet AXIÁLNĚ - radiálního ložiska
v místě osazení D

Návrh a kontrola axiálně-radiálního hydrodynamicky mazaného ložiska

Návrh kluzného axiálního ložiska

hodnoty vyplněné uživatelem

stř. měrný tlak v ložisku $p_{stř} =$	0,25 MPa	$1 \text{ mm}^2/\text{s} = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$	$1 \text{ Pa}\cdot\text{s} = 1 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^2 = 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{mm}^{-1}$
průměr čepu $D =$	700 mm	potřebná plocha odpovídající tlaku cca $S =$	212000 mm^2
vnější průměr ložiska $DL =$	980 mm	předpoklad. souč. využití plochy mezikruží $k =$	0,9 [1]
šířka ložiska $BI =$	294 mm	počet segmentů na kluzné ploše $i =$	10 [1]
teoretický střední poloměr čepu $R_{teor} =$	422,73 mm	použitý olej OL - 22 (ISO VG 22)	
zvolený střední poloměr čepu $R_s =$	420 mm	prostor pro segmenty $H =$	90,90909
frekvence otáčení čepu $n =$	750 1/min	kontrola prostoru pro segmenty $H/B > 1$	1,010101
potřebná šířka segmentů $B_{potřebná} =$	89,26 mm	kinemat. viskozita při 40° C $\nu_{y1} =$	22 mm^2/s
zvolená šířka segmentů $B =$	90 mm	kinemat. viskozita při 75° C $\nu_{y2} =$	10 mm^2/s
maximální délka segmentů $L_{max} =$	263,89 mm	hustota při teplotě 15° C $\rho_{o3} =$	880 kg/m^3
zvolená délka segmentů $L =$	250 mm	koeficient ve vztahu pro eta je beta =	0,02187 [1]
obvodová rychlost čepu $u =$	27,49 m/s	din. visk. při 20° C $\eta_{a0} =$	0,0293 Pa.s
klidné svislé zatížení $F =$	53000 N	teplota přiváděného maziva $T_{vstup} =$	35 °C
hustota při 40° C $\rho_{o1} =$	859,98 kg/m^3	úhlová rychlost čepu $\omega =$	78,53982 s^{-1}
hustota při 75° C $\rho_{o2} =$	845,68 kg/m^3	dyn. visk. při 40° C $\eta_{a1} =$	0,018920 Pa.s
		při 75° C je dyn. visk. $\eta_{a2} =$	0,0088 Pa.s

Závislost viskozity oleje na teplotě:

stř. tlak v lož. pro zvolené rozm. je pstr = 0,24 MPa

konstanta pro změnu hustoty A =

0,00065 K⁻¹

c = psi * d

T2 =

75 °C

eta = ny * ro

T1 =

40 °C

v = pi * d * n / 60

T3 =

15 °C

T0 =

20 °C

závislost viskozity na teplotě je

$$\text{eta}_i = \text{eta}_0 * \exp[-\text{beta} * (T_i - T_0)]$$

viskozita při teplotě T0 je

eta0 = 0,029300167 Pa.s

poměr B / L =

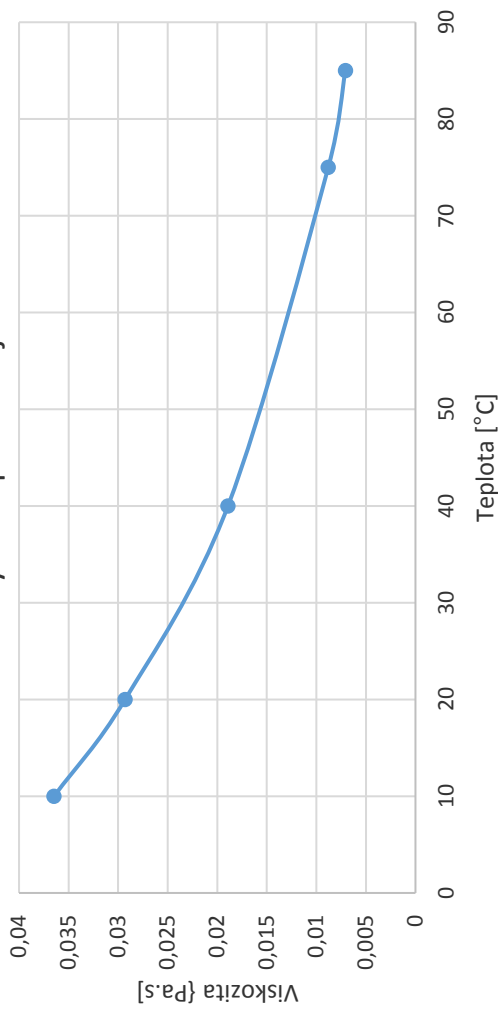
0,36 [1]

Závislost viskozita - teplota

T [°C]	eta [Pa.s]	a1	a2
10	0,03646277	1,1642	-1,00003
20	0,02930017	-1,9456	-0,02363
40	0,018920	7,71161	-0,4215
75	0,0088	-10,1073	-0,03882
85	0,00707136	5,0141	-0,09055

1,075860093 -1,06649

Závislost viskozity na teplotě oleje OL-22



Kontrola únosnosti ložiska:

středový úhel segmentu β =	0,60 rad	zvolená střední teplota maziva $T_{střední}$ =	50 °C
plocha segmentu S_1 =	22500,00 mm ²	odpovídá dyn. viskozita maziva η_{tas} =	0,01520308 Pa.s
plocha celého mezikruží S' =	237504,40 mm ²		
skutečné využití plochy mezikruží k_s =	0,95 [1]	$k_s/k \approx 1$ 	1,05 [1]
kluzná rychlost na střed. poloměru U =	32,99 m/s		
souč. pro určení nejmenší tl. maz. Vrstvy a :	0,92986 [1]		
zvolený poměr m =	0,8 [1]		
součinitel únosnosti pro nekon. šířku K_{∞}	0,02669 [1]		
souč. únosnosti pro konečnou šířku K_F =	0,00272 [1]		
minimální tl. mazací vrstvy h_2 =	0,09 mm		
sklon povrchu segmentu α =	0,0004660 rad		
Sommerfeldovo číslo So =	0,016 [1]		

Tepelná bilance ložiska :

součinitel tření axiálního ložiska $\mu = 0,01710396$ [1]

ztracený výkon třením $P_z = 29902,79$ W

průtok maziva na jednom segmentu $Q = 0,000191576$ m³·s⁻¹
 $0,191575769$ dm³·s⁻¹ 11,495 l/min

měr. tep. kap. použitého maziva je $c_t = 1930$ J·kg⁻¹·K⁻¹

požadovaná tep. přiváděného maziva $T_1 = 40$ °C

ohřátí maziva v ložisku $\Delta T = 9,19$ °C

vstupní teplota maziva do ložiska $T_1' = 45,40$ °C

skutečná střední teplota v ložisku $44,59516547$ °C

$T_1' > T_1 >$ 45,40 40 °C

└───┬───> vypočtená tloušťka maziva bude dostatečná

Příloha F

Výpočet reakcí nového návrhu uložení


```

clc
clear all
close all
format compact
format shorteng

%%% ZADÁNÍ %%%
Ro=7850e-9; % hustota oceli [kg/mm3]
g=9.81; % gravitační zrychlení [m/s2]

F1=93600;% zatěžující síla od oběžného kola 1, spojky a čepu [N]
F2=82000;% zatěžující síla od oběžného kola 2[N]
M1=31467e3;% zatěžující ohybový moment od oběžného kola 1 [Nmm]
M2=19475e3;% zatěžující ohybový moment od oběžného kola 2 [Nmm]
Fa=53000;% axiální zatěžující síla [N]
Fdv=2100;% zatěžující síla od vlastní tíhy táhla s ovládacími deskami
[N]

P=5700e3;% výkon ventilátoru [W]
n=750;% otáčky ventilátoru [min^-1]

d0=102;% průměr vrtání hřídele [mm]
d1=200;% průměr hřídele v místě působení síly G1, Fdv [mm]
d2=300;% průměr hřídele v místě působení síly G2, F1, M1 [mm]
d3=750;% průměr hřídele v místě působení síly G3, Ra [mm]
d4=800;% průměr hřídele v místě působení síly G4 [mm]
d5=1000;% průměr hřídele v místě působení síly G5 [mm]
d6=700;% průměr hřídele v místě působení síly G6, Rb [mm]
d7=300;% průměr hřídele v místě působení síly G7, F2, M2 [mm]
d8=200;% průměr hřídele v místě působení síly G8, Fdv [mm]

x1=315; % délka plochy, kde působí síla G1 [mm]
x2=390;% délka plochy, kde působí síla G2 [mm]
x3=565;% délka plochy, kde působí síla G3 [mm]
x4=103;% délka plochy, kde působí síla G4 [mm]
x5=100;% délka plochy, kde působí síla G5 [mm]
x6=525;% délka plochy, kde působí síla G6 [mm]
x7=377;% délka plochy, kde působí síla G7 [mm]
x8=315;% délka plochy, kde působí síla G8 [mm]
xF1=310;% vzdálenost působiště síly F1 od síly G1 (zleva do prava G1---
>F1) [mm]
xF2=35;% vzdálenost působiště síly F2 od síly G7 (zleva do prava G7---
>F2) [mm]
xRa=0;% vzdálenost působiště síly Ra od síly G3 (zleva do prava G3---
>Ra) [mm]
xRb=748;% vzdálenost působiště síly Rb od síly G3 (zleva do prava G3---
>Rb) [mm]
xdvL=87.5;% vzdálenost působiště síly Fdv od síly G1[mm]
xdvP=87.5;% vzdálenost působiště síly Fdv od síly G8[mm]

```

```

%%
%% VÝPOČET VLASTNÍ TÍHY %%

%% VYPOČTENÉ %%
G1=Ro*x1*pi/4*(d1^2-d0^2)*g; % zatěžující síla od vlastní tíhy
hřidele[N]
G2=Ro*x2*pi/4*(d2^2-d0^2)*g; % zatěžující síla od vlastní tíhy
hřidele[N]
G3=Ro*x3*pi/4*(d3^2-d0^2)*g; % zatěžující síla od vlastní tíhy
hřidele[N]
G4=Ro*x4*pi/4*(d4^2-d0^2)*g; % zatěžující síla od vlastní tíhy
hřidele[N]
G5=Ro*x5*pi/4*(d5^2-d0^2)*g; % zatěžující síla od vlastní tíhy
hřidele[N]
G6=Ro*x6*pi/4*(d6^2-d0^2)*g; % zatěžující síla od vlastní tíhy
hřidele[N]
G7=Ro*x7*pi/4*(d7^2-d0^2)*g; % zatěžující síla od vlastní tíhy
hřidele[N]
G8=Ro*x8*pi/4*(d8^2-d0^2)*g; % zatěžující síla od vlastní tíhy
hřidele[N]

%%
%% DÉLKY JEDNOTLIVÝCH OSAZENÍ a VZDÁLENOSTI PŮSOBIŠŤ SIL %%

x=x1+x2+x3+x4+x5+x6+x7+x8;
XFdvL=x1/2-xdvL; % vzdálenost působišť síly Fdv od bodu 0,0,0
XG1=(x1/2); % vzdálenost působišť síly G1 od bodu 0,0,0
XF1=XG1+xF1; % vzdálenost působišť síly F1 od bodu 0,0,0
XG2=x1+x2/2; % vzdálenost působišť síly G2 od bodu 0,0,0
XG3=x1+x2+x3/2; % vzdálenost působišť síly G3 od bodu 0,0,0
XRa=XG3+xRa; % vzdálenost působišť síly Ra od bodu 0,0,0
XG4=x1+x2+x3+x4/2; % vzdálenost působišť síly G4 od bodu 0,0,0
XRb=XG3+xRb; % vzdálenost působišť síly Rb od bodu 0,0,0
XG5=x1+x2+x3+x4+x5/2; % vzdálenost působišť síly G5 od bodu 0,0,0
XG6=x1+x2+x3+x4+x5+x6/2; % vzdálenost působišť síly G6 od bodu 0,0,0
XG7=x1+x2+x3+x4+x5+x6+x7/2; % vzdálenost působišť síly G7 od bodu 0,0,0
XF2=XG7+xF2; % vzdálenost působišť síly F2 od bodu 0,0,0
XG8=x1+x2+x3+x4+x5+x6+x7+x8; % vzdálenost působišť síly G8 od bodu
0,0,0
XFdvP=XG8+xdvP; % vzdálenost působišť síly Fdv od bodu 0,0,0

```

%%

%%% VÝPOČET REAKCÍ %%%

%SUM Fy=0 G1+F1+G2+G3+G4+G5+G6+G7+F2+G8+2*Fdv=Ra+Rb

%SUM Mx=0

%G1* X_{G1} +F1* X_{F1} +G2* X_{G2} +G3* X_{G3} +G4* X_{G4} +G5* X_{G5} +G6* X_{G6} +G7* X_{G7} +F2* X_{F2} +G8* X_{G8} +
Fdv*(X_{FdvL} + X_{FdvP})-M1+M2=Ra* X_{Ra} +Rb* X_{Rb}

A=[1 1; X_{Ra} X_{Rb}];

b=[G1+F1+G2+G3+G4+G5+G6+G7+F2+G8+2*Fdv;

G1* X_{G1} +F1* X_{F1} +G2* X_{G2} +G3* X_{G3} +G4* X_{G4} +G5* X_{G5} +G6* X_{G6} +G7* X_{G7} +F2* X_{F2} +G8* X_{G8} +
Fdv*(X_{FdvL} + X_{FdvP})-M1+M2];

Rce=A\b % Výpočet reakcí Ra a Rb v pořadí Ra a Rb [N]

Rce =

149.1637e+003

79.4592e+003

Příloha G

Generátor komponent - hřídel

Generátor komponent hřídele

(Verze: 2016 (Build200138000, 138))

☒ Informace o projektu

☒ Výpočet

☒ Materiál

Materiál		Vlastní materiál
Modul pružnosti v tahu	E	210000 MPa
Modul pružnosti v tlaku	G	80000 MPa
Hustota	ρ	7860 kg/m ³

☒ Vlastnosti výpočtu

Zahrnout			
Ano	Hustota	ρ	7860 kg/m ³
Ano	Součinitel smykového posunutí	β	1,188 ul
	Počet úseků		1000 ul
	Režim redukovaného napětí		HMH

☒ Zatížení

Index	Umístění	Radiální zatížení				Ohybový moment			
		Y	X	Velikost	Směr	Y	X	Velikost	Směr
1	0 mm								
2	70 mm	2100,000 N		2100,000 N					
3	315 mm					31467,000 N m		31467,000 N m	
4	467,5 mm	93600,000 N		93600,000 N					
5	2221,5 mm	82000,000 N		82000,000 N					
6	2375 mm					-19475,000 N m		19475,000 N m 180,00 deg	
7	2620 mm	2100,000 N		2100,000 N					
8	2690 mm								
9	2690 mm								

Spojité zatížení					Axiální zatížení	Kroutcí moment
Y	X	Velikost	Směr	Délka		
						72,575 N m
					-53000,000 N	
						-72,575 N m

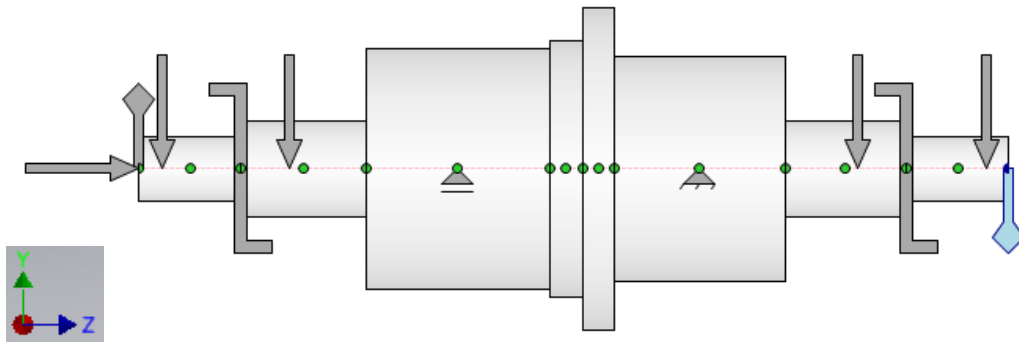
Průhyb				Úhel průhybu
Y	X	Velikost	Směr	
-121,467 microm		121,467 microm	180,00 deg	0,01 deg
-106,994 microm		106,994 microm	180,00 deg	0,01 deg
-56,348 microm		56,348 microm	180,00 deg	0,01 deg
-29,978 microm		29,978 microm	180,00 deg	0,01 deg
-21,120 microm		21,120 microm	180,00 deg	0,01 deg
-38,643 microm		38,643 microm	180,00 deg	0,01 deg
-72,207 microm		72,207 microm	180,00 deg	0,01 deg
-81,800 microm		81,800 microm	180,00 deg	0,01 deg
-81,800 microm		81,800 microm	180,00 deg	0,01 deg

Podpory

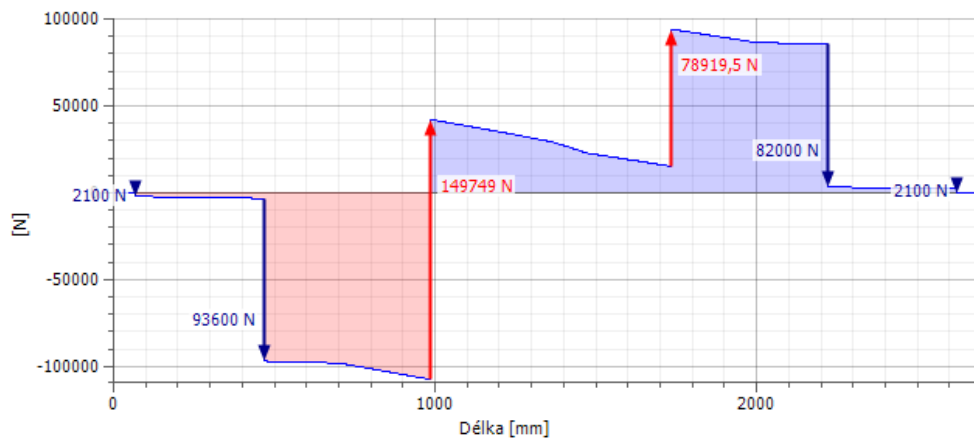
Index	Typ	Umístění	Reakční síla				
			Y	X	Velikost	Směr	Axiální zatížení
1	Volný	987,5 mm	149748,907 N		149748,907 N		
2	Pevná	1735,5 mm	78919,492 N		78919,492 N		-53000,000 N

Výsledky

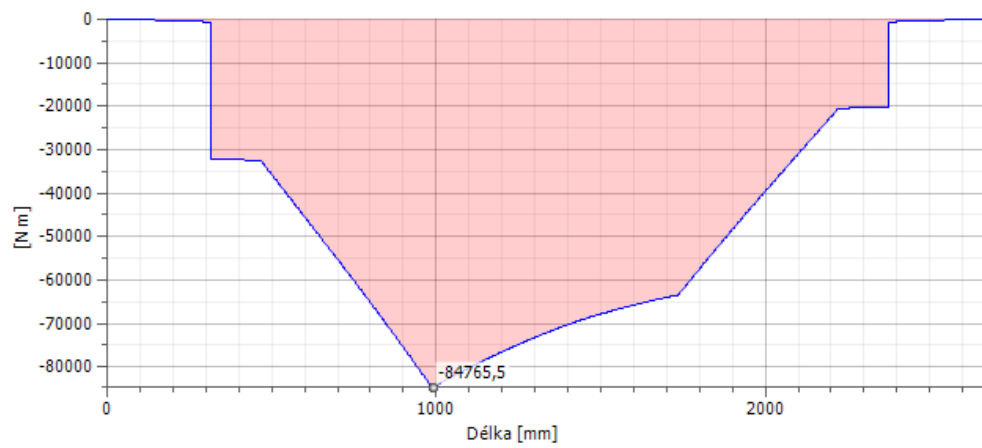
Délka	L	2690,000 mm
Hmotnost	Hmotnost	4983,190 kg
Maximální napětí v ohybu	σ_B	27,421 MPa
Maximální smykové napětí	τ_S	1,570 MPa
Maximální napětí v krutu	τ	0,050 MPa
Maximální napětí v tahu	σ_T	2,280 MPa
Maximální redukované napětí	σ_{red}	29,702 MPa
Maximální průhyb	f_{max}	121,467 microm
Úhel zkroucení	φ	0,00 deg



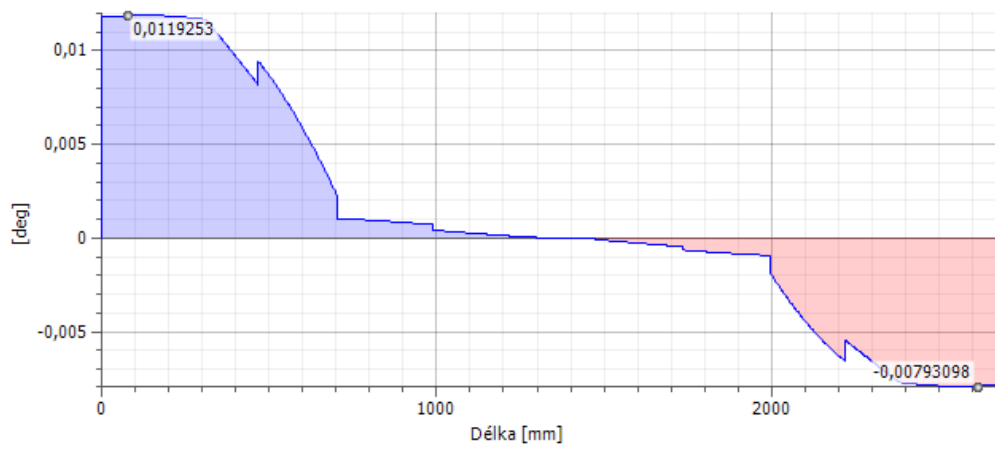
☐ Smyková síla, Rovina YZ



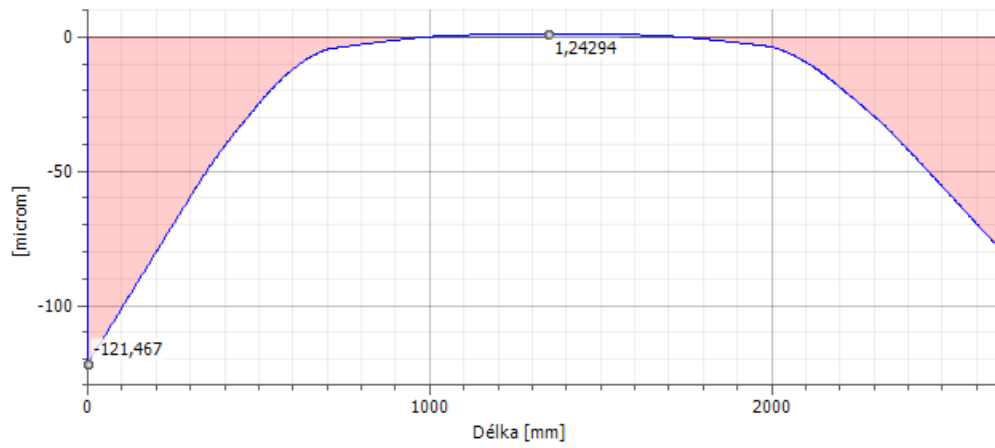
☐ Ohybový moment, Rovina YZ



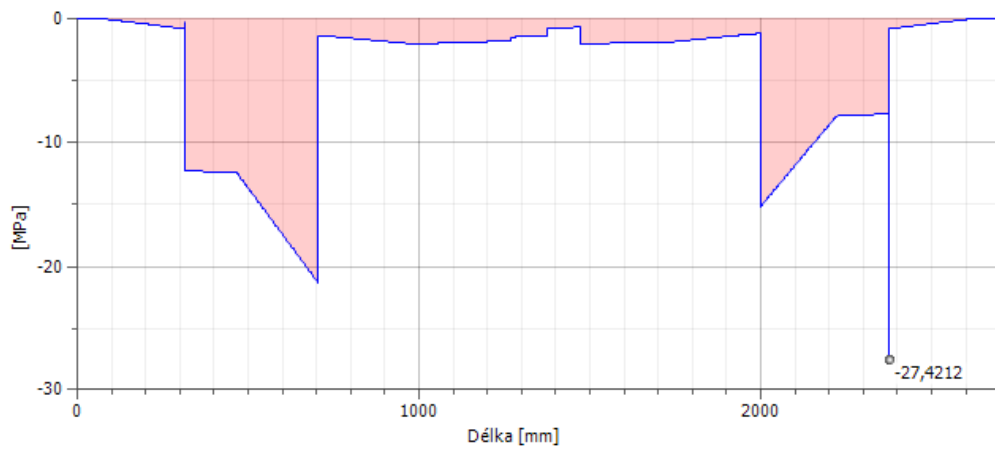
Úhel průhybu, Rovina YZ



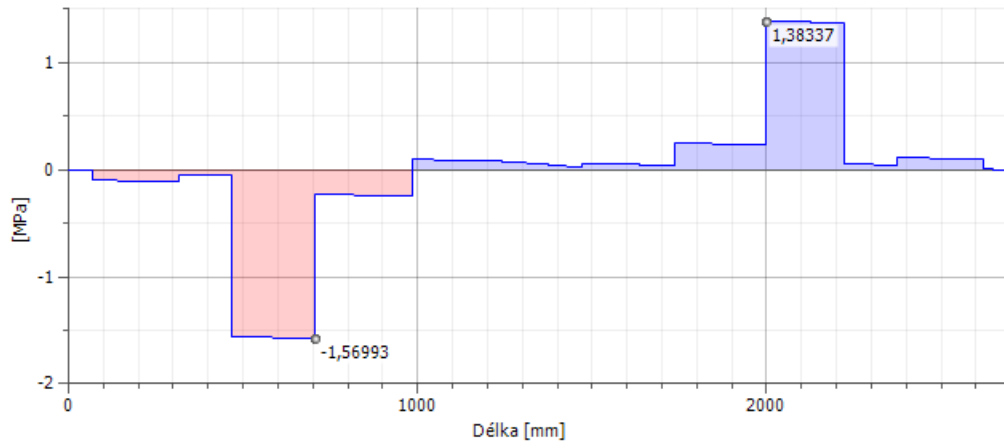
Průhyb, Rovina YZ



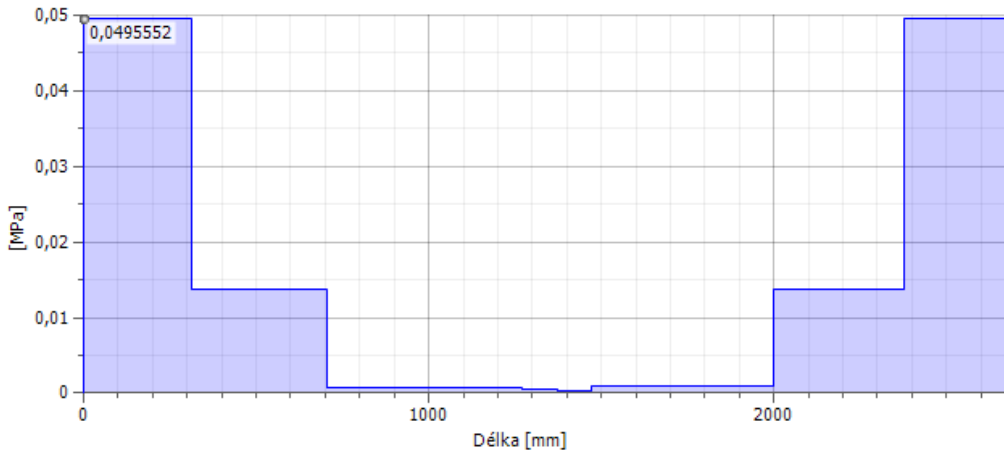
Napětí v ohybu, Rovina YZ



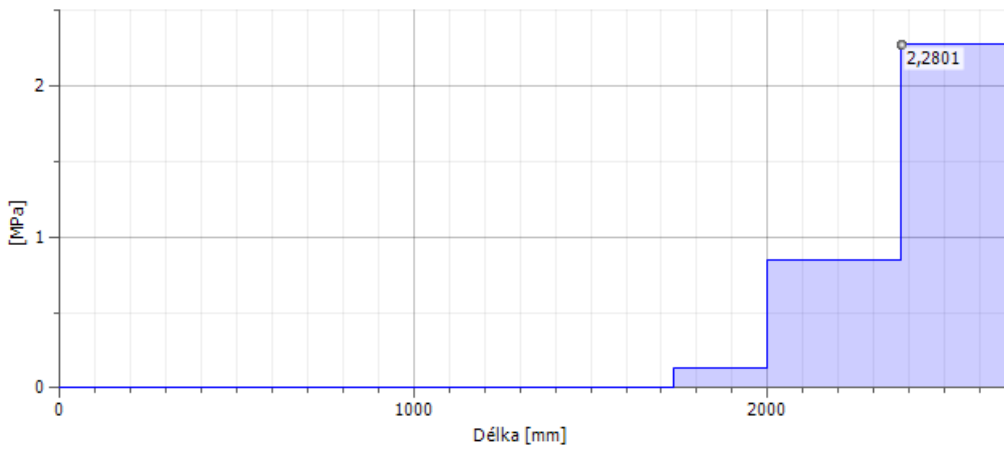
☐ Smykové napětí, Rovina YZ



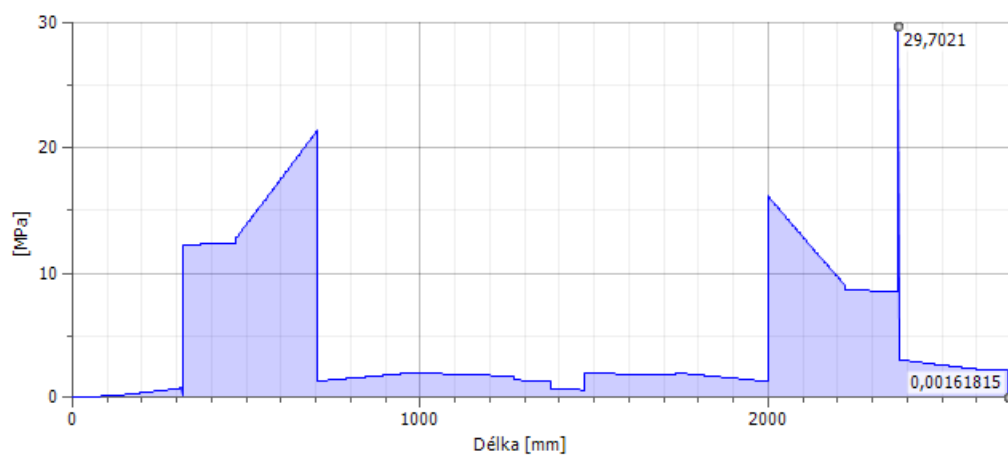
☐ Napětí v krutu



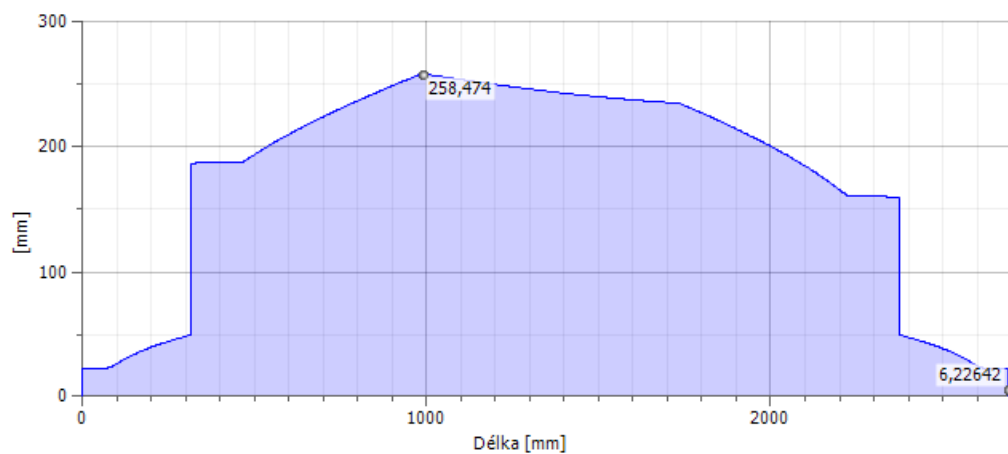
☐ Napětí v tahu



☐ Redukované napětí

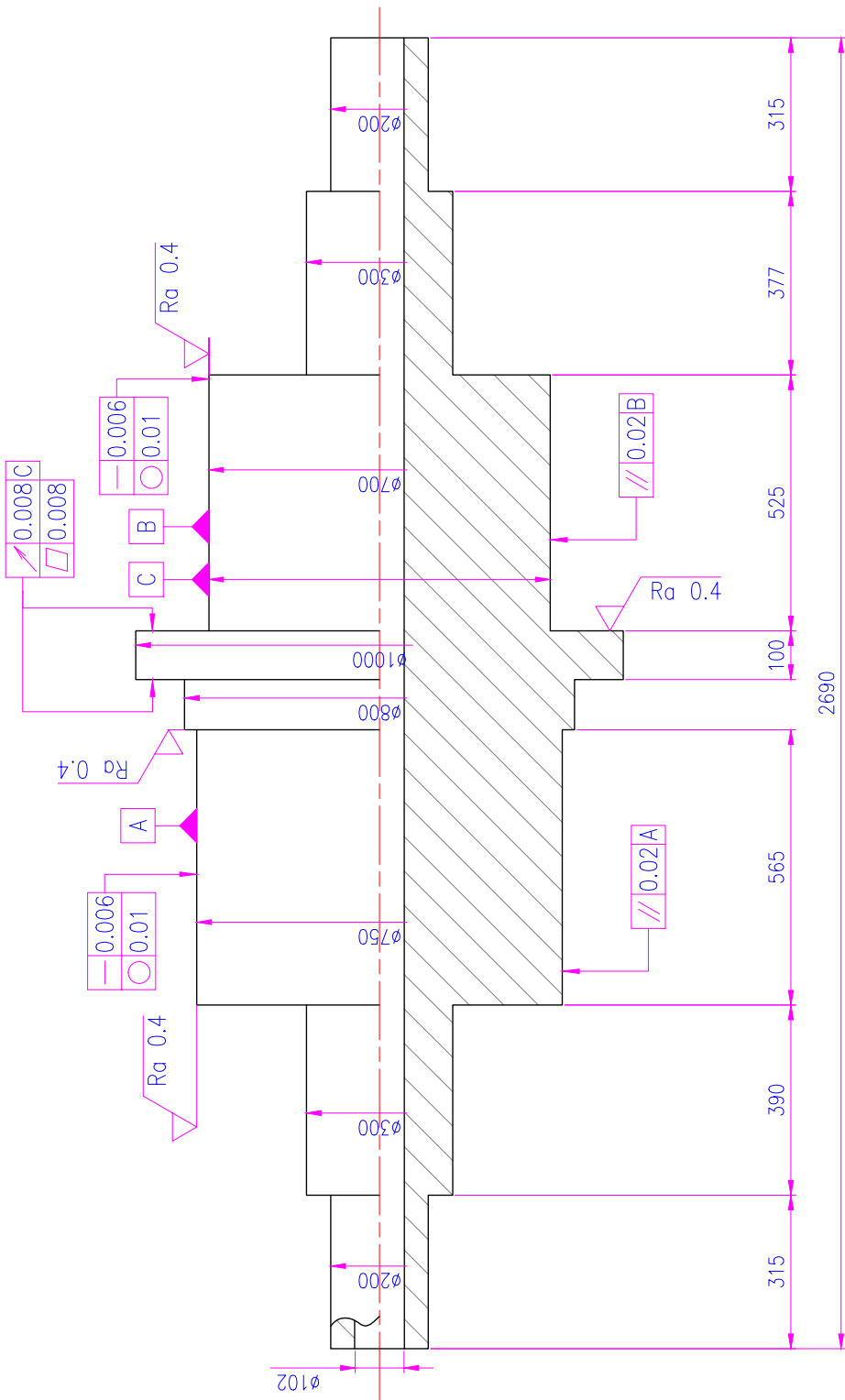


☐ Ideální průměr



Příloha H

Výkres nově navrženého hřídele axiálního ventilátoru



MATERIAL: ?					
PROMÍTÁNÍ: [ISO E]		Datum:		Datum:	
TOLEROVÁNÍ PODLE ISO 8015: NE		Popis:		MĚŘÍTKO: 1:10	
PŘESNOST ISO 7168 - mK		Datum:		ZMĚNA:	
NÁVRH:	STATIK:	Hmotnost:	Datum:	MĚŘÍTKO:	PODPIS:
KRESLIL:	MERTLIK JAN	16.5.2012	4977 kg	Č. SMÍTKU:	1:10
SKUPINA:	PŘEZK.	SESTAVA SESTAVA	SESTAVA SESTAVA	Č. SMÍTKU:	KUSOVNIK:
TECHNOL.	SCHVAL.	STAVY V.	STAVY V.	KUSOVNIK:	KUSOVNIK:
ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE			NÁZEV:		
FAKULTA STROJNÍ			HŘÍDEL		
TYP:			HŘÍDEL		
PŘÍLOHA-H			ČÍSLO VÝKRESU		