



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

OPTIMALIZACE ULOŽENÍ LOŽISEK PŘEVODOVKY DOMÍCHÁVAČE

OPTIMIZATION OF MIXER TRUCK GEARBOX BEARING ARRANGEMENTS

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. TOMÁŠ GÓRNISIEWICZ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. LIBOR NOHÁL

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav konstruování

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Tomáš Górnisiewicz

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

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

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

Optimalizace uložení ložisek převodovky domíchávače

v anglickém jazyce:

Optimization of mixer truck gearbox bearing arrangements

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem práce je analýza uložení původní převodovky, rešerše konstrukčních řešení převodovek domíchávačů a následná optimalizace uložení převodovky vzhledem k její požadované životnosti. Součástí práce je i návrh geometrie hlavního ložiska.

Cíle diplomové práce:

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

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

Forma práce: průvodní zpráva, výkres sestavení

Typ práce: teoretická; Účel práce: výzkum a vývoj

Výstup práce: publikace; Projekt: MPO - TIP

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

Zásady pro vypracování práce:

http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP_DP/Zasady_VSKP_2015.pdf

Šablona práce: http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/UK_sablona_praci.zip

Seznam odborné literatury:

1) SHIGLEY, J. E, MISCHKE, Ch. R, BUDYNAS, R. G. KONSTRUOVÁNÍ STROJNÍCH SOUČÁSTÍ. VUTIUM, 2008. 1300 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

TŮMOVÁ, Gabriela. Planetary gear sets in automotive transmissions. 1. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2011, 88 s. ISBN 978-80-01-04795-8.

2) HARRIS, T. A and KOTZALAS M. N., Advanced Concepts of Bearing Technology, Fifth edition, Taylor & Francis, 2006.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Libor Nohál

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

V Brně, dne 16.11.2014

L.S.

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

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

ABSTRAKT

Předložená diplomová práce se zabývá návrhem a optimalizací ložisek v převodovce pro domíchávač. Převodovka je důležitou komponentou autodomíchávače, jelikož slouží k pohonu a uložení bubnu. Hlavní pozornost je v této práci věnována návrhu a optimalizaci geometrie ložiska výstupní hřídele, což je klíčová a nejvíce zatížená komponenta převodovky. Ložisko bylo navrhováno při uvažování dvou základních kritérií – dynamické radiální únosnosti a kontaktního napětí v kontaktu valivého elementu a oběžných drah. Byl sestaven optimalizační algoritmus, pomocí kterého lze na základě standardního ložiska ve dvou fázích navrhnout nové ložisko, jež je specializováno pro uložení výstupního hřídele v převodovce pro domíchávač.

KLÍČOVÁ SLOVA

Domíchávač, planetová převodovka, ložisko, optimalizace, dynamická únosnost, kontaktní napětí, fmincon

ABSTRACT

This diploma thesis deals with a design and optimization of mixer truck gearbox bearing arrangements. The gearbox is an important part of mixer truck. Major emphasis is put on design of main bearing which is a key component of the gearbox because of high load applied on it. Two basic criterions were considered in main bearing design – dynamic radial load capacity and contact stress in contact of roller and raceways. Developed two-stage optimizing algorithm is based on standard bearing and allows to design new bearing which is specialized for carrying output shaft of mixer truck gearbox.

KEY WORDS

Truck mixer, planetary gearbox, bearing, optimization, dynamic load capacity, contact stress, fmincon

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

GÓRNIŚIEWICZ, T. *Optimalizace uložení ložisek převodovky domíchávače*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 105 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Libor Nohál.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci *Optimalizace uložení ložisek převodovky domíchávače* vypracoval samostatně pod vedením Ing. Libora Nohála a uvedl v seznamu zdrojů všechny použité literární a odborné zdroje.

V Brně dne 29. května 2015

.....

vlastnoruční podpis autora

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych chtěl velmi poděkovat vedoucímu mé diplomové práce, Ing. Liboru Nohálovi, především za jeho odborné vedení, cenné rady, ochotu a čas, který mi při řešení práce věnoval. Dále bych rád poděkoval firmě ZKL a jejím zaměstnancům, zejména Ing. Martinu Zbožínkovi, za pomoc a technickou podporu při realizaci tohoto projektu. Mé poděkování patří také Ing. Zdeňku Neusserovi, Ph.D., Ing. Lukáši Kokrdovi a RNDr. Pavlu Popelovi, Ph.D. za odborné rady při tvorbě optimalizačního algoritmu.

V neposlední řadě děkuji mé přítelkyni a rodičům za podporu a trpělivost při řešení této práce i po celou dobu studia.

OBSAH

ÚVOD	13
1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	14
1.1 Konstrukce autodomíchávače betonu	14
1.1.1 Uložení a pohon bubnu	14
1.1.2 Silové poměry v uložení bubnu	16
1.1.3 Vliv provozních podmínek na zatížení převodovky	17
1.1.4 Požadavky na konstrukci převodovky pro pohon bubnu	19
1.2 Převodovky s vysokým převodovým poměrem	20
1.2.1 Harmonické převodovky	20
1.2.2 Cykloidní převodovky	21
1.2.3 Planetové převodovky	22
1.3 Ložiska používaná v převodovkách pro domíchávače	24
1.3.1 Charakteristika a rozdělení valivých ložisek	25
1.3.2 Kuličková ložiska	26
1.3.3 Válečková ložiska	29
1.3.4 Soudečková ložiska	30
1.3.5 Kuželíková ložiska	32
1.4 Konstrukční uspořádání převodovky domíchávače	33
1.4.1 Převodový mechanismus	34
1.4.2 Uložení výstupního hřídele	35
1.4.3 Konstrukce hlavního ložiska	36
1.4.4 Uložení vstupního hřídele a satelitů	37
1.4.5 Vybrané konstrukce převodovek pro domíchávače	38
1.5 Základní možnosti optimalizace	41
2 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE	42
2.1 Analýza problému	42
2.2 Cíl práce	42
2.3 Odůvodnění nutnosti a potřeby řešení	43
3 METODY	44
3.1 Metodický přístup k řešení	44
3.2 Analýza převodovky pro kubaturu 6 m ³	45
3.2.1 Popis předložené převodovky a použitého uložení	45
3.2.2 Předpoklady výpočtu a zavedená zjednodušení	46
3.3 Analýza silových poměrů v převodovce pro kubaturu 10 m ³	48
3.3.1 Popis předložené převodovky	48
3.4 Návrh ložisek vstupního hřídele a satelitů	49
3.5 Návrh a optimalizace hlavního ložiska	50
3.5.1 Volba typu ložiska	50
3.5.2 Návrh vnitřní geometrie ložiska z hlediska dynamické únosnosti	51
3.5.3 Optimalizace vnitřní geometrie z hlediska kontaktního napětí	52
3.5.4 Postup při návrhu konstrukčních variant	55
3.6 Analytický výpočet kontaktního napětí	55
3.7 Výpočet kontaktního napětí pomocí MKP	55
3.7.1 Globální model ložiska	56
3.7.2 Lokální model ložiska	57
4 VÝSLEDKY	58

4.1	Analýza převodovky pro kubaturu 6 m ³	58
4.2	Analýza silových poměrů v převodovce pro 10 m ³	59
4.3	Návrh a kontrola ložisek vstupního hřídele a satelitů	59
4.4	Návrh hlavního ložiska z hlediska radiální únosnosti	60
4.4.1	Sestavení optimalizačního algoritmu	60
4.4.2	Výsledky optimalizace	68
4.5	Optimalizace hlavního ložiska z hlediska přimknutí	70
4.5.1	Sestavení optimalizačního algoritmu	70
4.5.2	Výsledky optimalizace přimknutí	76
4.6	Rozšíření vnějšího kroužku hlavního ložiska	77
4.7	Návrh konstrukčních variant hlavního ložiska	78
4.8	Výpočet kontaktního napětí v hlavním ložisku	78
5	DISKUZE	80
5.1	Posouzení návrhu ložisek satelitů a vstupního hřídele	80
5.2	Posouzení návrhu hlavního ložiska	80
	ZÁVĚR	82
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	83
	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN	86
	SEZNAM OBRÁZKŮ	88
	SEZNAM TABULEK	90
	SEZNAM PŘÍLOH	91
	PŘÍLOHY	92

ÚVOD

Beton patří k základním stavebním materiálům a je používán téměř na všech staveništích. Vyrábí se v betonárnách, odkud je pak dopravován na staveniště. Při dopravě je nezbytné beton neustále míchat, aby nedošlo k jeho ztuhnutí. Za tímto účelem byly vyvinuty transportní domíchávače betonu, tzv. autodomíchávače, které zajišťují jeho dopravu z betonárny na staveniště.

Jednou z klíčových částí celého domíchávače je převodovka pohonu bubnu. Ta přenáší točivý moment hnacího stroje na buben a zároveň slouží k jeho uložení. Na převodovku je kladeno několik požadavků. Mezi nejdůležitější patří vysoký převodový poměr, schopnost přenášet vysoký krouticí moment a zatížení vyvozená tíhou bubnu s náplní. Specifickým požadavkem je naklopitelnost výstupního hřídele. Ta je nezbytná pro přenesení vyklopení osy bubnu vlivem elastické deformace rámu vozidla, např. při přejezdu nerovností. Klíčovou a nejvíce zatíženou komponentou převodovky je ložisko výstupního hřídele, tzv. hlavní ložisko, jenž zachytává zatížení od bubnu a náplně. Hlavní ložisko proto musí mít vysokou dynamickou únosnost a musí umožňovat naklopení hřídele. To vše při velmi nízké frekvenci otáčení, přibližně 15 min^{-1} .

V současné době se v této aplikaci používají výhradně planetové převodovky se dvěma či třemi převodovými stupni. Uložení ozubených kol a hřídelů bývají valivá. Hlavní ložiska mohou být trojího typu – buďto dvouřadá soudečková, nebo dvouřadá kuželíková, anebo dvouřadá kuličková s kosoúhlým stykem. Tato ložiska se zpravidla navrhují ve velmi malých sériích přesně podle potřeb a přání konkrétního zákazníka.

V posledních několika letech došlo na trhu s autodomíchávači k výrazné změně preferencí zákazníků. Prodeje dříve nejrozšířenější kategorie domíchávačů s bubny o objemu nad 18 m^3 klesají a naproti tomu je zaznamenáván rychle rostoucí zájem zákazníků o domíchávače malé a střední kategorie s objemem bubnu (6 až 12 m^3). Výrobci domíchávačů, převodovek i ložisek musí na tuto změnu rychle reagovat a rozšířit svůj sortiment v této kategorii.

Náplní této diplomové práce je návrh uložení vstupního hřídele a satelitních ozubených kol v převodovce pro buben o objemu (10 až 12 m^3), která je v současnosti vyvíjena předním evropským výrobcem. Uložení pro tuto převodovku bude navrženo s ohledem na jeho požadovanou trvanlivost. Hlavním cílem této práce je návrh hlavního ložiska pro použití v této převodovce. Při návrhu zmíněných uložení bude vycházeno z konstrukce již existující převodovky pro kubaturu 6 m^3 . Návrh hlavního ložiska se bude zakládat na konstrukci ložiska výstupního hřídele v převodovce pro 6 m^3 , přičemž bude využito optimalizačních metod. Při optimalizaci budou uvažována dvě základní kritéria – dynamická radiální únosnost ložiska a kontaktní napětí ve v kontaktu valivých elementů a oběžných drah. Diplomová práce je řešena ve spolupráci se společností ZKL Group, a.s. a předním evropským výrobcem převodovek pro domíchávače.

1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

1.1 Konstrukce autodomíchávače betonu

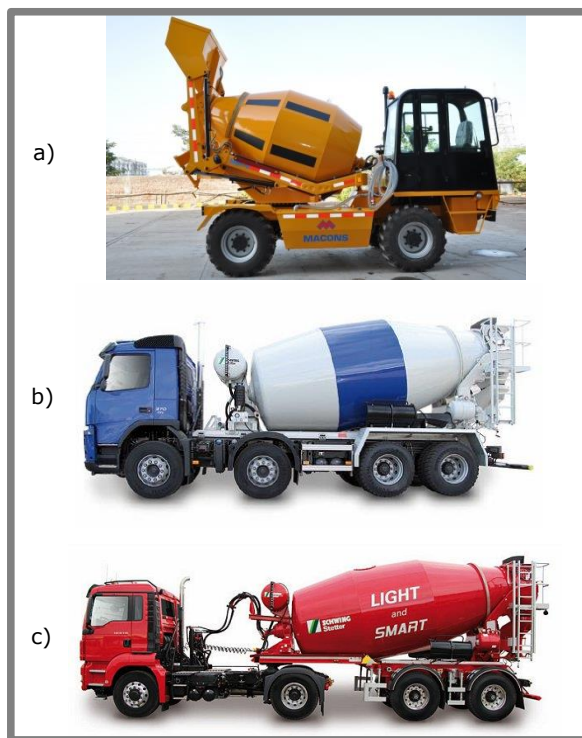
Autodomíchávače se rozdělují zpravidla podle umístění bubnu. Podle tohoto kritéria rozeznáváme tři základní typy autodomíchávačů:

- kompaktní autodomíchávače,
- autodomíchávače s nástavbou na podvozku vozidla,
- autodomíchávače s nástavbou na návěsu [1].

V případě kompaktního domíchávače je buben umístěn na nástavbě, která je integrální součástí vozidla. Toto řešení se používá zpravidla pro bubny o objemu do 5 m³. Příklad kompaktního domíchávače je ukázán na obr. 1-1a.[1]

U druhého typu domíchávače je buben umístěn na nástavbě montované na podvozek standardního nákladního automobilu, viz obr. 1-1b. Rozdíl oproti kompaktnímu domíchávači spočívá v modularitě celého autodomíchávače – nástavba s bubnem se prodává samostatně a lze ji namontovat na podvozky různých výrobců nákladních vozidel. Tento typ autodomíchávače je v současnosti nejpoužívanější a na trhu také nejvíce žádaný. Objem bubnu se u tohoto uspořádání pohybuje v rozmezí (6 až 16) m³ [2].

Třetí typ domíchávače je určen pro bubny o objemu (12 až 22) m³. Nástavba s bubnem je zde uložena na návěsu zapřáhnutém za tahač, jak je vidět na obr. 1-1c [1].



Obr. 1-1 Základní typy autodomíchávačů [2], [3]

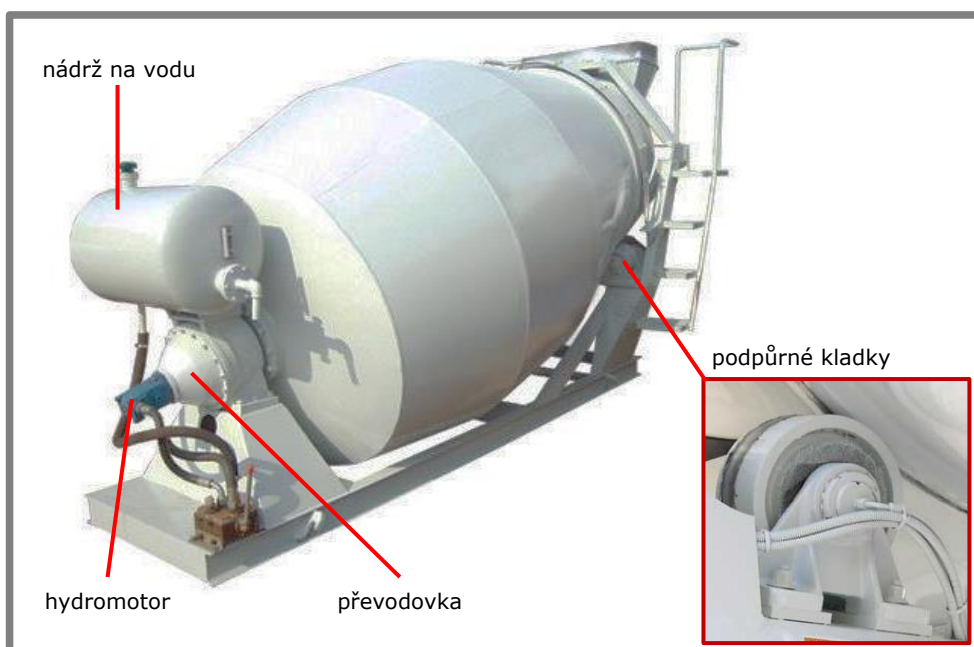
1.1.1 Uložení a pohon bubnu

Uložení bubnu na nástavbě je provedeno pomocí dvou podpůrných kladek na násypném konci bubnu, zatímco na uzavřeném konci je buben montován přímo na

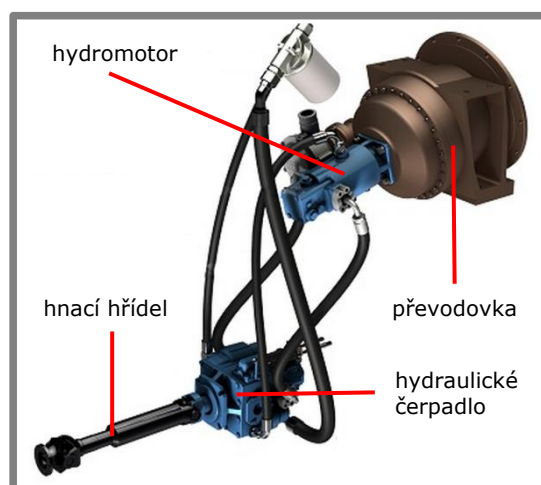
výstupní přírubu převodovky, viz obr. 1-2 a obr. 1-3. Převodovka tak kromě pohonu bubnu slouží i k jeho uložení.

Pohon bubnu zajišťuje hydromotor montovaný přímo na převodovku s výstupními otáčkami v rozmezí obvykle $(1\ 100 \div 3\ 000)$ min^{-1} . Potřebný tlak v hydraulickém systému vyvíjí hydraulické axiální čerpadlo poháněné buďto pohonnou jednotkou vozidla, nebo separátním spalovacím motorem o výkonu $(30 \div 90)$ kW podle objemu bubnu, umístěným na nástavbě. Součástí hydraulického systému je také nádrž na vodu o objemu okolo 400 l. Pohonný systém bubnu je vyobrazen na obr. 1-3 a některé jeho části lze vidět i na obr. 1-2 [2], [4] – [9].

Pokud je hydraulické čerpadlo poháněno pohonnou jednotkou vozidla, je nutné, aby byl celý hydraulický systém vybaven regulací. Důvodem jsou neustále se měnící otáčky motoru při jízdě. Regulováním tlaku v hydromotoru se dosahuje konstantních otáček bubnu. Pohonný systém musí být dále schopen reverzace, jelikož vyprazdňování bubnu se provádí změnou smyslu otáčení hydromotoru [10].



Obr. 1-2 Nástavba autodomíchávače [11], [12]

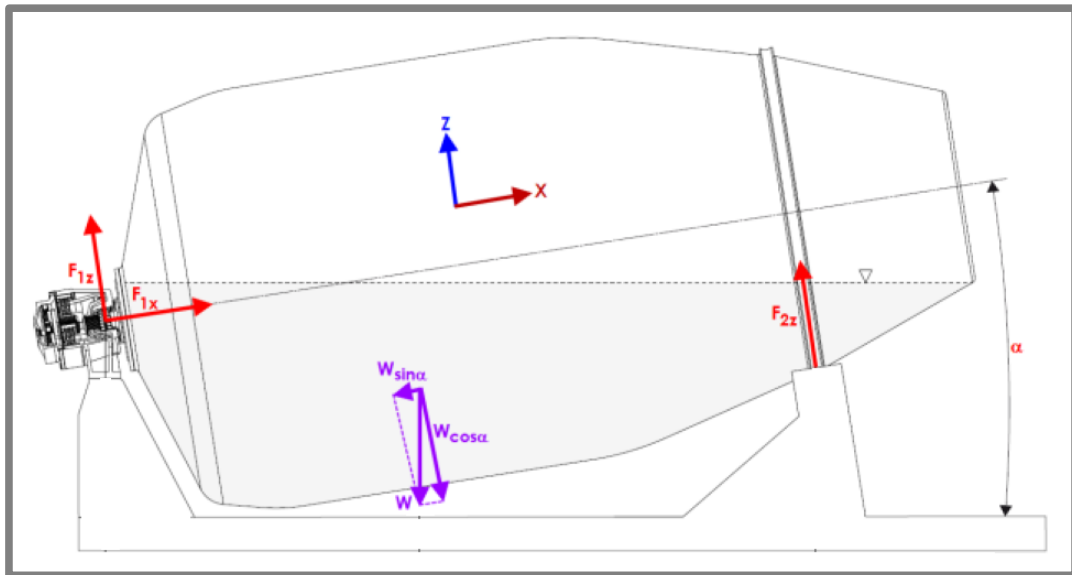


Obr. 1-3 Hydraulický pohonný systém bubnu [10]

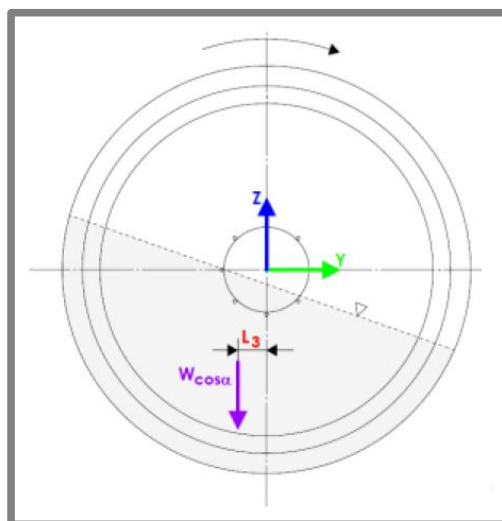
1.1.2 Silové poměry v uložení bubnu

Silové poměry v uložení bubnu jsou znázorněny na Obr. 1-4 a Obr. 1-5. Tíhová síla vyvozená tíhou bubnu a betonu je reprezentována fialovou barvou a písmenem W . Za povšimnutí stojí působíště této síly, které je posunuté mimo vertikální osu symetrie bubnu. Příčinou je nahromadění betonu na jednu stranu vlivem otáčení bubnu. Hladina betonu je vyznačena přerušovanou čarou a jak je z obrázků patrné, objem betonu dosahuje (50 až 60) % objemu bubnu. Tento poměr plnění je obvyklý u bubnů všech velikostí [13].

Proti tíhové síle působí reakční síly v podpůrných kladkách a v převodovce. Zatímco kladky přenášejí pouze radiální zatížení (F_{2z}), převodovka zachytává radiální i axiální síly (F_{1z} , F_{1x}). Pro síly F_{1z} a F_{1x} obecně platí, že axiální síla je výrazně menší, než radiální síla. Velikost těchto sil je klíčová pro návrh převodovky a ložiska výstupního hřídele. Výpočet zatížení ložiska výstupního hřídele je podrobněji popsán v následující kapitole [13].



Obr. 1-4 Silové poměry v uložení bubnu v rovině xz [13]



Obr. 1-5 Silové poměry v uložení bubnu v rovině zy [13]

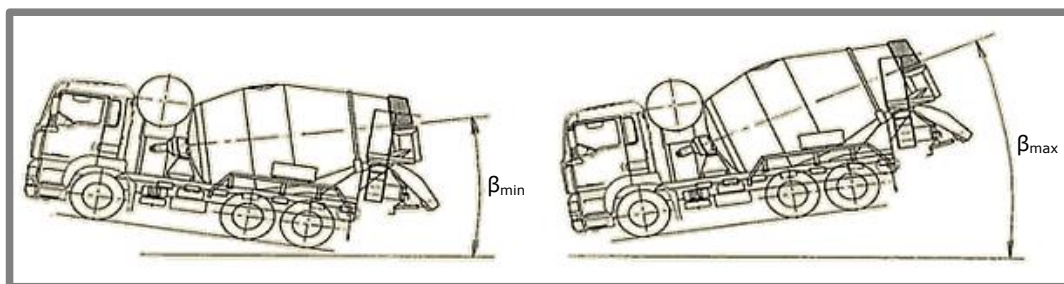
1.1.3 Vliv provozních podmínek na zatížení převodovky

Při návrhu převodovky a volbě ložisek je potřeba brát v úvahu všechny podstatné faktory, které na převodovku působí při provozu a které ovlivňují velikost jejího zatížení. Nejvýznamnější faktory ovlivňující zatížení převodovky domíchávače jsou tyto:

- objem bubnu,
- sklon osy bubnu,
- rázy při přejezdu nerovností,
- vyklopení bubnu ze jmenovité polohy osy v převodovce [14].

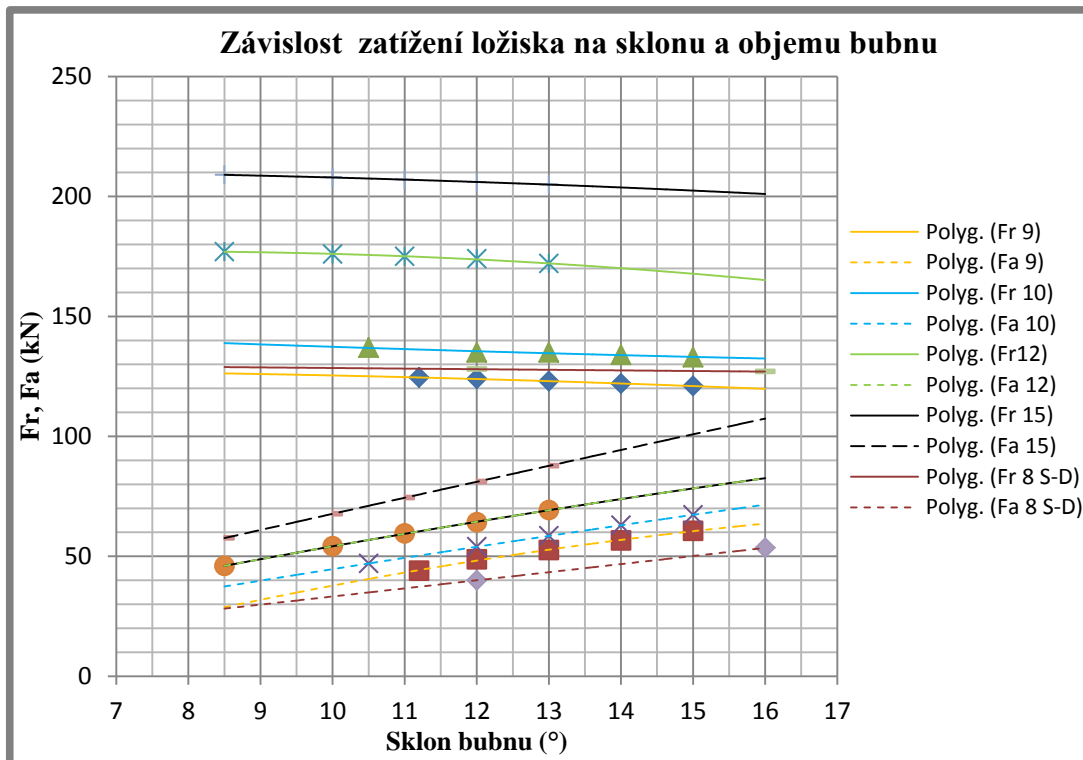
Objem bubnu má rozhodující vliv na silové poměry v ozubeném soukolí převodovky. Čím větší je objem bubnu, tím větší musí být výkon hnacího motoru. S tím je spojen větší točivý moment a tím pádem i větší síly působící v ozubení. Objem bubnu ovlivňuje také zatížení ložiska výstupního hřídele, které zachytává axiální a část radiální síly vyvozené tíhou bubnu a jeho náplně, jak bylo vysvětleno v předchozí kapitole. Se zvětšujícím se objemem bubnu samozřejmě roste axiální i radiální zatížení tohoto ložiska [13], [14].

Sklon osy bubnu má významný vliv na poměr axiální a radiální síly působící na uložení výstupního hřídele. Celkový úhel, pod kterým je osa bubnu skloněna, je dán součtem sklonu bubnu vůči nástavbě (úhel α na Obr. 1-4) a sklonem vozovky, po které se domíchávač pohybuje. Úhel α se u současných převodovek pohybuje v rozsahu $(0 \div 15)^\circ$ [4]–[8], [15], [16]. Jak je zřejmé z Obr. 1-6, celkový sklon osy bubnu (úhel β) se zmenšuje při jízdě do kopce a zvětšuje při jízdě z kopce. S rostoucím úhlem sklonu β klesá radiální zatížení ložiska výstupního hřídele a zároveň roste jeho axiální zatížení. Při jízdě do kopce, tedy zmenšování úhlu β , je tomu naopak [14].



Obr. 1-6 Celkový sklon bubnu při jízdě do kopce a z kopce [14]

Vliv objemu bubnu a sklonu bubnu je patrný z Obr. 1-7, ukazujícího závislost radiálního (F_r) a axiálního (F_a) zatížení hlavního ložiska na objemu a sklonu bubnu. Studie je provedena pro objemy bubnů 8 m^3 , 9 m^3 , 10 m^3 , 12 m^3 a 15 m^3 a sklon bubnu $(8,5 \div 16)^\circ$ [14].



Obr. 1-7 Závislost zatížení výstupního ložiska na objemu a sklonu bubnu [14]

Téměř samozřejmým činitelem ovlivňujícím zatížení jsou **rázy** vznikající při jízdě domíchávače po nerovném povrchu. To je u domíchávače relativně častým jevem, jelikož se velkou část provozní doby pohybuje po staveništi, kde bývá terén velmi zvlňný.

Posledním faktorem majícím významný vliv na zatížení převodovky jsou tzv. **náhodná vyklopení** bubnu ze jmenovité polohy osy v převodovce. Tato vyklopení jsou způsobena elastickou deformací podvozku domíchávače při přejezdu nerovností. Aby bylo možné absorbovat náhodná vyklopení bubnu, výstupní hřídel převodovky musí být naklopatelný, nebo musí být celá převodovka uložena na otočném čepu [14].

Stanovení zatížení ložiska výstupního hřídele

Výpočet sil působících na ložisko výstupního hřídele vychází ze silových poměrů popsaných v kap. 1.1.2. Z rovnic statické rovnováhy pro Obr. 1-4 a Obr. 1-5 se spočítá statické zatížení ložiska. Do takto vypočteného zatížení je pak nutné zahrnout dynamické vlivy popsané výše. Je také potřeba vzít v úvahu režimy, ve kterých je převodovka provozována. Ty zahrnují např. plnění bubnu v betonárce, různé fáze míchání betonové směsi, vyprazdňování bubnu na staveništi, cestu zpět do betonárky, atd. V každém provozním režimu má ložisko různé otáčky a působí na něj různě velké síly. Způsob, jakým je určeno zatížení v každém režimu a jak jsou v něm zohledněny popsané dynamické vlivy, je výrobcí převodovek utajován, jelikož patří k jejich „know-how“.

Vypočítané hodnoty zatížení, otáček a časového podílu pro každý provozní režim jsou pak shrnuty do tzv. zatěžovacího spektra. Příklad zatěžovacího spektra pro převodovku firmy ZTS Sabinov určenou pro buben o objemu 12 m³ je uveden v

Tab. 1-1. Z hodnot v této tabulce jsou pak spočteny vážené průměry zatížení a otáček, které se pak používají při návrhu ložisek hřídelů ozubených kol v převodovce. Vážené průměry pro Tab. 1-1 jsou uvedeny v Tab. 1-2.

Tab. 1-1 Zatěžovací spektrum převodovky pro bubnu o objemu 12 m³ [18]

Zatěžovací případ	Radiální zatížení (kN)	Axiální zatížení (kN)	Otáčky bubnu (min ⁻¹)	Časový podíl (%)
1	245	63	14	4,90
2	187	47	14	16,70
3	218	63	4	28,80
4	225	73	4	0,40
5	396	85	4	0,40
6	160	60	-12	4,20
7	121	47	-12	14,80
8	17	5	0	29,00
9	17	7	0	0,60
10	789	91	1	0,05
11	667	144	1	0,05
12	609	117	1	0,05

Tab. 1-2 Vážený průměr hodnot zatížení a otáček [18]

F _{1z} (kN)	F _{1x} (kN)	Otáčky bubnu (min ⁻¹)
189	54	6,5

1.1.4 Požadavky na konstrukci převodovky pro pohon bubnu

1.1.4

Na základě silových poměrů v uložení bubnu a vlivů, které na převodovku při provozu působí, lze shrnout tyto základní požadavky na konstrukci převodovky pro pohon bubnu domíchávače:

- kompaktní rozměry,
- vysoký převodový poměr převodového mechanismu,
- schopnost přenést vysoké zatížení,
- naklopatelný výstupní hřídel,
- trvanlivost 10 000 h.

Kompaktní rozměry převodovky jsou požadovány z důvodu omezeného zástavbového prostoru v nástavbě domíchávače. Vysoký převodový poměr je nutný vzhledem k výraznému rozdílu mezi otáčkami hnacího hydromotoru a otáčkami bubnu, které zpravidla dosahují hodnot menších než 25 min⁻¹ [4], [7], [15]–[17]. Jak je vidět např. z Tab. 1-1, na převodovku působí vysoké zatížení vyvozené především tíhou bubnu s náplní. Na toto zatížení musí být dimenzováno ozubení i uložení

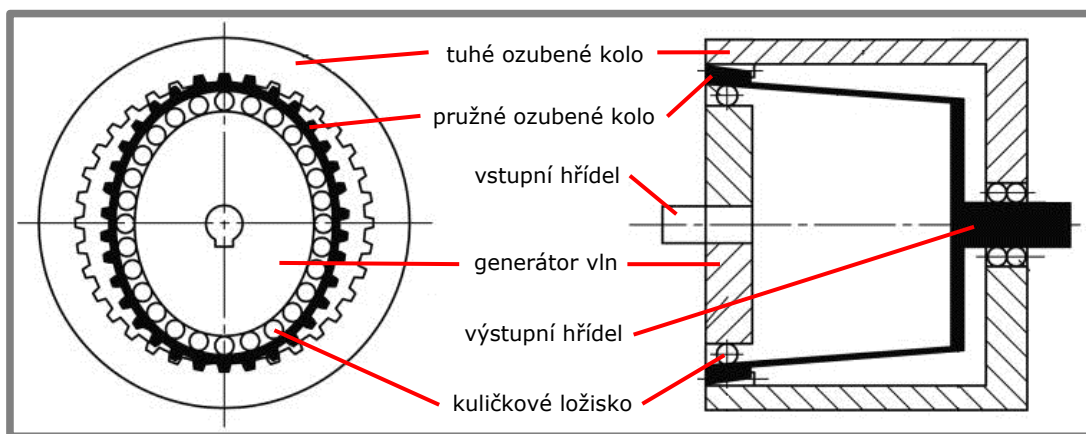
ozubených kol a hřídelů. Dále je nutné zajistit naklopitelnost výstupního hřídele, aby převodovka byla schopna absorbovat tzv. náhodná vyklopení osy bubnu z její jmenovité polohy. Ta dosahují hodnoty až $\pm 6^\circ$. Trvanlivost, na kterou se převodovky pro domíchávače navrhuji je zpravidla 10 000 h [18].

1.2 Převodovky s vysokým převodovým poměrem

Cílem této kapitoly je vytvořit základní přehled převodovek s velmi vysokým převodovým poměrem, které by přicházely v úvahu pro použití v převodovce pro pohon bubnu. Zhodnocení vhodnosti jejich použití pro pohon bubnu domíchávače proběhne v kap. 1.4.1.

1.2.1 Harmonické převodovky

V harmonické převodovce je krouticí moment přenášen pomocí deformace jednoho z ozubených kol. Schéma jednoduchého harmonického převodu je znázorněno na Obr. 1-8.



Obr. 1-8 Schéma harmonické převodovky [19]

Tuhé ozubené kolo má menší průměr než pružné ozubené kolo. Tuhé kolo má zpravidla o 2 až 5 zubů více než pružné kolo. Do menšího (pružného) ozubeného kola je vložen generátor vln, který je zpravidla, stejně jako na Obr. 1-8, tvořen vačkou. Často se používají také kotoučové generátory se třemi i více kotouči [20]. Z obrázku je patrné, že generátor vln má větší rozměr než je průměr pružného kola, proto se kolo deformuje přibližně do eliptického tvaru a jeho zuby zapadají do zubových mezer tuhého ozubeného kola v místě hlavní eliptické osy [21]. Otáčením vačky se pružné kolo deformuje stále v jiných místech, čímž generátor vln při otáčení vyvolává deformační vlnu. Z tohoto důvodu se harmonické převodovky nazývají též převodovkami vlnovými. Generátor zde vytváří dvě vlny během jedné otáčky okolo osy. Při použití unášedce se třemi kotouči se vytvářejí vlny tři. Kterékoliv z obou ozubených kol může být kolem hnaným, případně stojícím. Generátor vln však nemůže být naháněný, protože by vznikl samosvorný mechanismus [20].

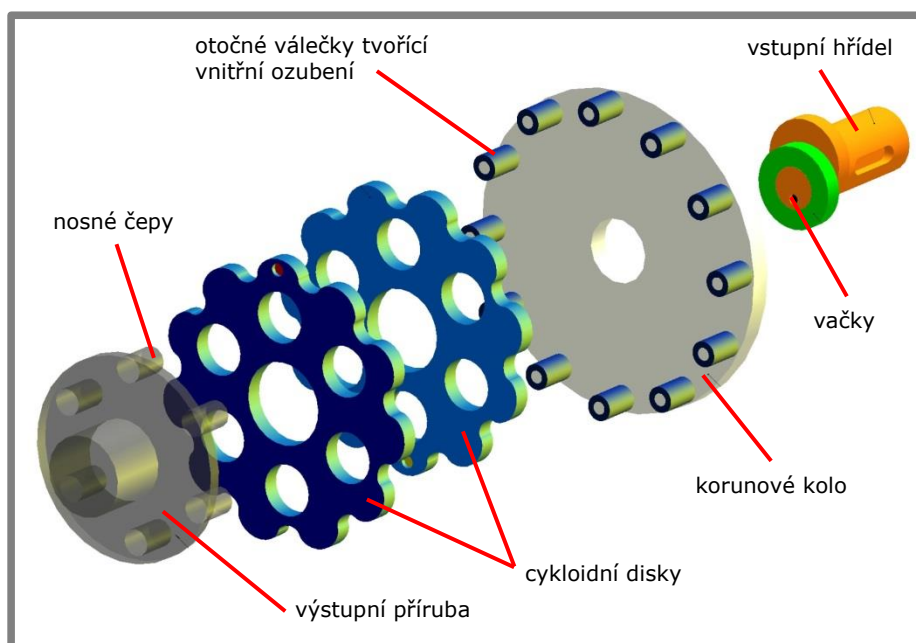
Hlavní výhodou harmonických převodovek oproti klasickým převodovkám je jejich schopnost dosáhnout vysokého převodového poměru. Je-li pružné ozubené

kolo vyrobeno z oceli, lze v jednom převodovém stupni realizovat převodový poměr $60 \div 300$. Díky tomu, že se takto vysokých převodových poměrů dosahuje pouze třemi základními prvky, mají harmonické převodovky výrazně menší rozměry a hmotnost, než je tomu u klasických převodovek [21]. Další výhodou je vysoká kinematická přesnost vlnových převodů vyplývající z toho, že v záběru je současně větší počet zubů [20].

Nevýhodou harmonických převodovek představuje jejich nižší účinnost, která při převodovém poměru v rozmezí $(50 \div 150)$ bývá (80 až 90) %. Dalším negativem je relativně vysoká cena daná náročnou výrobou pružného ozubeného kola [20].

1.2.2 Cykloidní převodovky

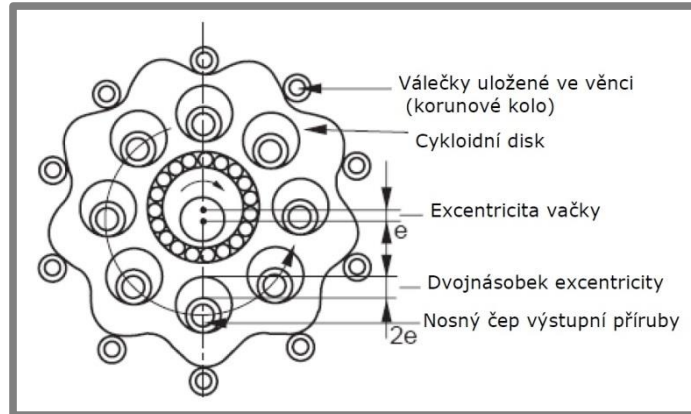
Hlavní součásti cykloidního převodu jsou ukázány na obr. 1-9. Satelitní kola jsou u cykloidního převodu nahrazena dvěma disky s cykloidním ozubením a s vyvrtanými otvory rozmístěnými rovnoměrně na kružnici. Unášec je realizován vačkami, jejichž excentricita je shodná s ramenem původního unášeče. Pevné korunové kolo má vnitřní ozubení kruhového tvaru, které je tvořeno válečky otočnými na čepech a pevně uchycenými na korunovém kole – viz obr. 1-9 a obr. 1-10 [20], [22].



Obr. 1-9 Základní části cykloidního převodu [22]

Excentry jsou navzájem přesazeny o 180° a tvoří jeden celek s vstupním hřídelem. Při otáčení hnacího hřídele se obě excentrické vačky pohybují po kružnici o poloměru rovném jejich excentricitě. Na excentrech jsou za použití valivých ložisek uloženy cykloidní disky, které jsou navzájem přesazeny rovněž o 180° . Pohyb vaček způsobuje odvalování cykloidních disků po vnitřním ozubení korunového kola tvořeného válečky. Při odvalování disků po korunovém kole rotují páry jejich protilehlých otvorů kolem své společné osy a zároveň se také otáčejí s celým diskem. Ve společné ose protilehlých otvorů jsou umístěny unášecí čepy zalisované do výstupní příruba. Na čepech jsou volně otočně uloženy válečky, aby se snížilo tření v záběru tohoto ozubení. Tímto způsobem se přenáší složený pohyb

cykloidních disků na rotační pohyb výstupního hřídele. Jak již bylo řečeno, cykloidní disky musí být navzájem přesazeny přesně o 180° , aby se jejich otvory překrývaly vždy o dvojnásobek excentricity vaček a byl tak mezi nimi prostor pro unášecí čep výstupní příruby, jak je naznačeno na obr. 1-10 [20], [22].



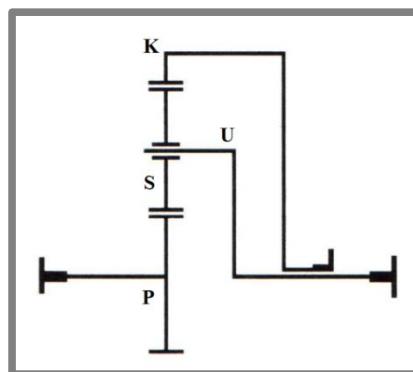
Obr. 1-10 Schéma cykloidního převodu [22]

Hlavní výhodou cykloidních převodů je velmi vysoký převodový poměr, kterého je dosahováno při velmi kompaktních rozměrech převodovky. V jednostupňovém provedení bývá převodový poměr ($9 \div 85$), při dvoustupňovém ($81 \div 6\,035$) a při třístupňovém ($729 \div 428\,485$). Vlivem použití dvou cykloidních kotoučů přesazených o 180° dochází k záběru ve dvou protilehlých místech, díky čemuž se tyto převodovky vyznačují plynulým a velmi přesným chodem při vysoké účinnosti dosahující až 98 % [20].

Nevýhodou cykloidních převodovek je zejména jejich větší výrobní náročnost oproti planetovým mechanismům a tím pádem i vyšší cena.

1.2.3 Planetové převodovky

Základní schéma planetového mechanismu je ukázáno na obr. 1-11 a má tyto hlavní části: centrální kolo (P), unášec satelitů (U), satelity (S) a korunové kolo (K). Satelity bývají 2 až 4, jsou uloženy mezi centrální kolo a korunové kolo a neseny krátkými hřídeli spojenými s unášecem [21]. Osy satelitů konají kruhivý pohyb okolo centrální osy převodu. Satelity otočně uložené na těchto osách konají vůči rámu pohyb planetový. Centrální osou planetového převodu se rozumí přímka proložená osami vstupního a výstupního hřídele, které jsou vždy koaxiální [23].



Obr. 1-11 Schéma planetového mechanismu [24]

Centrální kolo, korunové kolo a unášeč satelitů mají své hřídele, na které je možno výkon přivádět, nebo z nich odvádět. Obecně se mohou otáčet všechny součásti současně. Pro tento případ platí obecná rovnice planetového soukolí [21]:

$$n_p \cdot z_p + n_k \cdot z_k = \frac{n_u}{z_p + z_k}, \quad (1)$$

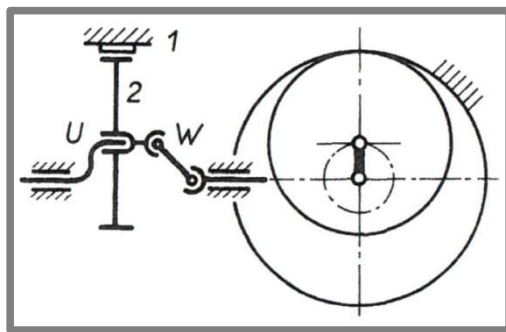
kde:

- n_k min^{-1} jsou otáčky korunového kola K,
- n_p min^{-1} - otáčky centrálního kola P,
- n_u min^{-1} - otáčky unášeče,
- z_p - počet zubů kola P,
- z_k - počet zubů kola K [21].

V převodovkách s planetovými mechanismy se nejčastěji používají čelní ozubená soukolí s přímými nebo šikmými zuby. Ve zvláštních případech se uplatňují také kuželová nebo šroubová válcová ozubená soukolí. Podle uspořádání se planetové mechanismy dělí na tři základní typy.

Mechanismus U-S

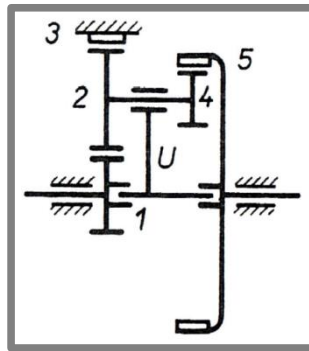
Jedná se o převod s vyvedeným pohybem satelitu. Na hnacím hřídeli je uložen unášeč a spojení mezi hnaným hřídelem a satelitem se realizuje přidavným mechanismem W. Schéma tohoto typu převodu je znázorněno na obr. 1-12. Těmito mechanismy lze uskutečnit velké převodové poměry při relativně vysoké účinnosti. Hlavní nevýhodou převodu typu U-S je přidavný mechanismus W, který bývá zdrojem komplikací a závad [23].



Obr. 1-12 Mechanismus U-S [23]

Mechanismus K-K

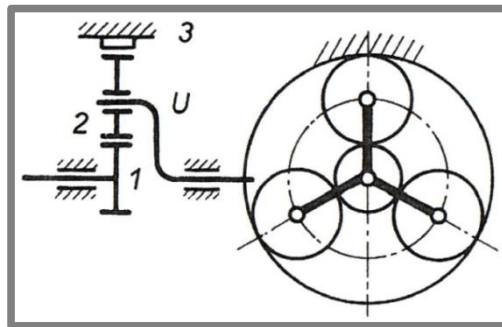
Jak je vidět ze schématu na obr. 1-13, u tohoto mechanismu jsou oba vnější hřídele osazeny korunovými koly, přičemž unášeč slouží pouze jako opora satelitů a nepodílí se na přenosu krouticího momentu. Tímto typem převodu je možno dosáhnout velkých převodových poměrů, avšak za cenu nižší účinnosti. Negativem tohoto typu mechanismu je větší prostorová náročnost oproti typu K-U [23].



Obr. 1-13 Mechanismus K-K [23]

Mechanismus K-U

Vyznačuje se tím, že na jednom z vnějších hřídelů (hnacím nebo hnaném) je uložen unášeč, druhý hřídel nese korunové kolo (viz obr. 1-14). Tento typ převodu s vyvedeným pohybem unášeče je používán nejčastěji a je vhodný zejména jako převod silový. Vyznačuje se vysokou mechanickou účinností bez ohledu na to, zda jsou použity jako multiplikátory (hnací je unášeč) nebo reduktory (hnací je centrální kolo 1). Planetové převody typu K-U jsou, v případě použití jako reduktor, schopny realizovat vysoké převodové poměry [23].



Obr. 1-14 Mechanismus K-U [23]

Složené planetové mechanismy

Složené planetové mechanismy jsou tvořeny několika jednoduchými soukolími, případně i jinými převodovými ústrojími. Složené planetové mechanismy se dělí na jednotoké, vícetoké a kombinované. Podrobnosti lze nalézt v literatuře [24].

1.3 Ložiska používaná v převodkách pro domíchávače

Účelem této kapitoly je vytvořit stručný přehled ložisek používaných v převodkách pro domíchávače. Pozornost bude věnována pouze radiálním valivým ložiskům, která jsou pro tuto aplikaci nejvhodnější. Ostatní typy ložisek, jako kluzná či valivá axiální, se v těchto převodkách nepoužívají z důvodů relativně nízkých otáček ložisek a převažujícímu radiálnímu zatížení. Důvody

vhodnosti použití valivých radiálních ložisek vyplynou z jejich popisu v následujících kapitolách.

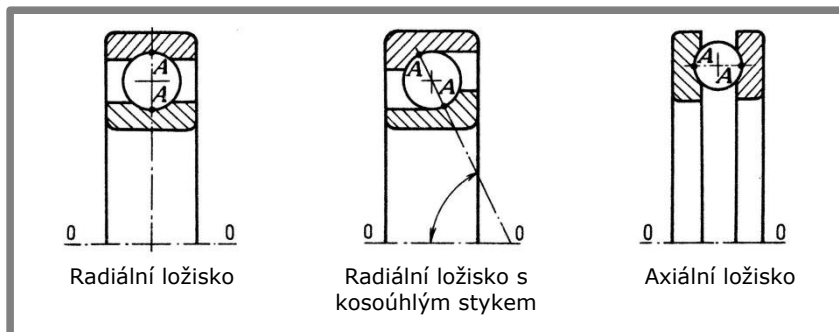
1.3.1 Charakteristika a rozdělení valivých ložisek

Valivá ložiska jsou konstrukční prvek, který umožňuje vzájemný pohyb součástí ve strojích, přičemž současně přenáší působící síly. Skládají se obvykle ze dvou kroužků, valivých těles a klece. Valivá tělesa se odvalují v oběžných drahách kroužků a klec je rozděluje rovnoměrně po obvodě. V některých případech se mohou valivá tělesa odvalovat přímo na hřídeli nebo v tělese, nebo jsou ložiska dodávána bez klece [25].

Valivá ložiska lze rozdělit podle dvou základních kritérií:

- 1) Podle typu kontaktu valivých elementů s oběžnými drahami kroužků:
 - a) ložiska s bodovým stykem,
 - b) ložiska s čárovým stykem.
- 2) Podle poměru sil, které mohou ložiska zachycovat:
 - a) radiální ložiska,
 - b) axiální ložiska [25].

Většina radiálních ložisek však může v určité míře zachycovat i axiální síly a některé druhy axiálních ložisek mohou zachycovat radiální síly. U radiálních ložisek se udává únosnost pro síly radiální, zatímco únosnost axiálních ložisek se vztahuje na síly působící v axiálním směru [25]. Základní typy ložisek podle směru sil, které mohou zachycovat, jsou zobrazeny na obr. 1-15.



Obr. 1-15 Základní typy ložisek podle sil, které mohou zachycovat [25]

U radiálního ložiska je spojnice stykových bodů AA kolmá k ose ložiska OO (teoreticky $\alpha = 0^\circ$). U radiálních ložisek s kosoúhlým stykem svírá spojnice stykových bodů AA úhel s osou ložiska OO . U axiálního ložiska je spojnice stykových bodů AA rovnoběžná s osou ložiska OO [25].

Podle tvaru valivých těles se valivá ložiska dělí na:

- kuličková,
- válečková,
- soudečková,
- kuželíková
- jehlová [25].

U kuličkových ložisek nastává teoretický styk v bodě, tzv. bodový styk, a u ložisek válečkových, kuželíkových, soudečkových a jehlových vzniká styk v přímce, tzv. čárový nebo přímkový styk [25].

Hlavními přednostmi valivých ložisek jsou:

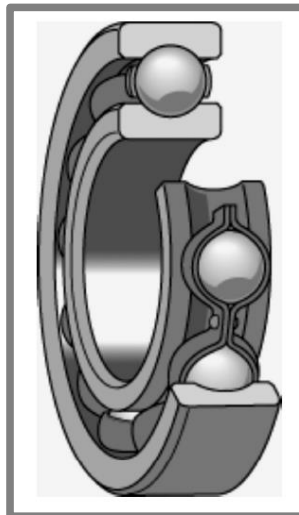
- všeobecně malé ztráty třením, zejména u rozběhu,
- nízké riziko zadření a přehřátí,
- nepatrné opotřebení,
- vysoká spolehlivost,
- jednoduchá údržba a snadná vyměnitelnost,
- schopnost pracovat při velkém rozsahu otáček,
- jednoduché mazání (plastickým mazivem) při běžných provozních podmínkách [25].

1.3.2 Kuličková ložiska

Kuličková ložiska jednořadá

Jednořadá kuličková ložiska (viz Obr. 1-16) patří k nejrozšířenějším typům valivých ložisek. Mají hluboké drážky v kroužcích, jejichž poloměry se pohybují v rozmezí $(51,5 \div 53,0)$ % průměru kuličky.[26] Drážky v kroužcích vedou kuličky radiálně i axiálně. Díky velkému průměru kuliček a velkému přimknutí mají jednořadá kuličková ložiska poměrně velkou dynamickou únosnost, a to v radiálním i axiálním směru. Jsou proto vhodná pro kombinované zatížení. Pro zachycení axiálních sil při vysokých otáčkách s výhodou nahrazují axiální kuličková ložiska, která pro tyto případy nelze použít [25].

Klec bývá nejčastěji ocelová lisovaná, nýtovaná. Menší ložiska se vyrábějí s lisovanou klecí z mosazného plechu, jednostrannou. Pro použití při vyšších otáčkách se používá masivní klec ocelová, mosazná nebo z plastů [25].



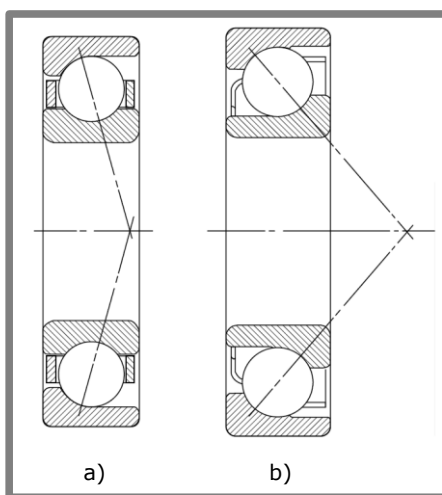
Obr. 1-16 Kuličkové jednořadá ložisko [26]

Jednořadá kuličková ložiska s kulovým povrchem vnějšího kroužku, utěsněním a prodlouženým vnitřním kroužkem se používají pro vyrovnání montážních

nesouosostí, snadnou montáž a údržbu. Vnitřní kroužek se snadno upevní na hřídeli, která může mít hrubší toleranci. Ložiska jsou naplněna plastickým mazivem, dobře utěsněna, případně ještě s plechovými kryty, a nepotřebují další obsluhu v provozu [25].

Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem jednořadá

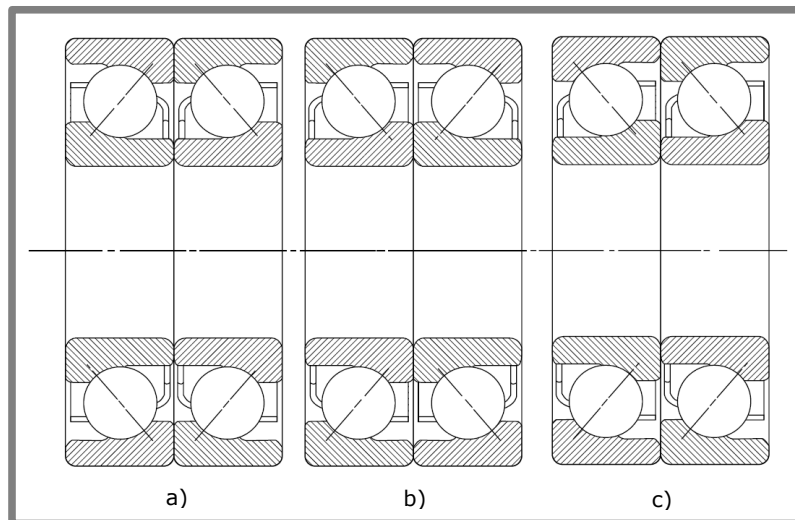
Tato ložiska jsou navržena pro zachycení kombinovaného radiálního a axiálního zatížení. Oběžné dráhy mají takovou polohu, že spojnice styčných bodů kuliček s oběžnými dráhami svírá úhel α se svislou osou ložisek. Se stoupajícím stykovým úhlem roste axiální únosnost, přičemž radiální únosnost se snižuje pozvolna. Na Obr. 1-17 jsou ukázána ložiska s malým (a) a velkým (b) stykovým úhlem. Hodnota stykového úhlu obvykle nepřekračuje 40° [26]. Ložiska se stykovým úhlem větším než 26° jsou vhodná pro zachycení poměrně velkých axiálních sil při relativně vysokých otáčkách místo axiálních ložisek [25].



Obr. 1-17 Kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem jednořadá [26]

Jednořadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem mohou zachycovat radiální síly jen za současného působení axiální síly. Z tohoto důvodu se montují vždy ve dvojicích a pokud možno co nejbližše u sebe. Sdružení ložisek do dvojic může být provedeno následujícími způsoby:

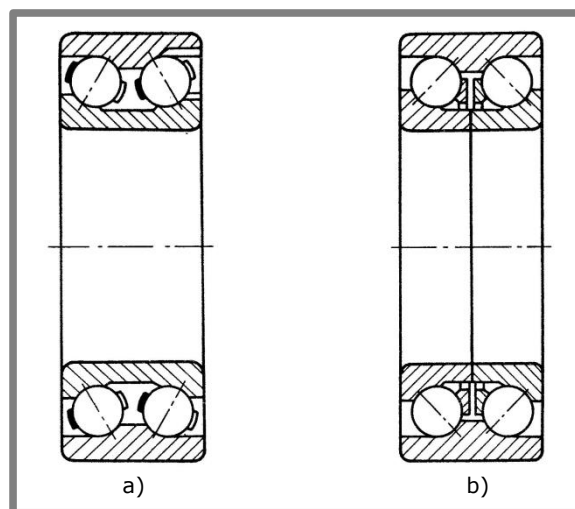
- Sdružení zády k sobě, označované O (viz Obr. 1-18a), má velkou tuhost i proti naklopení a schopnost přenášet axiální síly v obou směrech.
- Sdružení čely k sobě, označované X (viz Obr. 1-18b), má schopnost přenášet obousměrná zatížení.
- Sdružení za sebou, tzv. tandem, označované T (viz Obr. 1-18c), je vhodné pro zachycení velkých axiálních sil v jednom směru [25].



Obr. 1-18 Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem sružená do dvojic [26]

Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem dvouřadá

Ložiska tohoto typu mohou přenášet značné axiální síly v obou směrech nebo kombinované radiální a axiální zatížení. Vnější kroužek může být nedělený (Obr. 1-19a) anebo dělený (Obr. 1-19b). Obecně lze říct, že vlastnosti těchto ložisek jsou velmi podobné jako u jednořadých kuličkových ložisek sružených do dvojic [25], [26].

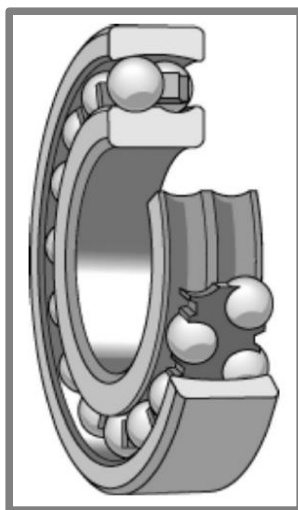


Obr. 1-19 Dvouřadá kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem [25]

Kuličková ložiska dvouřadá naklápěcí

Vnější kroužek těchto ložisek má kulovou oběžnou dráhu a vnitřní kroužek dvě drážky (viz Obr. 1-20). Jsou proto vhodná pro vyrovnávání malých nesouosostí a nepřesností vznikajících při použití v samostatných tělesech. Vhodná jsou také pro aplikace, kde dochází k průhybu hřídele. Dovolené vychýlení kroužků ložiska proti sobě je maximálně 3° . Naklápěcí kuličková ložiska mají menší únosnost než

rozměrově stejná kuličková ložiska jednořadá a nehodí se pro zachycení větších axiálních sil v důsledku nepříznivého styku kuliček s oběžnou dráhou vnějšího kroužku [25].

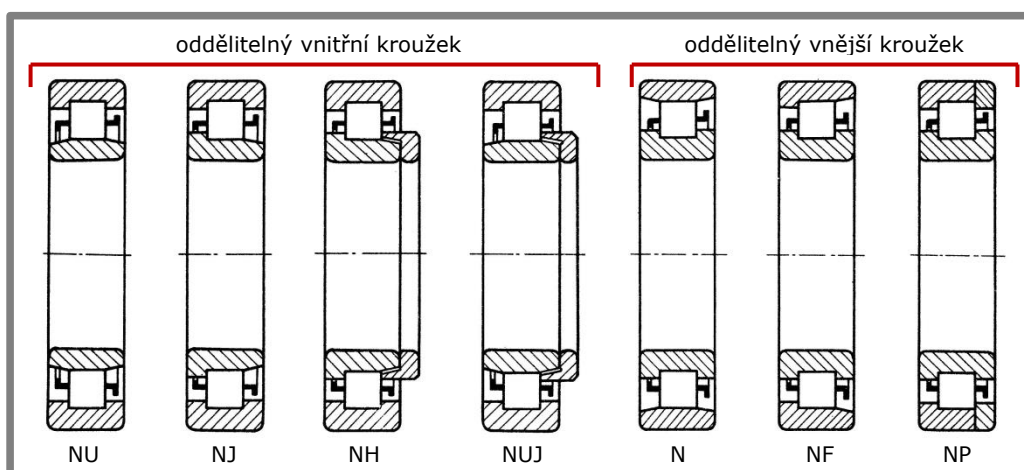


Obr. 1-20 Dvouřadá naklápěcí kuličkové ložisko [26]

1.3.3 Válečková ložiska

1.3.3

Válečková ložiska jsou určena především pro přenos velkého radiálního zatížení při současném působení velmi malé nebo žádné axiální síly. Díky čárovému kontaktu mezi valivými elementy a oběžnými dráhami mají tato ložiska značně vyšší radiální dynamickou únosnost než kuličková ložiska stejných rozměrů. Vedení válečků je provedeno pomocí vodicích nákrůžků na jednom z kroužků. Axiální zatížení se přenáší kluznými plochami, tj. čely válečků a vodicích nákrůžků [25], [26].



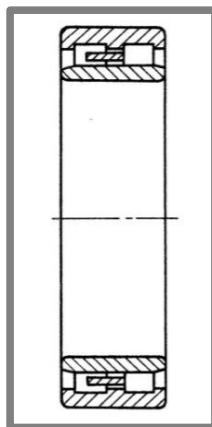
Obr. 1-21 Různá provedení jednořadých válečkových ložisek [25]

Jednořadá válečková ložiska se vyrábějí v několika provedeních podle tvaru kroužků. Základní typy válečkových ložisek jsou zobrazeny na Obr. 1-21. Pro přenos

čistě radiálního zatížení jsou určeny typy NU a N. Typy NJ, NUJ, případně NF lze použít pro zachycení kombinovaného radiálního a axiálního zatížení v jednom směru. Axiální síly v obou směrech mohou přenášet provedení NUP, případně NP [25].

U provedení NU, NJ, NH a NUJ tvoří válečky s klecí a vnějším kroužkem celek, který lze oddělit od vnitřního kroužku. Zbylá provedení umožňují vysunutí vnějšího kroužku. Taková konstrukce je výhodná především tehdy, kdy je nutné montovat kroužky odděleně, např. proto, že z provozních důvodů musí být oba kroužky uloženy pevně [25].

Pro přenos velmi vysokých radiálních zatížení se používají **dvouřadá válečková ložiska**. Ta mají malý průřez, vysokou únosnost a nepatrné pružení, takže uložení je tuhé. Příznivé třecí poměry umožňují použití těchto ložisek při poměrně vysokých otáčkách. Příklad konstrukce dvouřadého válečkového ložiska je uveden na obr. 1-22 [25].



Obr. 1-22 Válečkové ložisko dvouřadá [25]

1.3.4 Soudečková ložiska

Soudečková ložiska se v současnosti vyrábějí prakticky pouze jako dvouřadá. Mají tedy dvě řady valivých těles soudkovitého tvaru a společnou kulovou oběžnou dráhu na vnějším kroužku. Díky tomu je vnitřní kroužek s valivými tělesy naklopitelný vůči vnějšímu kroužku okolo středu ložiska bez narušení správné funkce. Ložiska jsou schopna kompenzovat nesouosost, průhyb hřídele i deformace tělesa. Díky čárovému styku soudečků a oběžných drah mají soudečková ložiska velkou únosnost a mohou přenášet velká radiální a současně působící axiální zatížení v obou směrech [25], [27].

Podle tvaru soudečků a podle použité klece rozeznáváme tři základní typy soudečkových ložisek:

- typ EMH,
- typ EJ,
- typ CJ [28].

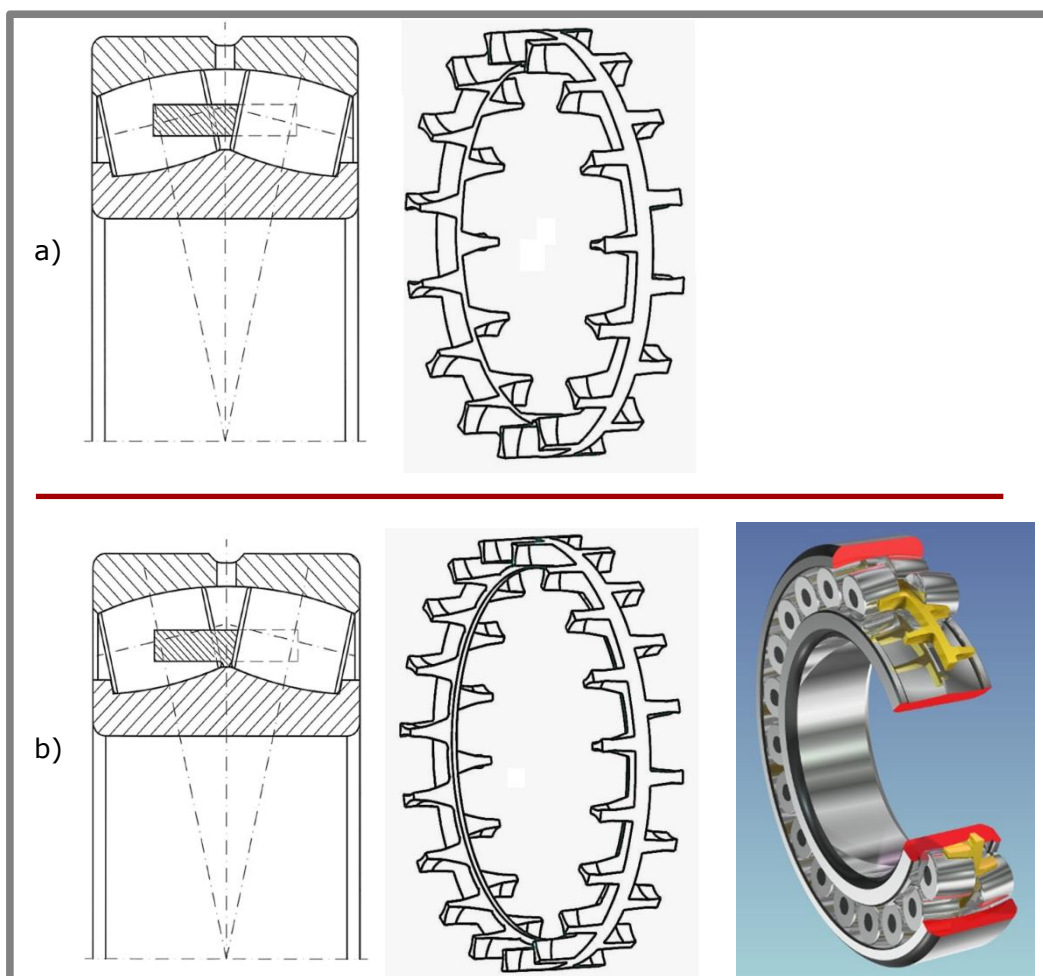
Ve všech těchto typech ložisek jsou použity symetrické soudečky, což obecně přináší výhodu v podobě snadnějšího vedení valivých elementů a příznivějšího rozložení zatížení uvnitř ložiska. V případě symetrických soudečků odpadá potřeba

pevného centrálního nákrůžku, který by jinak sloužil pro vedení asymetrických soudečků. Nevýhodou pevného centrálního nákrůžku je zejména koncentrace napětí a vznik tření mezi nákrůžkem a asymetrickými soudečky. Pevný nákrůžek také znemožňuje samovedení soudečků [28], [29].

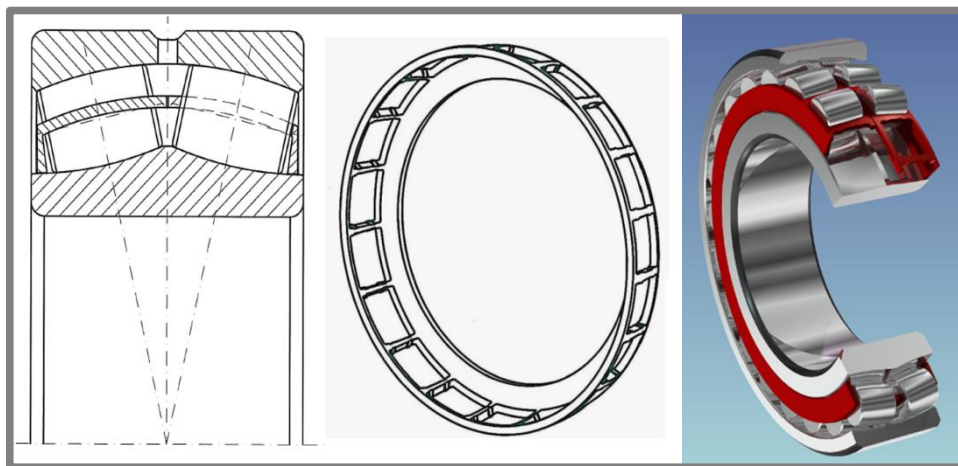
V ložisku **typu EMH** (viz Obr. 1-23) jsou soudečky vedeny pomocí jednodílné masivní hřebenové klece z mosazi. Vnitřní kroužek je na okrajích opatřen nákrůžky, které slouží k ustavení soudečků při montáži nebo údržbě. Nákrůžky nejsou určeny k vedení soudečků nebo přenosu axiálních sil. U ložisek menších průměrů je klec vedena na soudečcích (Obr. 1-23a), u větších průměrů pak na vnitřním kroužku (Obr. 1-23b) [28].

Ložiska **typu EJ** (viz Obr. 1-24) mají dvoudílnou plechovou lisovanou klec, která je vedena na soudečcích. Tato ložiska jsou vyráběna pro menší průměry hřídele, a proto na vnitřním kroužku mezi soudečky není dostatek místa pro vodící kroužek, na kterém by byla klec vedena [28].

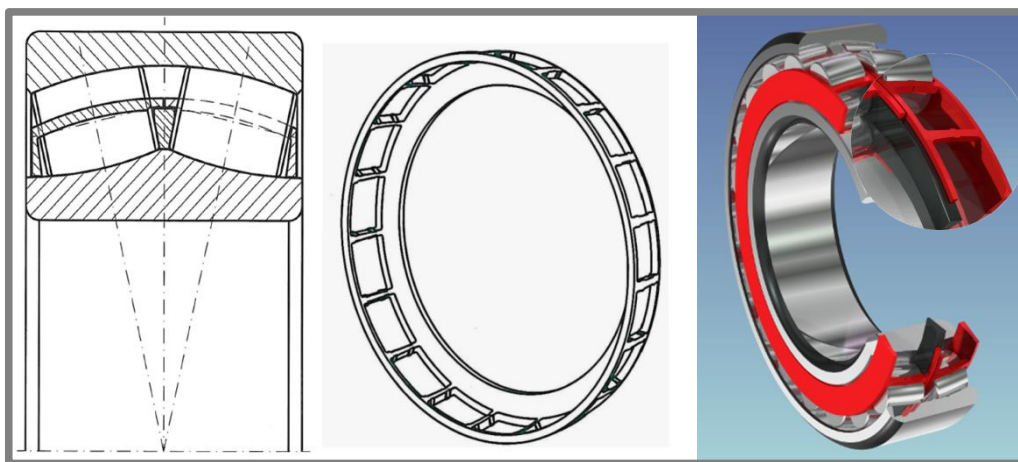
U ložisek **typu CJ** (viz Obr. 1-25) se používá, podobně jako u typu EJ, dvoudílná plechová lisovaná klec, která však není vedena na soudečcích, nýbrž na vodícím kroužku. Ložiska tohoto typu se vyrábějí pro větší průměry hřídele, díky čemuž je na vnitřním kroužku dostatek prostoru pro vodící kroužek [28].



Obr. 1-23 Soudečkové ložisko typu EMH [28]



Obr. 1-24 Soudečkové ložisko typu EJ [28]

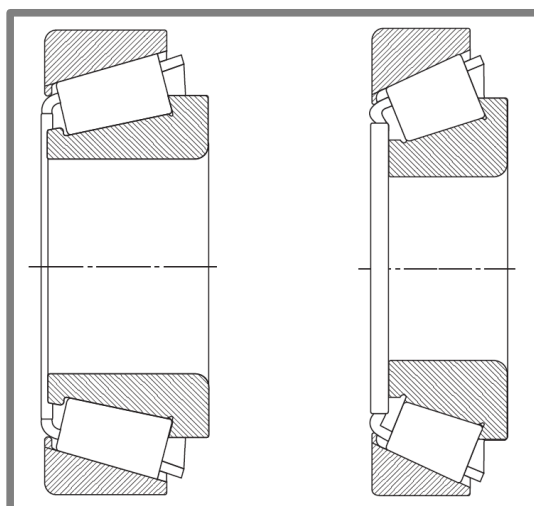


Obr. 1-25 Soudečkové ložisko typu CJ [28]

1.3.5 Kuželíková ložiska

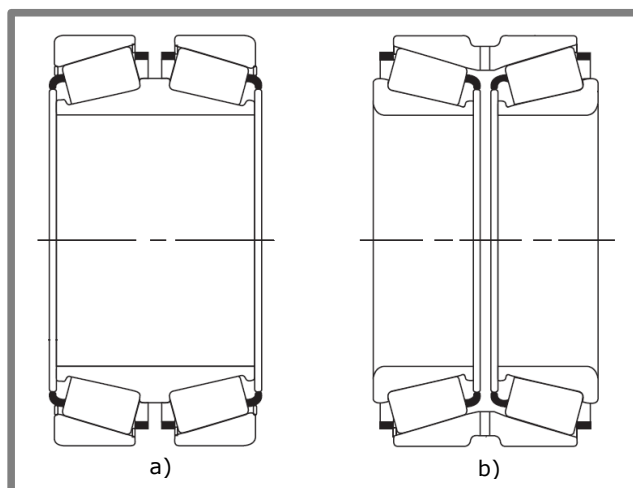
Jednořadá kuželíková ložiska mají jednu řadu kuželíků, které funkčním čelem dosedají na vodící nákržek vnitřního kroužku (viz Obr. 1-26). Oběžné dráhy mají kuželovitý tvar a u smontovaného ložiska se všechny stykové čáry protínají v jednom bodě na ose ložiska. Vnitřní kroužek s kuželíky a klecí tvoří celek a vnější kroužek je oddělitelný [25].

Kuželíková ložiska širokých řad (Obr. 1-26a) mají vysokou dynamickou únosnost a jsou proto vhodná k přenosu kombinovaných zatížení. Ložiska s větším stykovým úhlem (Obr. 1-26b) jsou vhodná k zachycení velkých axiálních sil. Při radiálním zatížení vzniká v ložisku axiální složka síly, která musí být vyrovnána vnější silou, nebo při obvyklé montáži druhým kuželíkovým ložiskem [25].



Obr. 1-26 Kuželíkové ložisko jednořadé [26]

Pro zachycení velkých radiálních a axiálních sil byla vyvinuta **dvouřadá kuželíková ložiska**. Mohou být uspořádána se společným vnějším kroužkem (Obr. 1-27a), nebo se společným vnitřním kroužkem (Obr. 1-27b) [25].

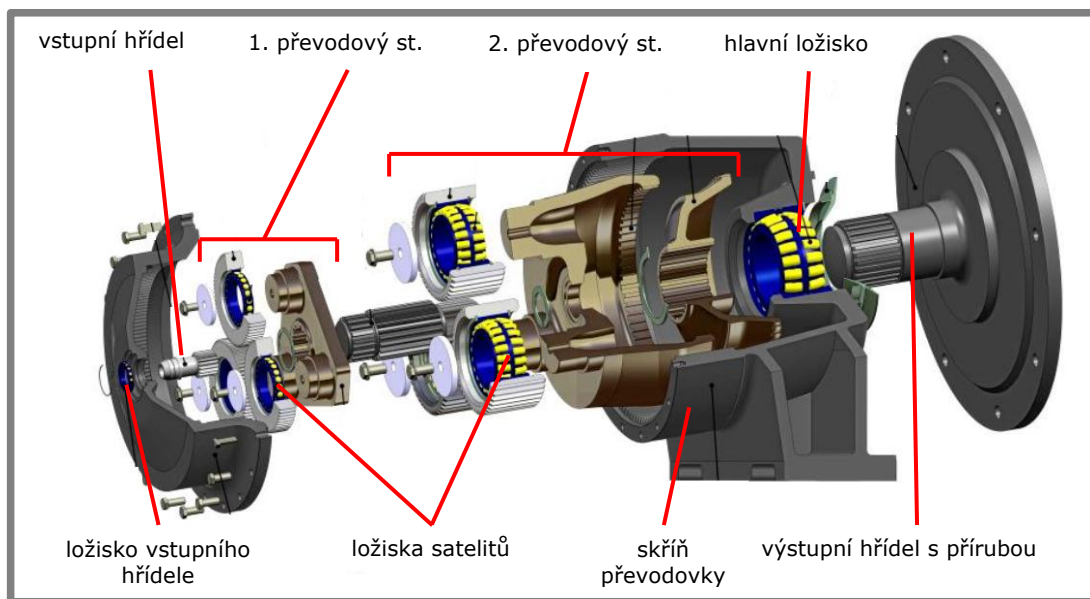


Obr. 1-27 Kuželíková ložiska dvouřadá [26]

1.4 Konstrukční uspořádání převodovky domíchávače

1.4

Obecně lze říci, že konstrukce všech v současnosti vyráběných převodovek pro domíchávače vycházejí ze stejné koncepce. Ta je ukázána na Obr. 1-28. Jak je z obrázku patrné, jedná se o dvoustupňovou planetovou převodovku. Konstrukce jednotlivých výrobců se od sebe odlišují hlavně způsobem uložení satelitů a výstupního hřídele. Podrobnější vysvětlení podávají následující kapitoly 1.4.2, 1.4.3 a 1.4.4.



Obr. 1-28 Konstrukční uspořádání převodovky pro domíchávač [13]

1.4.1 Převodový mechanismus

Planetový mechanismus je ze všech mechanismů popsaných v kap. 1.2 pro tuto aplikaci nejvhodnější. A to zejména pro vysoký převodový poměr, kterého je dosahováno při kompaktních rozměrech převodovky, dostatečné přesnosti a rovnoměrnosti chodu, relativně nejnižší komplikovanosti a s tím spojené ceny. Planetové soukolí také splňuje požadavek přenosu velkého zatížení. Použitím harmonického nebo cykloidního mechanismu by bylo možné dosáhnout přesnějšího chodu a menších rozměrů převodovky. To však za prvé není potřeba a za druhé by to přineslo neúměrné zvýšení komplikovanosti a tím i ceny převodovky.

Ze tří základních typů planetových mechanismů, popsaných v kap. 1.2.3, se používá pouze typ K-U. Důvodem je vysoká účinnost a menší prostorová náročnost oproti ostatním typům. Výkon je přiváděn vždy na planetové kolo a odváděn přes unášeč. Zastaveným členem mechanismu je korunové kolo. Satelity jsou rozmístěny symetricky po třech na každém převodovém stupni. Planetové kolo prvního převodového stupně je nasazeno na vstupním hřídeli, u dalších převodových stupňů tvoří planeta zároveň i část unášeče, jak je vidět na Obr. 1-28. Planetová kola jsou provedena jako tzv. plovoucí centrální kola. To znamená, že nejsou uložena v ložiskách, ale nesou je symetricky rozmístěné satelity. Unášeč na posledním převodovém stupni se skládá ze dvou dílů, a to jednak z důvodu proveditelnosti montáže a jednak pro zajištění naklopitelnosti výstupního hřídele. Ložisko, ve kterém je výstupní hřídel uložen, se nazývá hlavní ložisko a je jednou z klíčových a nejvíce zatížených komponent celé převodovky. Tímto konstrukčním uzlem se podrobněji zabývá kap. 1.4.2 [14], [20].

Převodovky domíchávačů jsou většinou dvoustupňové, v některých případech, zejména pro pohon bubnu většího objemu, třístupňové. Převodový poměr se podle použitého hnacího hydromotoru a podle objemu bubnu pohybuje v rozmezí $17 \div 161$. S rostoucím objemem bubnu se zpravidla zvyšuje i převodové číslo [4]–[9],[15]–[17].

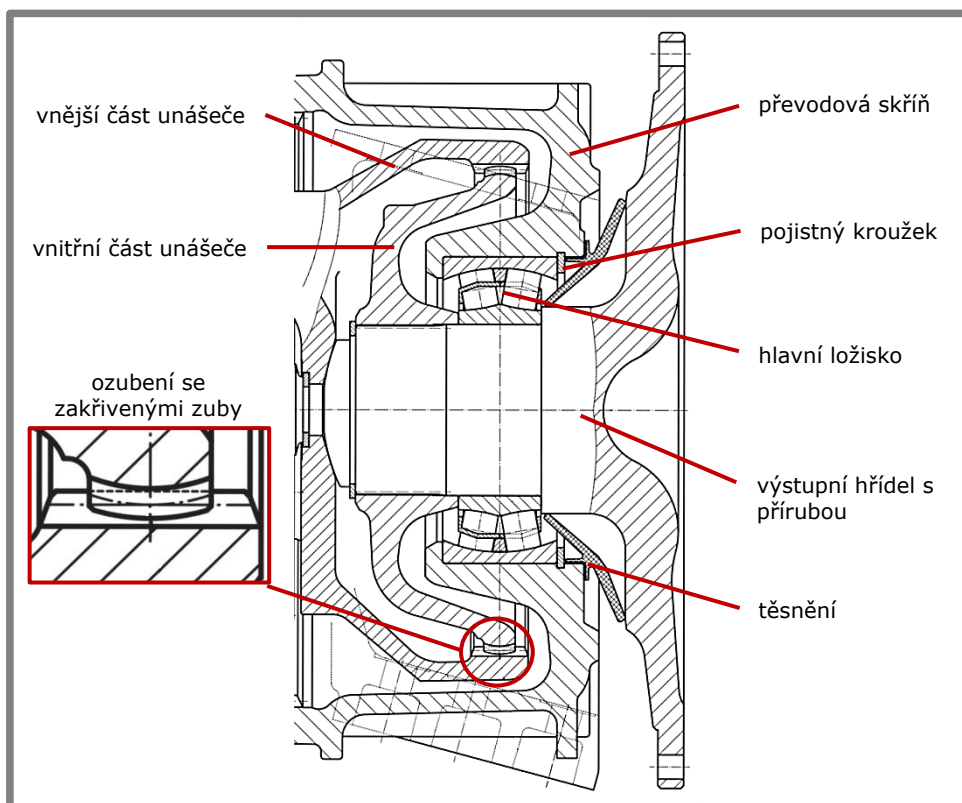
Ve všech v současnosti vyráběných převodkách pro domíchávače se používají valivá čelní soukolí s přímými evolventními zuby. Dosažení uspokojivě rovnoměrného a tichého chodu i při použití přímého ozubení je umožněno díky již zmíněným plovoucím centrálním kolům. Výhodou tohoto řešení jsou nižší nároky na uložení ozubených kol, neboť není třeba zachytávat žádné axiální síly [14], [20].

Ozubená kola a ložiska jsou mazána olejovou lázní, zpravidla bez filtrace. Jako mazivo se nejčastěji využívají oleje viskozitních tříd ISO VG220 a ISO VG320 [14].

1.4.2 Uložení výstupního hřídele

Uložení výstupního hřídele je klíčovým konstrukčním uzlem celé převodovky. Jsou na ně kladeny vysoké nároky z hlediska zatížení, které musí přenést, a také musí umožňovat naklonění výstupního hřídele. Důvodem jsou tzv. náhodná vyklopení osy bubny ze jmenovité polohy, zmíněná v kap. 1.1.3. Stejně jako pro celou převodovku i pro tento uzel platí, že jeho konstrukce je společná převodkám všech výrobců. Jediná odlišnost spočívá v konstrukci hlavního ložiska, blíže popsané v následující kapitole. Provedení uložení výstupního hřídele je demonstrováno na Obr. 1-29.

1.4.2



Obr. 1-29 Uložení výstupního hřídele [17]

Výstupní hřídel je uložen pomocí naklápěcího valivého ložiska usazeného ve stěně převodové skříně. Ustavení ložiska v axiálním směru zajišťuje na jedné straně nákrůžek na skříni převodovky, na straně druhé pak pojistný kroužek. Pojistný kroužek je pro tento účel dostačující, jelikož v tomto směru nepůsobí axiální síly. Hlavní ložisko a celá převodovka je utěsněna pomocí těsnicího kroužku. Výstupní hřídel přechází na konci vystupujícím z převodovky plynule v přírubu, na níž se montuje bubna. Na opačném konci hřídele, jenž je opatřen drážkováním, je nasazena

jedna část unášeče posledního převodového stupně. Ta má na vnějším průměru ozubení se zakřivenými zuby, které zapadají do vnitřního ozubení s rovnými zuby na druhé části unášeče. Zakřivené zuby na vnitřní části unášeče umožňují naklápění celého celku tvořeného výstupním hřídelem a vnitřní částí unášeče bez toho, aby byl výrazně ovlivněn chod a silové poměry v planetovém soukolí [14]–[17].

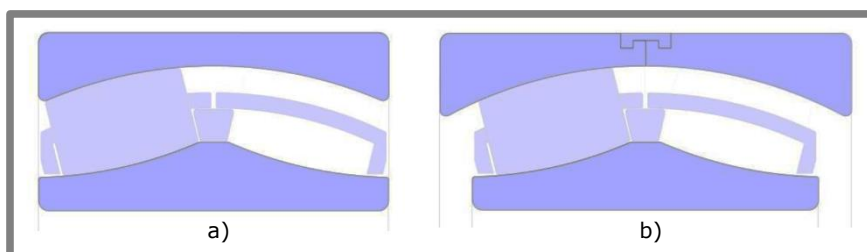
1.4.3 Konstrukce hlavního ložiska

Jak již bylo řečeno, hlavní ložisko je jednou z nejvíce zatížených komponent celé převodovky. Musí být schopno zachytávat značné kombinované radiální a axiální zatížení a zároveň musí umožňovat naklopení standardně v rozsahu $\pm 6^\circ$. V současných převodovkách pro domíchávače se používají hlavní ložiska trojího typu:

- dvouřadá soudečková ložiska,
- dvouřadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem,
- dvouřadá kuželíková ložiska [1], [14], [30].

Důvodem volby těchto ložisek jsou jejich přednosti popsané v kap. 1.3.

Soudečková ložiska se v této aplikaci používají nejčastěji. Hlavní předností těchto ložisek je jejich standardní naklopitelnost, daná kulovou oběžnou dráhou na vnějším kroužku. Za účelem zvýšení naklopitelnosti bývá vnější kroužek oproti standardním soudečkovým ložiskům rozšířen. To je dobře patrné z Obr. 1-30, kde je srovnáno standardní soudečkové ložisko (a) a hlavní soudečkové ložisko (b), a dále z Obr. 1-29, Obr. 1-34 a Obr. 1-35. Kvůli montáži je v některých případech potřeba, aby byl vnější kroužek proveden jako dvoudílný (viz Obr. 1-30) [1], [13], [14].

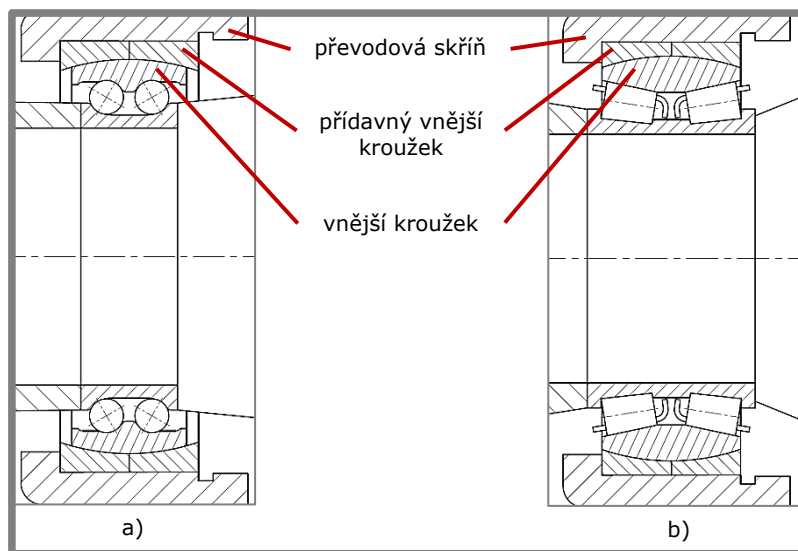


Obr. 1-30 Soudečkové ložisko a) standardní, b) s rozšířeným vnějším kroužkem [13]

Hlavní ložiska kuželíková dvouřadá a kuličková s kosoúhlým stykem dvouřadá se používají ve výrazně menší míře než soudečková ložiska. Jedním z důvodů je jejich komplikovanější konstrukce oproti soudečkovým ložiskům daná faktem, že kuželíková a kuličková ložiska s kosoúhlým stykem standardně neumožňují naklopení. Aby toto bylo možné, vyrábějí se vnější kroužky těchto ložisek s kulovou plochou na vnější straně, což lze vidět na Obr. 1-31. Celé ložisko se pak uloží do dalšího kroužku s kulovou plochou na vnitřní straně. Ložisko se pak v tomto kroužku může naklápět [1], [30].

Nevýhodu komplikovanější konstrukce kuželíkových hlavních ložisek kompenzuje fakt, že obecně při odvalování kuželíků po oběžných drahách dochází k čistému valení. Díky tomu se ložiska při provozu méně zahřívají, čímž se částečně usnadňuje jejich mazání. Kuželíková hlavní ložiska montuje do svých převodovek především firma Martimex [1], [14], [26], [30].

Výhodnost použití kuličkových hlavních ložisek s kosoúhlým stykem spočívá v jejich nižší ceně dané méně náročnou výrobou oproti soudečkovým ložiskům. Jejich hlavním negativem je bodový kontakt kuličky s oběžnými dráhami, který je nepříznivý z hlediska únosnosti ložiska. Tato ložiska jsou typická pro převodovky firmy Bonfiglioli [1], [14], [15].



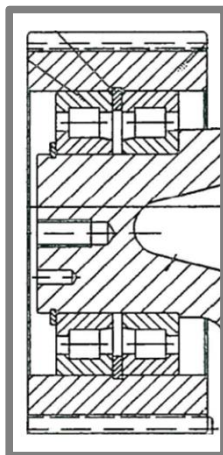
Obr. 1-31 Hlavní ložisko a) dvouřadá kuličkové s kosoúhlým stykem, b) dvouřadá kuželíkové [1]

1.4.4 Uložení vstupního hřídele a satelitů

1.4.4

Uložení vstupního hřídele a ozubených satelitních kol klade na ložiska výrazně nižší nároky, než je tomu v případě hlavního ložiska. Radiální síly, které je potřeba zachytávat, jsou výrazně menší a díky ozubení s přímými zuby a malému sklonu převodovky je při návrhu uložení možno zanedbat axiální síly [14].

Vstupní hřídel je zatížen pouze tíhovou silou od vlastní tíhy, která je velmi malá. Z tohoto důvodu postačují téměř ve všech případech jednořadá kuličková ložiska, což je doloženo obrázkem v následující kapitole [14].



Obr. 1-32 Uložení satelitu dvěma válečkovými ložisky typu NJ [14]

Ložiska ozubených satelitních kol jsou zatížena prakticky pouze radiálními silami vyvozenými ozubeným soukolím. Podle velikosti zatížení se volí buďto kuličková jednořadá ložiska, nebo dvouřadá válečková ložiska, nebo soudečková ložiska, anebo dvojice jednořadých válečkových ložisek typu NJ. Poslední případ je znázorněn na Obr. 1-32. Takovýmto uspořádáním ložisek je zároveň zajištěna axiální poloha ozubeného kola. Toto řešení je výhodnější oproti dvouřadému válečkovému ložisku, jelikož dvojice jednořadých ložisek mají obecně vyšší radiální dynamickou únosnost než dvouřadá ložisko stejných rozměrů [1] [14].

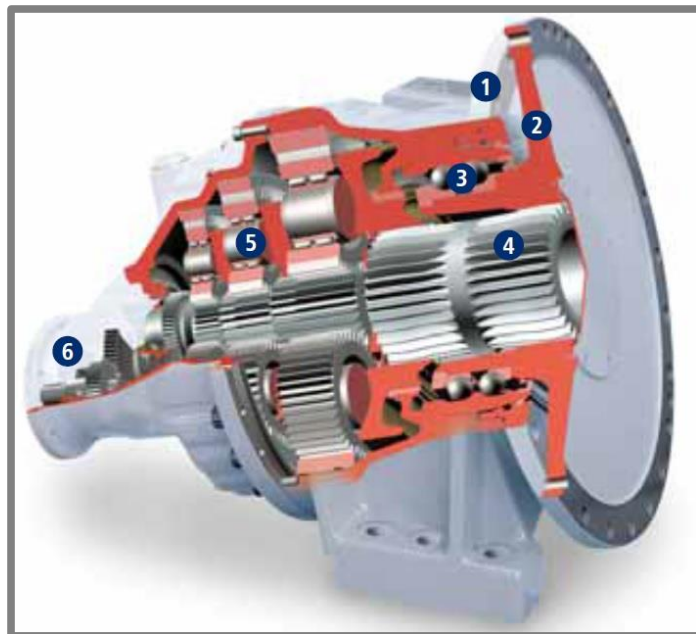
1.4.5 Vybrané konstrukce převodovek pro domíchávače

Cílem této kapitoly je představení několika vybraných převodovek pro domíchávače. Ke každému obrázku je připojen krátký komentář a v Tab. 1-3 jsou uvedeny základní technické parametry každé převodovky.

Převodovky Bonfiglioli

Firma Bonfiglioli vyrábí několik řad převodovek pro bubny o objemu (1 až 12) m³. Pro účely této kapitoly byla vybrána převodovka řady 580, určená pro bubny o objemu (10 ÷ 12) m³ [15]. Řez touto převodovkou ukazuje Obr. 1-33.

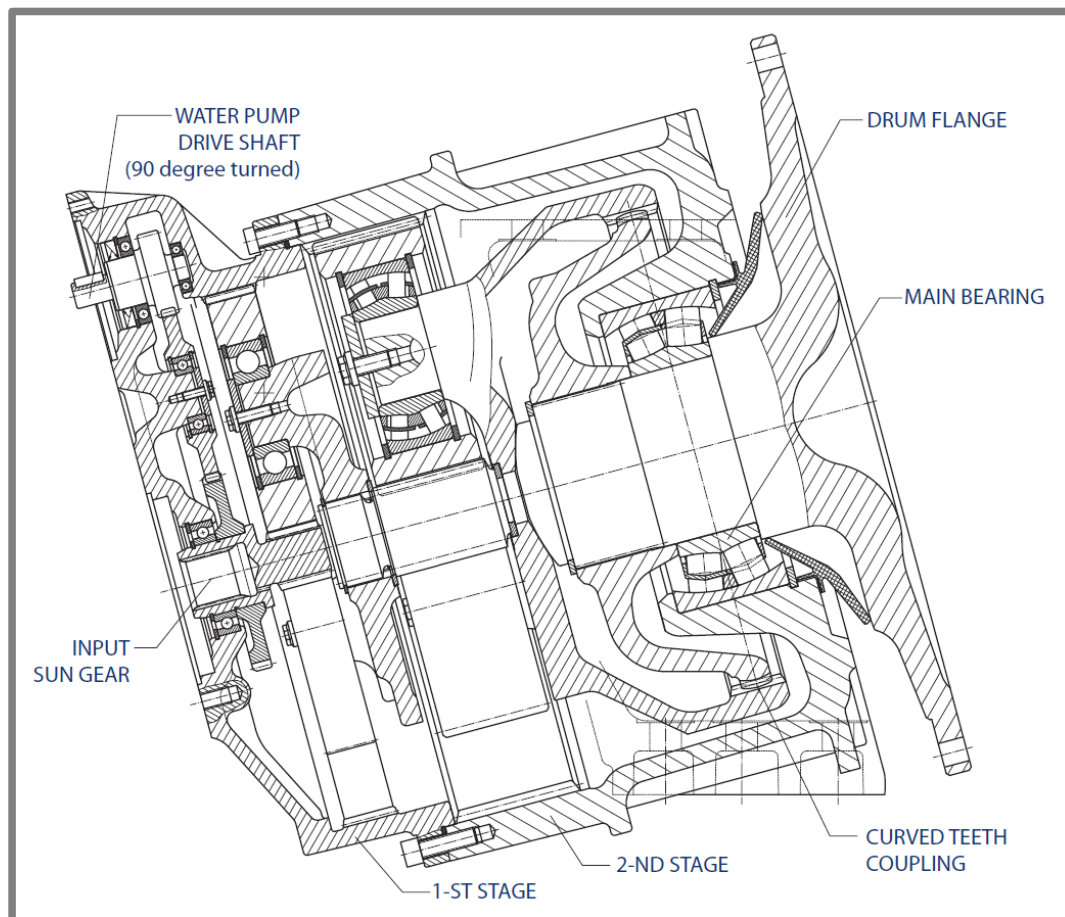
Jak je vidět, jedná se o třístupňovou převodovku, jejíž konstrukce se shoduje s tím, co zde bylo popsáno výše. Typické je hlavní dvouřadá kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem, satelity všech převodových stupňů jsou uloženy pomocí dvouřadých válečkových ložisek, pro vstupní hřídel je pak použito jednořadá kuličkové ložisko.



Obr. 1-33 Řez převodovkou Bonfiglioli řady 580 [15]

Převodovka Sauer Danfoss

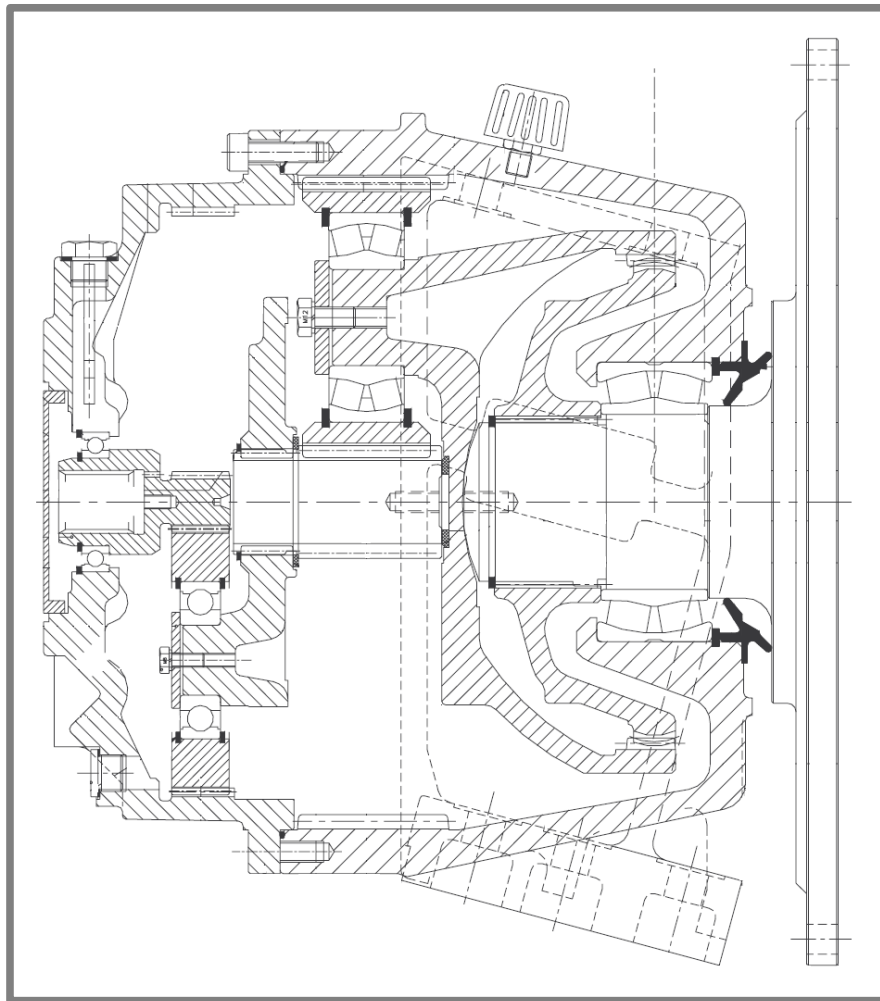
Dalším významným výrobcem tohoto druhu převodovek je firma Sauer Danfoss. Vybraným zástupcem je převodovka TMG 61.2, zobrazená na Obr. 1-34. Převodovka je dvoustupňová, určená pro bubnu kubatury $(8 \div 10) \text{ m}^3$. Vstupní hřídel a satelity prvního převodového stupně jsou neseny jednořadými kuličkovými ložisky. Satelity druhého převodového stupně jsou uloženy v soudečkových ložiskách. Hlavní ložisko je provedeno jako soudečkové s rozšířeným vnějším kroužkem.



Obr. 1-34 Řez převodovkou Sauer Danfoss TMG 61.2 [17]

Převodovka Premium

Třetím vybraným zástupcem je převodovka Premium TM-51, jejíž řez je vidět na Obr. 1-35. Opět se jedná o dvoustupňovou planetovou převodovku, ve které jsou všechna uložení provedena stejným způsobem, jako u převodovky Sauer Danfoss TMG 61.2.



Obr. 1-35 Řez převodkou Premium TM-51 [16]

Tab. 1-3 Technické parametry vybraných převodovek [15]-[17]

	Jednotky	Bonfiglioli 580	Sauer Danfoss TMG 61.2	Premium TM-51
Objem bubnu	m ³	10 – 12	8 – 10	6 – 8
Převodový poměr	–	1:135	1:111,5	1:102
Výstupní otáčky	min ⁻¹	20	14	20
Max. výstupní moment	Nm	75 000	61 000	50 000
Olejová náplň	l	10	16	12
Hmotnost	kg	320	325	265

1.5 Základní možnosti optimalizace

Zjednodušeně lze říci, že podstatou optimalizace je nalezení řešení úlohy, které bude co nejlépe splňovat zadané požadavky. Jinými slovy jde o nalezení takových hodnot proměnných, pro které daná účelová funkce nabývá maximální nebo minimální hodnoty. Obecně je matematický optimalizační model formulován takto [31]:

$$\left. \begin{array}{l} \min f_0(x) \\ f_i(x) \leq b_i, i = 1, \dots, m \\ h_j(x) = 0, j = 1, \dots, p, \end{array} \right\} \quad (2)$$

kde:

$x = (x_1, \dots, x_n)$	-	je vektor optimalizačních proměnných,
$f_0 : R^n \rightarrow R$	-	- účelová funkce,
$f_i : R^n \rightarrow R, i = 1, \dots, m$	-	- nerovnostní omezující funkce,
b_1, \dots, b_m	-	- konstanty určující hranice omezení,
$h_j : R^n \rightarrow R, j = 1, \dots, p$	-	- rovnostní omezující funkce.

Rovnostní omezující funkci není třeba uvádět, jelikož každé rovnostní omezení lze vyjádřit dvěma nerovnostními omezeními [31]. Podle vlastností nerovnostních omezujících funkcí f_i a množiny X , na které je problém definován, se optimalizační úlohy dělí na [32]:

- 1) **lineární** – pokud X je konvexní a zároveň funkce $f_i : R^n \rightarrow R, i = 1, \dots, m$ jsou lineární;
- 2) **nelineární** – pokud alespoň jedna z funkcí $f_i : R^n \rightarrow R, i = 1, \dots, m$ je nelineární, nebo pokud X není konvexní mnohostěn. Nelineární úlohy se dále rozdělují na:
 - a) **konvexní** – pokud $X \cap \{x \mid f_i : R^n \rightarrow R, i = 1, \dots, m\}$ je konvexní množina a zároveň f_0 je konvexní funkce;
 - b) **nekonvexní** – pokud $X \cap \{x \mid f_i : R^n \rightarrow R, i = 1, \dots, m\}$ není konvexní množina nebo f_0 není konvexní funkce [32].

Pro účely této práce je uvedené rozdělení postačující. Podrobné vysvětlení optimalizačních algoritmů lze nalézt v literatuře [32]. Pro řešení optimalizační úlohy lze využít např. software Matlab, GAMS, Maple, aj.

2 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

2.1 Analýza problému

Z rešeršní části vyplývá, že při návrhu uložení vstupního hřídele a satelitních ozubených kol se volí zpravidla standardně vyráběná ložiska, jelikož na toto uložení nejsou kladeny žádné speciální nároky (viz kap. 1.4.4). Pozornost výrobců ložisek se v tomto odvětví zaměřuje zejména na hlavní ložisko, které musí splňovat specifické požadavky popsané v kap. 1.1.4, 1.4.2 a 1.4.3.

Dále je potřeba zmínit, že hlavní ložiska se nevyrábějí velkosériově, nýbrž se navrhují přesně podle potřeb konkrétního zákazníka, kterým je v tomto případě výrobce převodovek. To tedy znamená malosériovou výrobu speciálních ložisek pro tyto účely. Díky tomu při vývoji ložiska není nutné zabývat se optimalizací ložiska pro velkosériovou výrobu. Ze zkušeností zadavatelské firmy navíc vyplývá, že zákazníci preferují specializovanější konstrukci ložiska, přinášející zvýšení trvanlivosti, i když to znamená zvýšení jeho ceny.

Dalším aspektem této problematiky je situace na trhu s autodomíchávači. V posledních třech letech zde došlo k výrazné změně nastoupeného trendu, kterým byly domíchávače s velkým objemem bubnu – kategorie (18 až 22) m³. V nedávné době byl zaznamenán útlum prodejů této kategorie a zároveň rychlý nárůst zájmu zákazníků o domíchávače malé a střední kubatury, tzn. (6 až 12) m³ [14]. Tím vznikají nové možnosti pro výrobce převodovek i ložisek, kteří se ve stále větší míře zaměřují na vývoj těchto převodovek a jejich uložení.

2.2 Cíl práce

Hlavním cílem této práce je návrh geometrie hlavního ložiska pro použití v konkrétní převodovce pro buben o objemu (10 ÷ 12) m³. Z konstrukce převodovky vyplývají maximální zástavbové rozměry pro hlavní ložisko:

- vnitřní průměr (průměr výstupního hřídele): 110 mm,
- maximální vnější průměr: 210 mm,
- maximální šířka ložiska: 75 mm.

K dosažení hlavního cíle je nutné splnit také tyto dílčí cíle:

- analýza již existující převodovky pro buben o objemu 6 m³ a výpočet trvanlivosti použitých ložisek,
- výpočet zatížení ložisek v navrhované převodovce pro 10 m³,
- návrh uložení vstupního hřídele a satelitních ozubených kol v převodovce pro 10 m³.

Výstupem řešení této diplomové práce je, kromě této průvodní zprávy, v kategoriích definovaných pro základní výzkum v souladu s platnou metodikou hodnocení výsledků a vývoje [33]:

- D – článek ve sborníku,
- výkres sestavy hlavního ložiska.

2.3 Odůvodnění nutnosti a potřeby řešení

Tato diplomová práce je součástí společného projektu firmy ZKL a předního evropského výrobce převodovek pro autodomíchávače. V současné době tento výrobce vyvíjí novou třístupňovou převodovku pro buben kubatury $(10 \div 12) \text{ m}^3$, pomocí které se snaží zvýšit svůj podíl na trhu v rozvíjejícím se segmentu malých a středních domíchávačů. Záměrem zadavatelské firmy ZKL je vyvinout nové speciální ložisko pro uložení výstupního hřídele ve zmíněné převodovce. Jelikož zadavatelská společnost rovněž usiluje o rozšíření svých obchodních aktivit v tomto segmentu, je pro ni vývoj tohoto nového speciálního ložiska velmi důležitý.

3 METODY

3.1 Metodický přístup k řešení

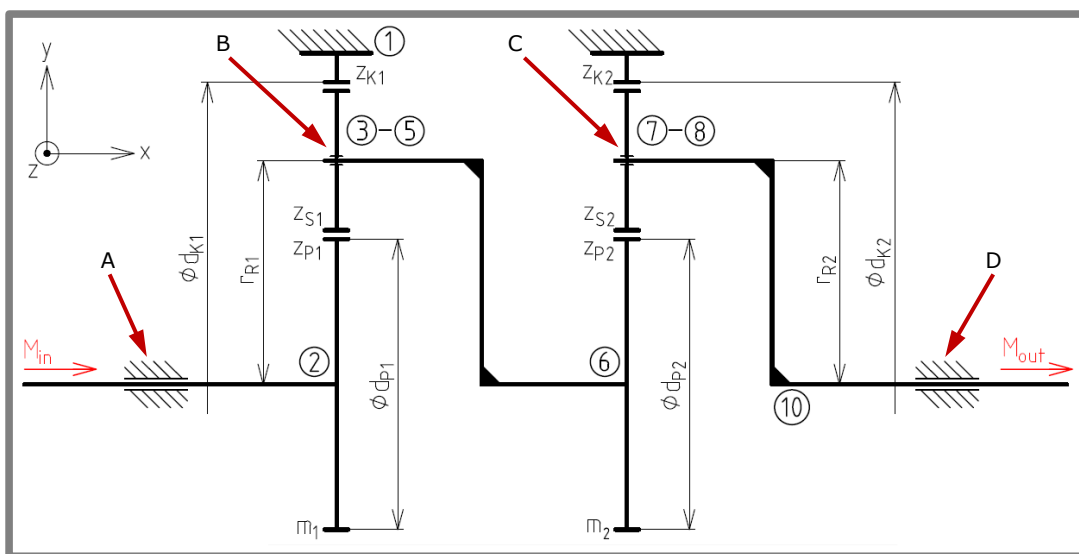
Koncepční myšlenkou řešení této práce je vyjít z konstrukce již existující převodovky a na základě její analýzy navrhnout uložení pro převodovku nově vyvíjenou. Při řešení bude postupováno chronologicky v těchto etapách:

1. **Analýza existující převodovky pro kubaturu 6 m³** – cílem tohoto kroku je vytvoření a verifikace analytického modelu pro výpočet základní a modifikované trvanlivosti dle ISO 281 [34]. Sestavení výpočtového modelu bude provedeno v software Mathcad. Nejprve bude analyzován převodový mechanismus zmíněné převodovky z hlediska kinematiky a silového působení na uložení hřídelů a satelitů. Následně bude přikročeno k výpočtu základní a modifikované trvanlivosti použitých ložisek dle normy ISO 281. Stejný výpočet bude souběžně proveden zadavatelskou firmou pomocí software KISSsoft pro navrhování převodovek a uložení. Výsledky obou výpočtů budou následně srovnány s cílem validovat vytvořený výpočtový model převodovky.
2. **Analýza silového působení v navrhované převodovce pro kubaturu 10 m³** – v této etapě bude úkolem za pomoci výpočtového modelu, vytvořeného v předchozím kroku, stanovit radiální a axiální síly působící na uložení v nově vyvíjené převodovce.
3. **Návrh uložení pro převodovku pro kubaturu 10 m³** – zde je cílem na základě vypočteného zatížení navrhnout vhodná ložiska pro uložení vstupního hřídele a satelitních ozubených kol s ohledem na požadovanou trvanlivost.
4. **Návrh a optimalizace hlavního ložiska** – těžištěm této práce je návrh geometrie hlavního ložiska určeného pro předloženou převodovku pro kubaturu 10 m³. Při návrhu hlavního ložiska budou brána v úvahu dvě základní kritéria. Prvním je dynamická radiální únosnost a druhým kontaktní napětí ve styku valivého elementu a oběžných drah. Návrh hlavního ložiska zahrnuje tyto dva dílčí kroky:
 - návrh vnitřní geometrie ložiska z hlediska únosnosti,
 - optimalizace přimknutí.Pro nalezení hodnot parametrů definujících vnitřní geometrii ložiska, které by nejlépe splňovaly obě kritéria, bylo rozhodnuto využít optimalizačních metod. Bližší popis postupu při optimalizaci podávají kap. 3.5.2 a kap. 3.5.3. Pro ověření správnosti výsledku optimalizace přimknutí budou vytvořeny tři varianty hlavního ložiska, lišící se hodnotou přimknutí na vnitřním i vnějším kroužku.
5. **Výpočet kontaktního napětí v hlavním ložisku** – pro vytvořené konstrukční varianty hlavního ložiska bude následně proveden výpočet kontaktního napětí, a to jednak analyticky a jednak pomocí MKP. Použitý software, okrajové podmínky a nastavení MKP analýzy a jsou blíže popsány v kap. 3.7. Pro navržené ložisko bude následně vytvořen 3D model a výkresová dokumentace v software Creo.

3.2 Analýza převodovky pro kubaturu 6 m³

3.2.1 Popis předložené převodovky a použitého uložení

Analyzovaná převodovka má obvyklou konstrukci, popsanou již dříve v kap. 1.4. Jedná se tedy o dvoustupňovou planetovou převodovku s převodovým mechanismem typu K-U, třemi satelity na každém převodovém stupni a čelním ozubeným soukolím s přímými zuby. Kinematické schéma převodovky je zobrazeno na obr. 3-1. Roztečné průměry ozubených kol a poloměry unášečů, zakótované na obrázku jsou uvedeny v tab. 3-1. Výkon hnacího hydromotoru, který je převodovkou přenášen činí 6,6 kW.



Obr. 3-1 Kinematické schéma převodovky pro kubaturu 6 m³; 1 – převodová skříň; 2 – planetové kolo; 3, 4, 5, 7, 8, 9 – satelity; 6 – unášeč a planetové kolo; 10 – unášeč a výstupní hřídel; A-D – ložiska (Górnisiewicz)

Tab. 3-1 Roztečné průměry ozubených kol – převodovka pro 6 m³

Součást	Rozměr	1. př. stupeň (mm)	2. př. stupeň (mm)
Planetové kolo	průměr d_P	60	48
Satelit	průměr d_S	160	164
Korunové kolo	průměr d_K	384	384
Unášeč	poloměr r_R	111	108

Na Obr. 3-3 jsou též lokalizována ložiska. Ta jsou označena písmeny od A do D. Vstupní hřídel a satelity prvního převodového stupně jsou uloženy v kuličkových jednořadých ložiskách, satelity druhého převodového stupně pak pomocí dvojic válečkových ložisek typu NJ (viz Obr. 1-32). Pro uložení výstupního hřídele je použito standardní soudečkové ložisko 23122CW33J. Typy a parametry použitých ložisek jsou shrnuty v Tab. 3-2. K provedení analýzy převodovky je nezbytné zatěžovací spektrum definující otáčky a zatížení hlavního ložiska pro všechny provozní režimy. Zatěžovací spektrum této převodovky, poskytnuté výrobcem, obsahuje Tab. 3-3.

Tab. 3-2 Parametry ložisek použitých v převodovce pro kubaturu 6 m³ [27]

Ložisko	Označení	d (mm)	D (mm)	b (mm)	Dynamická radiální únosnost (kN)
A	6010	50	80	16	21,720
B	6209	45	85	19	32,678
C	NJ212	60	110	22	66,800
D	23122CW33J	110	180,5	56	410,000

Tab. 3-3 Zatěžovací spektrum převodovky pro 6 m³

Zatěžovací případ	Časový podíl	Zatížení hlavního ložiska		Otáčky bubnu
		radiální	axiální	
(-)	(%)	(kN)	(kN)	(min ⁻¹)
1	4,90	102,00	26,00	14
2	16,70	78,00	20,00	14
3	28,80	91,00	26,00	4
4	0,40	94,00	31,00	4
5	0,40	165,00	36,00	4
6	4,20	67,00	25,00	-12
7	14,80	51,00	20,00	-12
8	29,00	7,00	2,00	0
9	0,60	7,00	3,00	0
10	0,05	328,00	38,00	1
11	0,05	278,00	60,00	1
12	0,05	254,00	48,75	1

Převodovka je mazána olejovou lázní bez filtrace a bez chlazení, použitý olej je viskozitní třídy ISO VG 220 o čistotě 17/14 dle ISO 4406 [35]. Provozní teploty maziva v jednotlivých ložiskách dle výrobce převodovky jsou uvedeny v Tab. 3-4.

Tab. 3-4 Provozní teplota maziva v ložiskách – převodovka pro 6 m³

Ložisko	Provozní teplota maziva (°C)
A	68
B	70
C	70
D	68

3.2.2 Předpoklady výpočtu a zavedená zjednodušení

Při výpočtu zatížení ložisek byla zavedena určitá zjednodušení. V první řadě je to předpoklad ideálního bezztrátového mechanismu. Vzhledem k obecně vysoké

účinnosti planetových převodů se očekává, že chyba vnesená do výpočtu tímto předpokladem, bude téměř zanedbatelná.

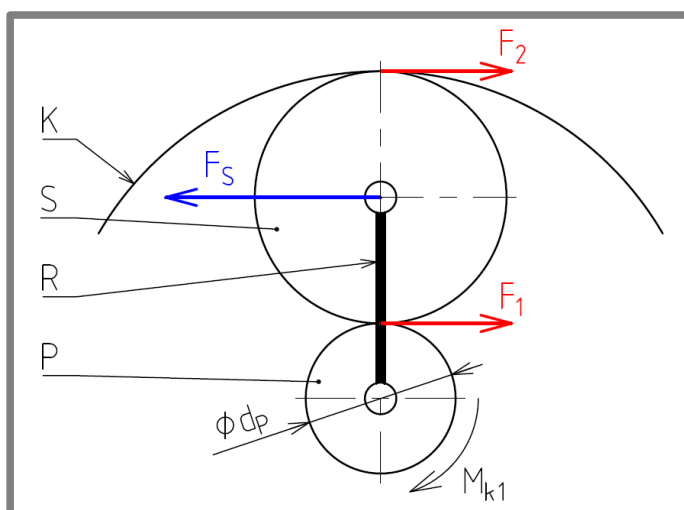
Druhým zjednodušením je uvažování rovnoměrného rozložení zatížení ložisek satelitů. Na Obr. 3-2 jsou znázorněny silové poměry v planetovém soukolí. Z rovnováhy sil působících na satelit je zřejmé, že $F_I = F_1 = F$ a $F_S = -2F$. Síla F působící na jeden satelit se určí ze vztahu [20]:

$$F = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_p} K \quad [N], \quad (3)$$

kde:

d_p	mm	je průměr planetového kola,
M_{k1}	Nm	- krouticí moment na planetovém kole,
s	-	- počet satelitů,
K	-	- součinitel rovnoměrnosti zatížení.

Při uvažování rovnoměrného zatížení satelitů platí $K = 1$. Zavedení tohoto předpokladu umožňují tzv. plovoucí centrální kola (viz kap. 1.4.1), která zvyšují rovnoměrnost rozložení zatížení v planetovém převodu [20].



Obr. 3-2 Silové poměry v planetovém převodu, K – korunové kolo, S – satelit, R – unášeč, P – planetové kolo [20]

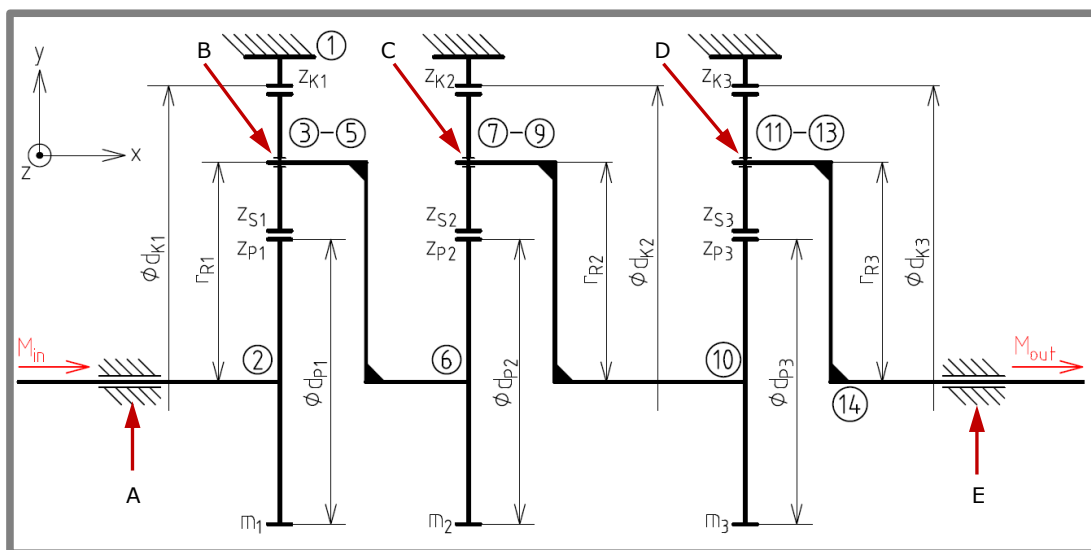
Další zavedené zjednodušení se týká zatížení ložiska klopným momentem. Při výpočtu se toto zatížení neuvažuje a předpokládá se působení radiální síly v ose ložiska.

Mezi předpoklady výpočtu dále patří požadovaná spolehlivost ložisek. V tomto případě je uvažována spolehlivost 90 %, což je standardní hodnota pro běžné aplikace. Vyšší spolehlivost by vedla ke zbytečně předimenzovanému uložení [1]. Ze zatěžovacího spektra v Tab. 3-3 je zřejmé, že ložiska jsou provozována při proměnlivém zatížení a proměnlivých otáčkách. Pro korektní výpočet trvanlivosti ložisek je proto použita hypotéza lineární kumulace únavového poškození.

3.3 Analýza silových poměrů v převodovce pro kubaturu 10 m³

3.3.1 Popis předložené převodovky

Převodovka analyzovaná v tomto kroku je navržena jako planetová třístupňová s mechanismem typu K-U, třemi satelity na každém převodovém stupni a čelním ozubeným soukolím s přímými zuby. Kinematické schéma převodovky je zobrazeno na Obr. 3-3. Roztečné průměry ozubených kol a poloměry unášeců, zakótované na obrázku uvádí Tab. 3-5. Výkon hnacího hydromotoru, který má být převodovkou přenášen činí 11,2 kW.



Obr. 3-3 Kinematické schéma převodovky pro kubaturu 10 m³; 1 – převodová skříň; 2 – planetové kolo; 3-5, 7-9, 11-13 – satelity; 6, 10 – unášec a planetové kolo; 14 – unášec a výstupní hřídel; A-E – ložiska (Górnisiewicz)

Tab. 3-5 Roztečné průměry ozubených kol – převodovka pro 10 m³

Součást	Rozměr	1. př. stupeň (mm)	2. př. stupeň (mm)	3. př. stupeň (mm)
Planetové kolo	průměr d_P	100	85	85
Satelit	průměr d_S	140	150	150
Korunové kolo	průměr d_K	380	380	380
Unášec	poloměr r_R	120	116	116

Na Obr. 3-3 jsou pod písmeny A až E lokalizována ložiska. Jejich návrh je jedním z cílů této práce. Nejdůležitějším vstupem pro výpočet silového působení na uložení v této převodovce je zatěžovací spektrum v Tab. 3-6.

Převodovka je mazána olejovou lázní bez filtrace a bez chlazení, přičemž mazivem je olej viskozitní třídy ISO VG 220 o čistotě 17/14 dle ISO 4406 [35]. Provozní teploty oleje v jednotlivých ložiskách dle výrobce převodovky jsou uvedeny v Tab. 3-7.

Výpočtový model zohledňuje stejné předpoklady a jsou do něj zavedena všechna zjednodušení, jako v případě převodovky pro 6 m³ v kap. 3.2.2.

Tab. 3-6 Zatěžovací spektrum převodovky pro 10 m³

Zatěžovací případ	Časový podíl	Zatížení hlavního ložiska		Otáčky bubnu (min ⁻¹)
		radiální (kN)	axiální (kN)	
(-)	(%)			
1	4,90	170,00	43,31	14
2	16,70	130,00	33,38	14
3	28,80	151,54	43,22	4
4	0,40	156,54	51,60	4
5	0,40	275,00	60,00	4
6	4,20	111,62	41,60	-12
7	14,80	85,00	33,30	-12
8	29,00	11,49	3,31	0
9	0,60	11,49	5,00	0
10	0,05	546,71	63,35	1
11	0,05	463,39	100,00	1
12	0,05	423,39	81,25	1

Tab. 3-7 Provozní teplota maziva v ložiskách – převodovka pro 10 m³

Ložisko	Provozní teplota maziva (°C)
A	68
B	70
C	70
D	70
E	68

3.4 Návrh ložisek vstupního hřídele a satelitů

Pro návrh uložení poslouží výpočtový model vytvořený v kap. 3.2. Požadovaná trvanlivost ložisek činí 10 000 h. Při volbě typu ložisek bude vycházeno z uložení použitého v analyzované převodovce pro 6 m³. Rozměry ložisek jsou omezeny průměry čepů na unášečích, průměrem vstupního hřídele, průměrem a šířkou satelitních ozubených kol. Tyto omezující rozměry uvádí Tab. 3-8.

Tab. 3-8 Limitní rozměry pro návrh ložisek

Ložisko	Průměr hřídele (mm)	Průměr patní kružnice (mm)	Šířka ozubeného kola (mm)
A	50	–	–
B	45	127,5	42
C	50	137,5	56
D	60	137,5	73

3.5 Návrh a optimalizace hlavního ložiska

Při návrhu hlavního ložiska pro převodovku pro kubaturu 10 m^3 bude vycházeno z hlavního ložiska v převodovce pro 6 m^3 . Prvním krokem je zvolení typu hlavního ložiska. Dále následuje návrh jeho vnitřní geometrie. K tomu je zapotřebí určit kritéria, podle kterých bude geometrie navržena. Jak již bylo zmíněno v metodickém přístupu (kap. 3.1), byla pro tento účel zvolena dvě kritéria:

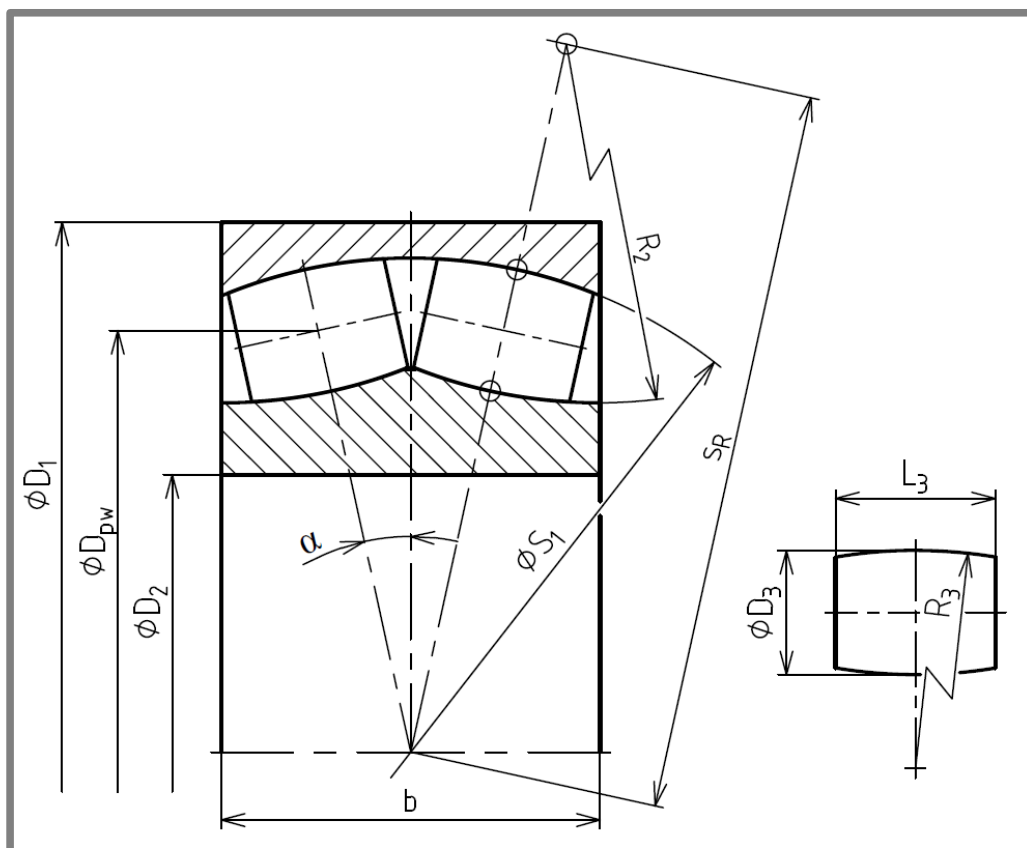
1. dynamická radiální únosnost ložiska,
2. relativní délka kontaktní elipsy a kontaktní napětí v kontaktu valivého elementu a oběžných drah.

3.5.1 Volba typu ložiska

Nejprve je potřeba zvolit typ ložiska, které bude k uložení výstupního hřídele v převodovce pro kubaturu 10 m^3 použito. V úvahu přitom přicházejí tři varianty, již dříve popsané v kap. 1.4.3. Z rešerše vyplývá, že nejčastěji používané je dvouřadé soudečkové hlavní ložisko. A to zejména pro jeho standardní naklopitelnost danou společnou kulovou oběžnou dráhou na vnějším kroužku. Soudečkové ložisko dále vyniká schopností přenést velká kombinovaná radiální a axiální zatížení. Pro volbu soudečkového ložiska hovoří také obchodní strategie zadavatelské společnosti a znalosti jejich zaměstnanců v oblasti těchto ložisek.

Ze zbylých dvou typů hlavních ložisek se jako výhodné jeví pouze kuželíkové dvouřadé ložisko. Jeho hlavní předností je, stejně jako v případě soudečkového ložiska, schopnost zachytávat velké kombinované zatížení. Dalším přínosem je čisté valení, které nastává obecně při odvalování valivých elementů u všech kuželíkových ložisek. Nevýhodou kuželíkového hlavního ložiska je však jeho komplikovanější konstrukce způsobená nutností kulového povrchu na vnějším kroužku a uložení celého ložiska do dalšího kroužku, aby bylo dosaženo požadované naklopitelnosti. Kuličkové dvouřadé ložisko s kosoúhlým stykem vyžaduje pro umožnění naklopitelnosti stejnou úpravu konstrukce jako ložisko kuželíkové, avšak nevyniká žádnou podstatnou výhodou.

Z těchto důvodů bylo rozhodnuto zvolit pro uložení výstupního hřídele dvouřadé soudečkové ložisko typu CJ. V souladu s konstrukcí soudečkových hlavních ložisek, popsanou v kap. 1.4.3, bude toto ložisko navrženo s rozšířeným vnějším kroužkem tak, aby umožňovalo naklopení v rozsahu $\pm 6^\circ$. Nákres vnitřní geometrie včetně rozměrů, které jsou potřebné pro její popis, je zobrazen na Obr. 3-4. Pro názornost je na obrázku znázorněno standardní soudečkové ložisko se stejně širokými kroužky. Rozšíření vnějšího kroužku se provádí dodatečně a na návrh vnitřní geometrie ložiska nemá vliv. Význam jednotlivých rozměrů na obrázku bude objasněn postupně v následujících kapitolách a je též uveden v seznamu použitých zkratk, symbolů a veličin na str. 86. Na základě vnějších rozměrů ložiska, definovaných v cílech práce v kap. 2.2, bylo toto ložisko zařazeno do řady 241. Z koncepce této řady pak vychází celý návrh ložiska.



Obr. 3-4 Vnitřní geometrie dvouřadého soudečkového ložiska (Górnisiewicz)

3.5.2 Návrh vnitřní geometrie ložiska z hlediska dynamické únosnosti

3.5.2

Dynamická radiální únosnost je základním parametrem každého valivého ložiska. Cílem bude navrhnout geometrii ložiska tak, aby jeho radiální dynamická únosnost byla maximální. Hlavní ložisko je sice zatíženo také velkou axiální silou, avšak z analýzy převodovky pro kubaturu 6 m^3 (viz kap. 4.1 a příloha 1) vyplývá, že radiální zatížení je výrazně větší než axiální. Z tohoto důvodu bylo rozhodnuto dimenzovat ložisko pouze z hlediska radiální únosnosti. Návrh geometrie ložiska se zakládá na normě ISO 281 [34], která definuje výpočet radiální únosnosti. Pro valivá ložiska s čárovým stykem, kam soudečková ložiska spadají, se dynamická radiální únosnost určí ze vztahu [34]:

$$C_r = b_m \cdot f_c \cdot (i \cdot L_3 \cdot \cos \alpha)^{\frac{7}{9}} \cdot Z^{\frac{3}{4}} \cdot D_3^{\frac{29}{27}} \quad [N], \quad (4)$$

kde:

C_r	N	je dynamická radiální únosnost,
b_m, f_c	-	- koeficienty závislé na ložiskovém materiálu a geometrii ložiska,
i	-	- počet řad ložiska,
L_3	mm	- délka valivého elementu,
α	°	- stykový úhel,
Z	-	- počet valivých elementů v jedné řadě,
D_3	mm	- průměr valivého elementu.

Ze vztahu (4) je zřejmé, že maximální únosnosti bude dosaženo vhodným zvolením parametrů L_3 , α , Z a D_3 , a to tak, aby vnější rozměry ložiska nepřekročily hodnoty stanovené v cílech práce (kap. 2.2). Tuto úlohu tedy lze chápat jako hledání maxima funkce v intervalu určeném vnějšími rozměry ložiska. Přitom je potřeba si uvědomit, že jednotlivé proměnné v této funkci jsou na sobě závislé. Vazby mezi nimi jsou dány vnitřní geometrií ložiska. Tvar funkce s tolika proměnnými, jako ve vztahu (4) může být velmi komplikovaný a těžko předpověditelný. Může se tak stát, že v určeném intervalu proměnných bude ležet jedno globální maximum a několik lokálních maxim. Hledání optimálních hodnot proměnných se může usnadnit zadáním výchozího bodu, kterým by v tomto případě bylo hlavní ložisko v převodovce pro 6 m^3 .

K řešení takového problému se nabízí využít optimalizačních metody, které hledají minimum nebo maximum funkce na určeném intervalu, přičemž hledání je omezeno vazbami mezi jednotlivými proměnnými a zároveň je k dispozici výchozí bod. Právě toto řešení bylo pro účely této práce zvoleno.

Pro navržení hlavního ložiska za pomoci optimalizace bylo rozhodnuto použít software Matlab a funkci *fmincon*. Ta se pro popsanou úlohu velmi dobře hodí, jelikož hledá lokální minimum funkce, jejíž proměnné jsou na sobě závislé, na určeném intervalu kolem výchozího bodu. Sestavení optimalizačního algoritmu pro nalezení optimální geometrie ložiska z hlediska dynamické únosnosti je provedeno v kap. 4.4.

3.5.3 Optimalizace vnitřní geometrie z hlediska kontaktního napětí

Na reálnou trvanlivost ložiska má kromě parametrů ve vztahu (4) vliv také kontaktní napětí v kontaktu valivého elementu a oběžných drah. Velikost kontaktního napětí je, kromě průměrů oběžných drah a soudečku, ve velké míře ovlivněna velikostí přimknutí. To vyjadřuje rozdíl mezi poloměry zakřivení oběžných drah a soudečku. Se zvětšujícím se přimknutím se zmenšuje rozdíl mezi poloměry a zároveň klesá hodnota kontaktního napětí.

Poloměry křivosti se standardně určují z přimknutí, která jsou pro navrhované ložisko tabulkově přiřazena podle vnitřního průměru a ložiskové řady, do níž navrhované ložisko spadá. Tento postup však nevede ve všech případech k uspokojivým výsledkům. Většinou je pak potřeba výsledné hodnoty poloměrů dodatečně změnit tak, aby se dostatečně snížilo kontaktní napětí.

Ze vztahu (4) je patrné, že poloměry křivosti nevstupují do výpočtu dynamické únosnosti a nemohou tedy být určeny pomocí optimalizačního algoritmu zmíněného v předchozí kapitole. Je proto nutné sestavit další algoritmus pro nalezení těchto parametrů s cílem minimalizovat kontaktní napětí. Při tvorbě tohoto algoritmu bude vycházeno z Hertzovy kontaktní teorie popsané v [26], konkrétně ze vztahů pro výpočet kontaktního napětí. Podle Hertzovy teorie je velikost kontaktního napětí dána rovnicí [26]:

$$\sigma = \frac{3Q}{2\pi ab} \quad [MPa], \quad (5)$$

kde:

σ MPa je kontaktní napětí,
 Q N - ekvivalentní zatížení ložiska,

- a mm - délka hlavní poloosy kontaktní elipsy,
 b mm - délka vedlejší poloosy kontaktní elipsy.

Z rovnice (5) je zřejmé, že kontaktní napětí lze při konstantním zatížení snížit pouze zvětšením rozměrů kontaktní elipsy. Její rozměry však lze zvětšovat jen do určité míry. Délka kontaktní elipsy se v praxi častěji vyjadřuje pomocí relativní délky kontaktní elipsy, vyjadřující poměr délky elipsy k délce valivého elementu. Relativní délka kontaktní elipsy se určí ze vztahu [26]:

$$a_{rel} = \frac{2a}{L_3} \cdot 100 \quad [\%], \quad (6)$$

kde:

- a_{rel} % je relativní délka kontaktní elipsy,
 a mm - délka hlavní poloosy kontaktní elipsy,
 L_3 mm - délka valivého elementu.

Společnost ZKL standardně navrhuje ložiska tak, aby relativní délka kontaktní elipsy dosahovala hodnot (80 až 87) % na vnitřním kroužku a (97 až 100) % na vnějším kroužku. Rozdílnost hodnot na obou kroužcích zapříčiňuje přimknutí, jež bývá na vnitřním kroužku standardně menší než na vnějším.

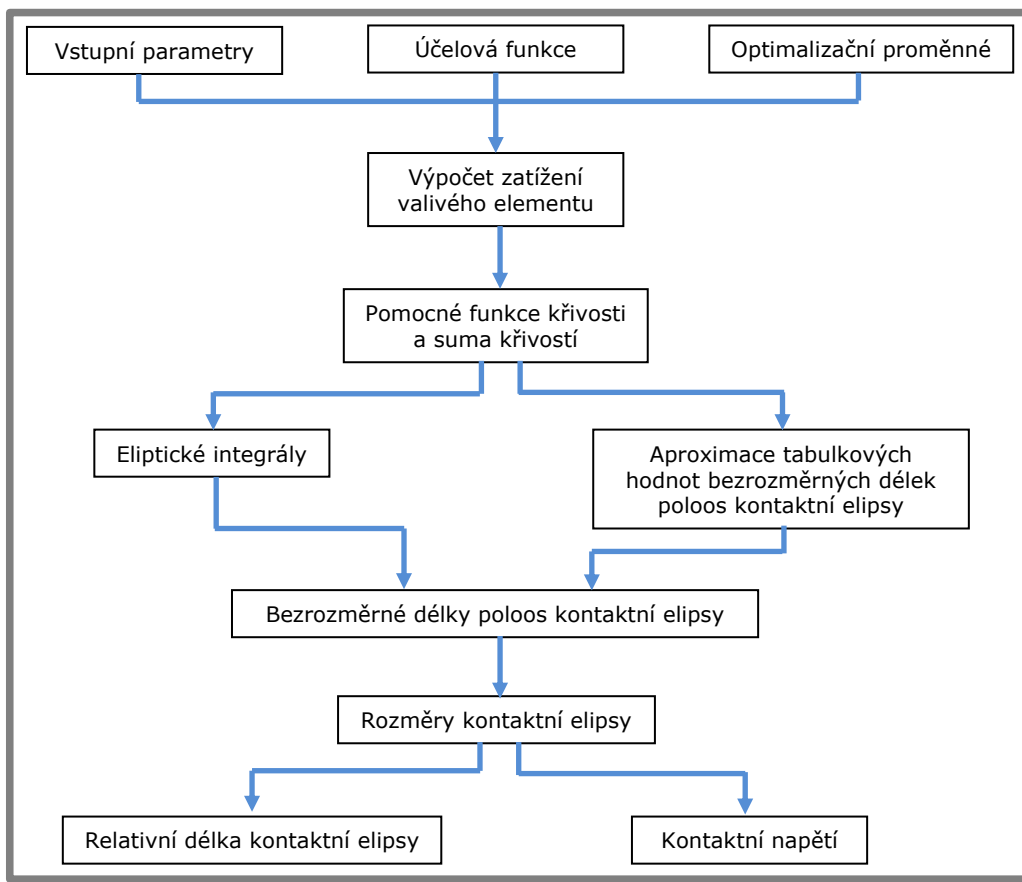
Ze situace, jak je zde popsána, je zřejmé, že podstatou návrhu poloměrů zakřivení oběžných drah a soudečku je nalezení jejich hodnot tak, aby relativní délky kontaktních elips v obou kontaktech dosáhly maxima a zároveň nepřekročily zmíněné limitní hodnoty. Podstata úlohy je tedy stejná jako v kap. 3.5.2 a jedná se o hledání maxima funkce více proměnných, mezi nimiž existují vazby, a zároveň je pro hledání k dispozici výchozí bod. Tím jsou hodnoty poloměrů vypočtené z tabulkově přiřazených hodnot přimknutí, jak bylo zmíněno v úvodu kapitoly. K řešení úlohy bylo, stejně jako v předchozím případě, rozhodnuto použít software Matlab a funkci *fmincon*.

Postup a předpoklady při sestavení matematického modelu

Pro úspěšné provedení optimalizace přimknutí je nejprve zapotřebí vytvořit matematický model pro výpočet relativní délky kontaktní elipsy a kontaktního napětí. Jak již bylo řečeno, model se zakládá na Hertzově kontaktní teorii [26]. Budou zde tedy platit stejné předpoklady jako v Hertzově teorii:

- při kontaktu těles dochází pouze k elastické deformaci,
- neuvažuje se působení smykových napětí v kontaktní oblasti,
- rozměry kontaktní oblasti jsou velmi malé oproti poloměrům zakřivení kontaktních těles,
- poloměr zakřivení kontaktní oblasti je mnohem větší než rozměry kontaktní oblasti [26].

Sestavení celého optimalizačního algoritmu je provedeno v kap. 4.5, zde bude pouze nastíněn základní postup. Ten je schematicky znázorněn na Obr. 3-5.



Obr. 3-5 Schéma algoritmu pro optimalizaci přímknutí

Vstupními parametry bude geometrie a dynamická radiální únosnost ložiska vypočtená v prvním kroku (viz kap. 3.5.2), dále materiálové charakteristiky použitého ložiskového materiálu a konečně poloměry křivosti soudečku a oběžných drah vypočtené z tabulkově přiřazených hodnot přímknutí. Volba účelové funkce, optimalizačních proměnných a přípustných množin bude provedena v kap. 4.5.1.

Následuje výpočet zatížení, pro který platí tři důležité předpoklady. Za prvé, předpokládá se působení pouze radiálního zatížení procházejícího středem ložiska. Za druhé, zatížení je počítáno pouze pro nejvíce zatížený valivý element, jelikož v jeho kontaktu nabývá kontaktní napětí nejvyšší hodnoty. Třetí předpoklad se týká velikosti zatížení ložiska. Při výpočtu je aplikováno zatížení, pro které platí:

$$\frac{C_r}{P} = 4 \quad [-], \quad (7)$$

kde:

C_r kN je dynamická radiální únosnost ložiska,
 P kN - ekvivalentní zatížení ložiska.

Zavádění tohoto předpokladu je v zadavatelské firmě běžným postupem. Po stanovení aplikovaného zatížení následuje výpočet pomocných funkcí křivosti a sumy křivosti pro oba kontakty. Dále je potřeba vypočítat bezrozměrné délky poloos kontaktní elipsy. To se standardně provádí pomocí eliptických integrálů prvního a druhého druhu. Tyto integrály by však bylo velmi obtížné implementovat do

optimalizačního algoritmu v Matlabu. Proto byla navržena alternativní cesta v podobě aproximace tabulkových hodnot bezrozměrných délek v [25], čímž se získala potřebná funkční závislost bezrozměrných délek na pomocné funkci křivosti. Podrobnější postup a provedení aproximace obsahuje kap. 4.5.1. Po získání bezrozměrných délek poloos kontaktní elipsy se spočtou skutečné délky poloos, jejichž dosazením do vztahů (5) a (6) se obdrží relativní délka kontaktní elipsy a kontaktní napětí na vnitřním a vnějším kroužku.

3.5.4 Postup při návrhu konstrukčních variant

3.5.4

Ještě před samotným návrhem konstrukčních variant bude potřeba rozšířit vnější kroužek, aby se dosáhlo požadované naklopitelnosti hlavního ložiska v rozsahu $\pm 6^\circ$. Po navržení kompletní geometrie hlavního ložiska včetně optimálního přimknutí, bude přikročeno k návrhu tří konstrukčních variant hlavního ložiska. Jednotlivé varianty se budou lišit pouze hodnotami přimknutí na obou kroužcích.

U první varianty budou ponechány hodnoty poloměrů soudečku a oběžné dráhy na vnitřním kroužku navržené pomocí optimalizace. Zbylé dvě varianty se navrhnou změnou poloměrů R_2 a R_3 o 0,1 %. Tím se zároveň změní přimknutí na obou kroužcích. Druhá varianta bude mít rádius R_2 o 0,1 % větší a R_3 o 0,1 % menší. U třetí varianty tomu bude naopak.

3.6 Analytický výpočet kontaktního napětí

3.6

Po navržení kompletní geometrie hlavního ložiska včetně optimálního přimknutí, bude přikročeno k analytickému kontrolnímu výpočtu kontaktního napětí v obou kontaktech. Důvodem tohoto kroku je především ověření výsledků optimalizace přimknutí. Hlavním cílem bude stanovit hodnotu kontaktního napětí a relativní délky kontaktní elipsy v kontaktu na vnitřním i na vnějším kroužku pro všechny tři konstrukční varianty ložiska. Výsledky tohoto výpočtu budou následně porovnány s výsledky výpočtu kontaktního napětí pomocí MKP, jenž bude proveden v následujícím kroku.

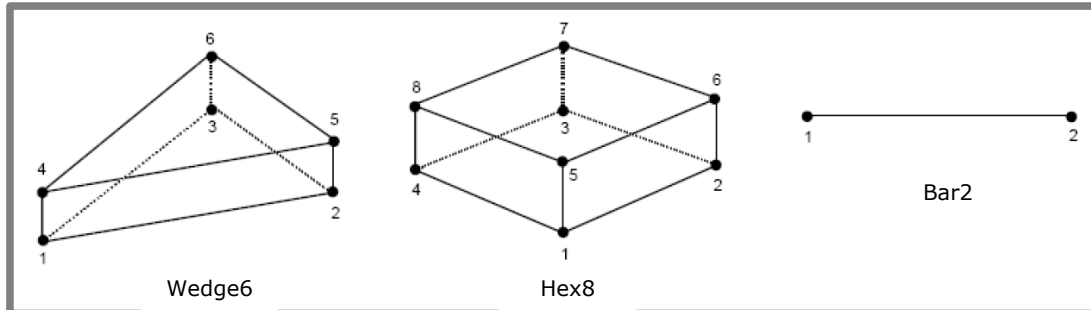
Pro analytický výpočet platí stejné předpoklady týkající se zatížení, jako pro optimalizační algoritmus. Sestavení analytického výpočtu proběhlo v software Mathcad a je obsaženo v příloze 4.

3.7 Výpočet kontaktního napětí pomocí MKP

3.7

Výpočet kontaktního napětí pomocí MKP proběhne ve dvou krocích. V prvním kroku se provádí výpočet posuvů, přičemž je použit model ložiska s nízkou mírou diskretizace, tzv. globální model. Získané hodnoty posuvů se pak použijí pro okrajové v druhé fázi výpočtu. Ta probíhá na modelu s vysokou mírou diskretizace – tzv. lokální model. Výsledkem druhé fáze výpočtu jsou hodnoty kontaktního napětí a ekvivalentního napětí podle podmínky HMM. Tento postup je standardně používán v zadavatelské firmě a vychází z jejich dlouhodobých poznatků a praxe. Výpočet bude proveden v software Patran a řešiče Marc.

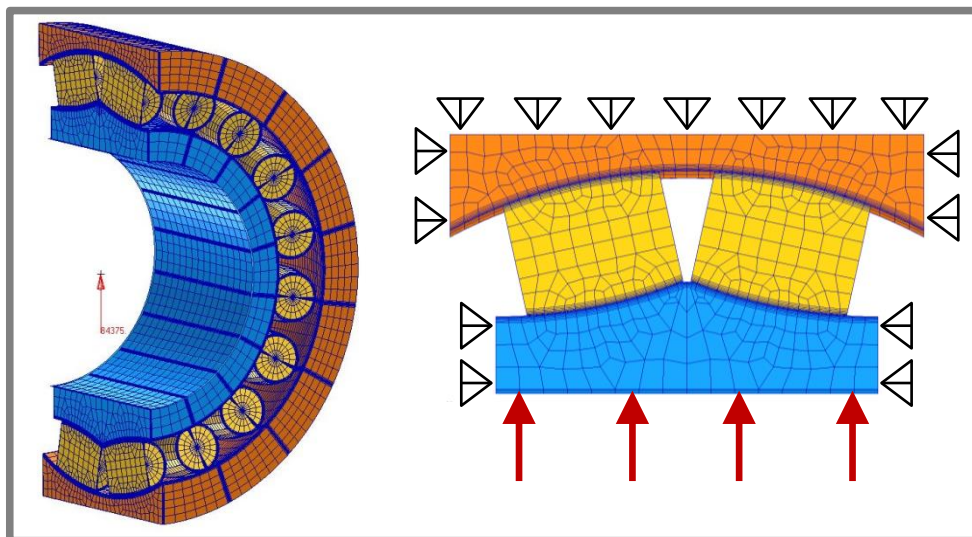
Globální i lokální výpočtový model využívají lineární elastický model materiálu. Použitým materiálem je ocel na ložiska s Youngovým modulem pružnosti v tahu o hodnotě $E = 210$ GPa a poissonovým poměrem $\mu = 0,3$. Konečnoprvková síť je u obou modelů tvořena prvky *Wedge*, *Hex* a *Bar*, zobrazenými na Obr. 3-6.



Obr. 3-6 Použité prvky konečnoprvkové sítě [36]

3.7.1 Globální model ložiska

Výpočet v globálním modelu analyzuje pouze jednu polovinu ložiska, přičemž se využívá symetrie materiálu, vazeb a rozložení zatížení v ložisku. Výpočtová náročnost této úlohy umožňuje nižší míru diskretizace, tedy hrubší konečnoprvkovou síť. Globální model včetně konečnoprvkové sítě a okrajových podmínek je zobrazen na Obr. 3-7. Z obrázku je patrné, že do výpočtu není zahrnuta klec. Toto zjednodušení není na závadu, jelikož klec nemá na deformačně-napěťové stavy ve valivých ložiskách napětí podstatný vliv [36].



Obr. 3-7 Globální model ložiska s okrajovými podmínkami

Na vnější kroužek jsou aplikovány deformační okrajové podmínky zabraňující posuvu kroužku v radiálním a axiálním směru. Pomocí deformační okrajové podmínky je zamezeno také axiálnímu posuvu vnitřního kroužku. Dále je potřeba nastavit kontakty mezi valivými elementy a oběžnými dráhami. Pro urychlení konvergence výpočtu a pro zamezení odvalení valivých elementů z jejich polohy jsou soudečky spojeny s oběma kroužky pomocí prutových prvků typu *Bar*. Těmto

prvkům jsou pak přiřazeny vlastnosti pružiny s velmi malou tuhostí. Přidání pružin nemá vliv na výsledek výpočtu.

Pro aplikaci zatížení bylo nejprve potřeba vymodelovat tzv. *rigid* plochu simulující vnější povrch hřídele, na němž je ložisko nasazeno. Tato plocha je shodná s válcovou plochou na vnitřním kroužku a pomocí vazeb je s ní pevně spojena. K této tzv. rigid ploše je pak přiřazen řídicí uzel ležící ve středu ložiska. Do řídicího uzlu je umístěno síla působící v radiálním směru a simulující zatížení ložiska. Pomocí rigid plochy se dosahuje rovnoměrného rozložení zatížení na vnitřní kroužek ložiska. Tato situace je ilustrována na Obr. 3-7. Velikost aplikovaného zatížení se, stejně jako v případě analytického výpočtu určí pomocí vztahu (7).

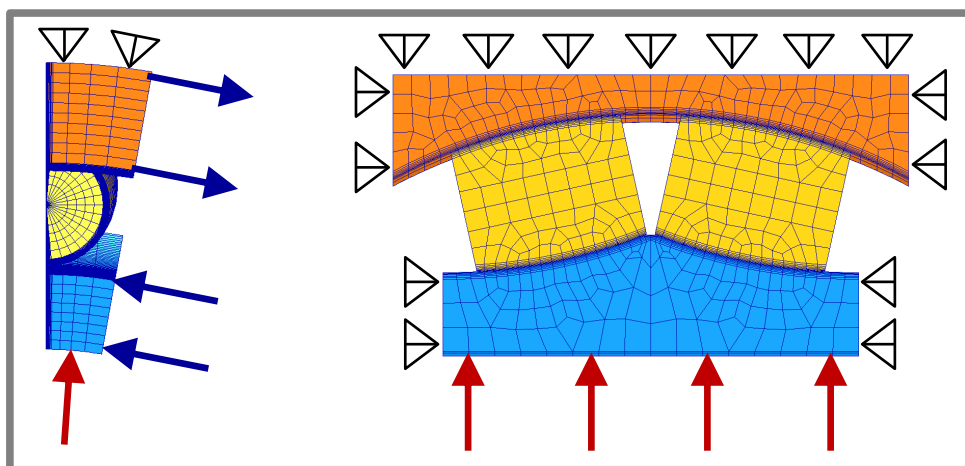
Výsledkem globálního výpočtového modelu jsou posuvy v radiálním a tangenciálním směru.

3.7.2 Lokální model ložiska

3.7.2

Pomocí lokálního modelu je analyzován pouze nejvíce zatížený segment ložiska. Díky tomu je možné použít jemnější konečnoprvkovou síť. Lokální model ložiska včetně konečnoprvkové sítě a okrajových podmínek je zobrazen na Obr. 3-8. Okrajové podmínky jsou podobné jako u globálního modelu – vnějšímu kroužku je zamezen posuv radiálním i axiálním směru a vnitřnímu kroužku je zamezeno v axiálním posuvu. V lokálním modelu není zatížení reprezentováno silou, nýbrž radiálními a tangenciálními posuvy získanými z globálního modelu. Radiální posuvy jsou v obrázku znázorněny červenými šipkami a tangenciální posuvy šipkami modrými. Radiální posuvy jsou aplikovány stejně, jako zatížení v globálním modelu, tedy pomocí řídicího uzlu. Deformační zatížení tangenciálními posuvy je umístěno do krajních uzlů na obou kroužcích.

Jak již bylo zmíněno v úvodu kapitoly, výsledkem výpočtu lokálního modelu jsou hodnoty ekvivalentního napětí podle podmínky HMM a kontaktního napětí. Z těchto výsledků se pak určuje relativní délka kontaktní elipsy.



Obr. 3-8 Lokální model ložiska s okrajovými podmínkami

4 VÝSLEDKY

4.1 Analýza převodovky pro kubaturu 6 m³

Na základě vstupních parametrů a předpokladů popsaných v kap. 3.2 byl proveden výpočet zatížení, základní a modifikované trvanlivosti ložisek v předložené převodovce. Tento výpočet je obsažen v příloze 1. Pro ověření správnosti výsledků a funkčnosti vytvořeného výpočtového modelu byly hodnoty zatížení a trvanlivostí vypočteny také zadavatelskou firmou pomocí software KISSsoft. Byly přitom použity stejné vstupní parametry jako u analytického výpočtu, nebyla však zavedena již zmíněná zjednodušení. Výsledky obou výpočtů jsou shrnuty v Tab. 4-1 a Tab. 4-2.

Tab. 4-1 Ekvivalentní dynamické zatížení ložisek – převodovka pro 6 m³

Ložisko (-)	Ekvivalentní dynamické zatížení (kN)	
	KISSsoft	Analytický výpočet
A	0,100	0,100
B	3,210	3,180
C	15,508	15,489
D	132,127	132,114

Tab. 4-2 Základní a modifikovaná trvanlivost ložisek – převodovka pro 6 m³

Ložisko (-)	Základní trvanlivost (h)		Modifikovaná trvanlivost (h)	
	KISSsoft	Analytický výp.	KISSsoft	Analytický výp.
A	> 1· 10 ⁶	2,4· 10 ⁸	> 1· 10 ⁶	1,1· 10 ¹¹
B	126 742	128 962	89 134	91 918
C	140 583	143 049	13 091	14 723
D	110 967	111 933	9 237	9 635

Jak je z tabulek patrné, všechna ložiska, vyjma hlavního, dosahují větší trvanlivosti, než je požadovaná hodnota 10 000 h. Pro dosažení požadované trvanlivosti hlavního ložiska byla zvažována náhrada 23122CW33J ložiskem 24122CW33J. Tato úvaha však byla zavržena, jelikož zástavbové rozměry v převodové skříni neumožňují použití většího ložiska. Trvanlivost ložiska 23122CW33J není natolik nižší, než je požadováno, aby se vyplatil vývoj nového speciálního ložiska.

Za povšimnutí stojí vypočtená trvanlivost ložiska A. Jedná se o ložisko vstupního hřídele, které je zatíženo pouze radiální silou od tíhy vstupního hřídele. Tím pádem jeho trvanlivost vysoce překračuje 1 000 000 h. KISSsoft po překročení této hodnoty vrací výsledek ve tvaru, jaký u ložiska A uvádí Tab. 4-2. Ložisko 6010 nelze nahradit menším, jelikož je nejmenším možným ložiskem pro daný průměr vstupního hřídele.

Z tabulek je dále zřejmé, že hodnoty ekvivalentního dynamického zatížení i trvanlivostí získané analytickým přístupem se od hodnot získaných pomocí KISSsoftu liší jen málo. Trvanlivost určená pomocí analytického přístupu je přitom u

všech ložisek větší než hodnoty získané z KISSsoftu. To pravděpodobně zapříčiňují zjednodušení zavedená do analytického výpočtového modelu. Po konzultaci se zadavatelskou firmou byly tyto rozdíly shledány přijatelně malými a vytvořený výpočtový model označen jako validní.

4.2 Analýza silových poměrů v převodovce pro 10 m³

4.2

Výpočtový model validovaný v předchozí kapitole byl následně uzpůsoben pro výpočet třístupňové převodovky a jeho pomocí byla stanovena axiální, radiální zatížení uložení, která mají být navržena. Výpočtový model je obsažen v příloze 2 a výsledné hodnoty zatížení uvádí Tab. 4-3.

Tab. 4-3 Zatížení navrhovaných uložení v převodovce pro 10 m³

Ložisko (-)	Zatížení (kN)	
	Axiální	Radiální
A	0,000	0,110
B	0,000	1,061
C	0,000	5,992
D	0,000	32,779
E	28,401	96,871

4.3 Návrh a kontrola ložisek vstupního hřídele a satelitů

4.3

Návrh ložisek pro uložení vstupního hřídele a satelitních ozubených kol probíhal iteračním způsobem, přičemž se vycházelo především ze zatížení vypočteného v Tab. 4-3 a z uložení použitého v analyzované převodovce pro kubaturu 6 m³. Ze zmíněné tabulky je patrné, že všechna ložiska, vyjma hlavního, jsou zatížena pouze radiálními silami. Výběr vhodných ložisek se tím zúžil pouze na ložiska kuličková a válečková.

Vzhledem k danému průměru vstupního hřídele a velmi malému zatížení bylo pro jeho uložení zvoleno kuličkové jednořadé ložisko 6010.

Uložení satelitu prvního převodového stupně je zatíženo relativně malou radiální silou. S ohledem na minimální průměr čepu na unášeči a šířce satelitního ozubeného kola bylo pro toto uložení zvoleno kuličkové jednořadé ložisko 6209. V úvahu přicházela také ložiska 6009, 61809 a 61909. Pro jejich velmi malou šířku však bylo od jejich volby upuštěno.

Zatížení ložiska satelitu na druhém převodovém stupni je podstatně větší než v případě ložiska B. Zejména proto bylo pro toto uložení navrženo jednořadé válečkové ložisko NJ2210. Axiální vedení válečků je zajištěno v jednom směru nákrůžkem na vnitřním a kroužku a ve směru druhém pomocí příložného kroužku. Fakticky se tedy jedná o provedení NH (viz Obr. 1-21).

Ložisko D musí zachytávat podstatně větší radiální sílu, než dosud navržena ložiska. Nabízí se tedy použití dvou válečkových ložisek, jako je tomu u převodovky pro 6 m³. Vzhledem k limitujícím rozměrům bylo zvoleno uložení pomocí dvojice

válečkových ložisek NJ2212. Všechna navržená ložiska i se základními rozměry a hodnotami dynamických radiálních únosností uvádí Tab. 4-4.

Správnost volby zmíněných ložisek byla následně ověřena výpočtem jejich trvanlivosti za použití vytvořeného výpočtového modelu a metodiky ISO 281 [34]. Výpočet je součástí přílohy 2. Výsledné hodnoty základních a modifikovaných trvanlivostí navržených ložisek, uvedených v Tab. 4-5, jsou ve všech případech vyšší, než požadovaných 10 000 h. Navržená ložiska tedy vyhovují.

Tab. 4-4 Parametry navržených ložisek

Ložisko (-)	Označení	d (mm)	D (mm)	b (mm)	Dynamická radiální únosnost (kN)
A	1x 6010	50	80	16	21,720
B	1x 6209	45	85	19	32,678
C	1x NJ2210	50	90	23	66,800
D	2x NJ2212	60	110	28	112,000

Tab. 4-5 Trvanlivost navržených ložisek

Ložisko (-)	Základní trvanlivost (h)	Modifikovaná trvanlivost (h)
A	$1,1 \cdot 10^8$	$0,9 \cdot 10^{11}$
B	87 830	$3,7 \cdot 10^6$
C	125 618	26 975
D	104 912	11 077

4.4 Návrh hlavního ložiska z hlediska radiální únosnosti

Prvním krokem při navrhování hlavního ložiska pro převodovku pro 10 m^3 byl návrh jeho vnitřní geometrie z hlediska dynamické radiální únosnosti za pomoci optimalizačních metod. Náplní této kapitoly je popis tvorby optimalizačního algoritmu a shrnutí výsledků optimalizace ložiska z hlediska radiální únosnosti.

4.4.1 Sestavení optimalizačního algoritmu

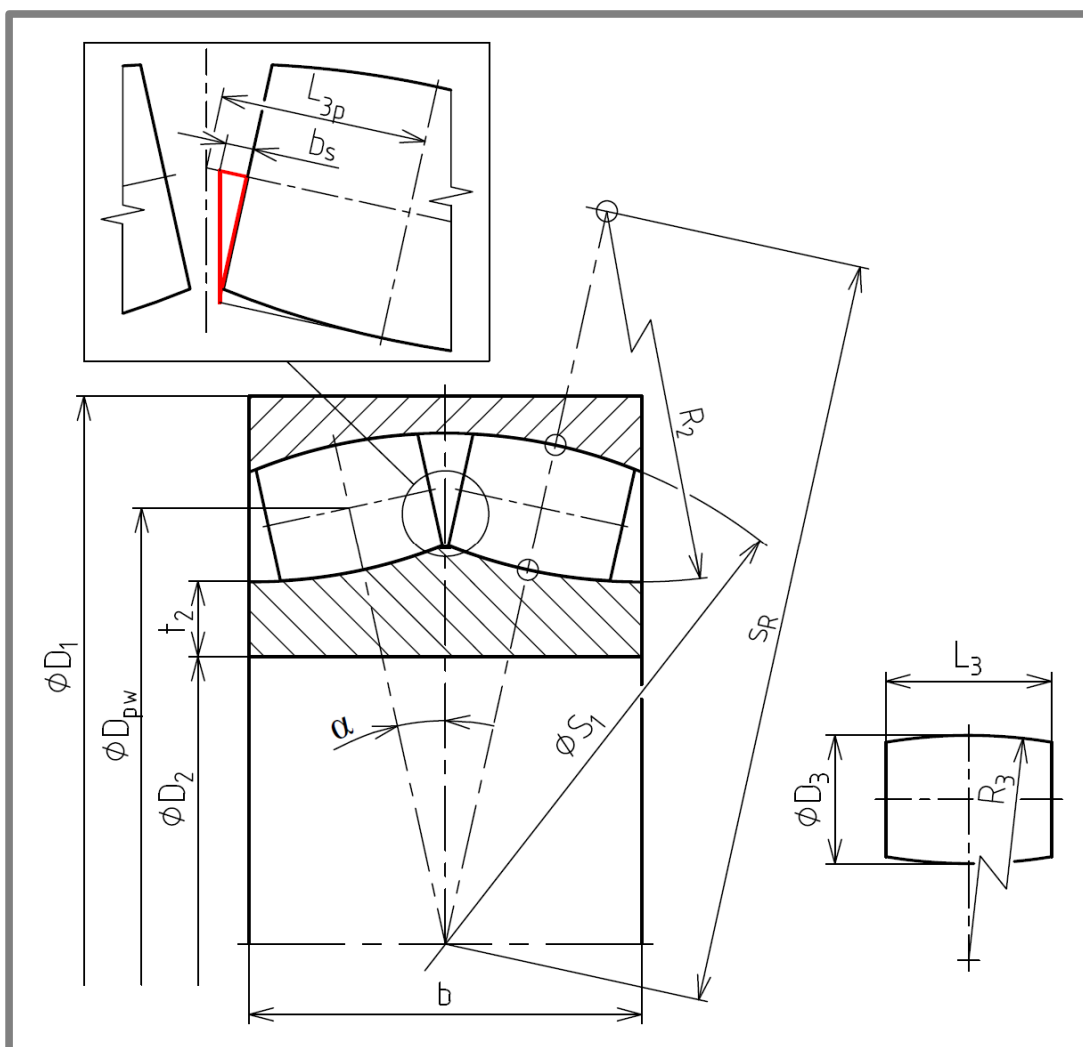
Při tvorbě optimalizačního algoritmu bylo nejprve potřeba zvolit tzv. účelovou funkci, jejíž maximum má být nalezeno. Klíčovou etapou optimalizace pak byla formulace vazeb mezi optimalizačními proměnnými, čili sestavení vztahů definujících vnitřní geometrii soudečkového ložiska. Následovala volba optimalizačních proměnných, tj. parametrů, jejichž hodnoty v maximum účelové funkce mají být nalezeny. Dále bylo zapotřebí stanovit přípustné množiny, tj. intervaly, ve kterých mohou být hledány hodnoty optimalizačních proměnných, a určit výchozí bod pro hledání maxima funkce. Na závěr byla vybrána vhodná optimalizační metoda a upraveno nastavení optimalizačního algoritmu. Všechny tyto kroky budou nyní podrobněji popsány. Výsledný optimalizační algoritmus je pak obsažen v příloze 3.

Volba účelové funkce

Hlavním kritériem v této fázi návrhu je dynamická radiální únosnost ložiska. Z tohoto důvodu byla jako účelová funkce zvolena rovnice (4), zakotvená v normě ISO 281 [34] a definující výpočet dynamické radiální únosnosti.

Tvorba matematického modelu ložiska

Podstatou tvorby matematického modelu ložiska je odvození vazebných vztahů definujících vnitřní geometrii ložiska. Bylo přitom vycházeno z geometrie standardního soudečkového ložiska. Ta je znázorněna na Obr. 4-1, kde jsou též zakotovány všechny rozměry potřebné k popisu vnitřní geometrie, včetně pomocných rozměrů použitých při odvození vazebných rovnic. Jak již bylo řečeno, geometrie standardního ložiska je zde použita pouze pro názornost. Rozšíření vnějšího kroužku bude provedeno později v kap. 4.6 a na tvar vazebných rovnic nemá žádný vliv.



Obr. 4-1 Nákres geometrie hlavního ložiska pro odvození vazebných vztahů

V tomto okamžiku je vhodné stanovit si konvenci pro používání číselných indexů. Číselné indexy se budou přiřazovat rozměrům či koeficientům podle tělesa, k němuž se vztahují, podle tohoto pravidla:

- index 1 – vnější kroužek,
- index 2 – vnitřní kroužek,
- index 3 – valivý element,
- index 4 – klec.

Dále je potřeba zmínit, že koeficienty, které zde budou použity, vycházejí z dlouhodobé praxe a zkušeností firmy ZKL. Jejich hodnoty jsou součástí duševního vlastnictví firmy, a proto zde nemohou být uvedeny. Jedná se konkrétně o koeficienty K_1 , K_2 , K_3 , K_{b2} a K_Z . Hodnoty těchto koeficientů byly stanoveny na základě koncepce ložiskové řady 241, kam navrhované hlavní ložisko spadá.

První rozměr, který bylo potřeba definovat, byl **průměr kulové plochy** na vnějším kroužku. Ten je dán vztahem:

$$S_1 = K_1 \cdot D_1 \quad [mm], \quad (8)$$

kde:

- D_1 mm je vnější průměr ložiska,
 K_1 - - koeficient vyjadřující tloušťku vnějšího kroužku,
 S_1 mm - průměr kulové plochy na vnějším kroužku.

Dále byl formulován vztah pro **průměr valivého elementu**. V případě soudečku se tento průměr stanovuje v jeho nejširším místě, tedy uprostřed. Průměr valivého elementu je určen vztahem:

$$D_3 = \frac{1}{2} S_1 - K_2 \cdot \frac{1}{2} D_2 \quad [mm], \quad (9)$$

kde:

- D_2 mm je vnitřní průměr ložiska,
 D_3 mm - průměr valivého elementu,
 K_2 - - koeficient vyjadřující tloušťku vnitřního kroužku

Délka valivého elementu byla určena na základě pomocných délek, zakótovaných v detailu na Obr. 4-1. Soudečky v ložisku typu CJ jsou symetrické, takže je možné psát:

$$L_3 = 2(L_{3p} - K_3 \cdot b_s) \quad [-], \quad (10)$$

kde:

- b_s mm je pomocná délka,
 L_3 mm - délka valivého elementu
 L_{3p} mm - pomocná délka,
 K_3 - - koeficient vyjadřující vzdálenost soudečku od osy ložiska,

Pomocná délka L_{3p} se spočte podle rovnice:

$$L_{3p} = \left(\frac{1}{2} S_1 - \frac{1}{2} D_3 \right) \cdot \tan \alpha \quad [mm], \quad (11)$$

kde:

D_3 mm je průměr valivého elementu,
 S_1 mm - průměr kulové plochy na vnějším kroužku,
 α ° - stykový úhel.

Při výpočtu pomocné délky b_s nebylo uvažováno zakřivení povrchu soudečku (viz detail na Obr. 4-1). Ve skutečnosti je délka b_s kratší než na obrázku. Toto zjednodušení je kompenzováno vyšší hodnotou koeficientu K_3 ve vztahu (10). Pomocná délka b_s se určí na základě červeného trojúhelníku na zmíněném obrázku, takže je možné psát:

$$b_s = \frac{1}{2} D_3 \cdot \tan \alpha \quad [mm], \quad (12)$$

kde:

D_3 mm je průměr valivého elementu,
 α ° - stykový úhel.

Dosazením rovnic (11) a (12) do rovnice (10) se získá výsledný vztah pro délku valivého elementu:

$$L_3 = 2 \left[\left(\frac{1}{2} S_1 - \frac{1}{2} D_3 \right) \cdot \tan \alpha - K_3 \cdot \frac{1}{2} D_3 \cdot \tan \alpha \right] \quad [mm], \quad (13)$$

kde:

D_3 mm je průměr valivého elementu,
 S_1 mm - průměr kulové plochy na vnějším kroužku,
 K_3 - - koeficient vyjadřující vzdálenost soudečku od osy ložiska,
 α ° - stykový úhel,

Při odvození vztahu pro **stykový úhel** bylo vycházeno z rovnice určující šířku ložiska na základě délky valivého elementu:

$$b = 2 \cdot K_{b2} \cdot L_3 \quad [mm], \quad (14)$$

kde:

b mm je šířka ložiska,
 K_{b2} - - koeficient vyjadřující poměr šířky ložiska k délce valivého elementu,
 L_3 mm - délka valivého elementu.

Dosazením rovnice (13) do rovnice (14) a úpravou se obdrží vztah pro stykový úhel:

$$\alpha = 90 - \arctan \left[\frac{2}{b} (K_{b2} \cdot S_1 - K_{b2} \cdot D_3 - K_{b2} \cdot K_3 \cdot D_3) \right] \quad [^\circ], \quad (15)$$

kde:

b mm je šířka ložiska,
 D_3 mm - průměr valivého elementu,
 K_{b2} - - koeficient vyjadřující poměr šířky ložiska k délce valivého elementu,
 K_3 - - koeficient vyjadřující vzdálenost soudečku od osy ložiska,

S_1 mm - průměr kulové plochy na vnějším kroužku.

Posledním parametrem, který je potřeba definovat, je **počet valivých elementů** v jedné řadě. Ten se určí ze vztahu:

$$Z = \frac{K_Z}{D_3} \cdot \frac{1}{2} (D_1 + D_2) \quad [-], \quad (16)$$

kde:

D_1 mm je vnější průměr ložiska,

D_2 mm - vnitřní průměr ložiska,

K_Z - - koeficient vyjadřující počet valivých elementů v jedné řadě.

Pro korektní návrh vnitřní geometrie ložiska je ještě zapotřebí definovat vztahy pro poloměry zaoblení soudečku a oběžné dráhy na vnitřním kroužku. Tyto rozměry sice nemají vliv na účelovou funkci, avšak jsou potřebné k verifikaci vypočtené geometrie a slouží také jako výchozí bod při optimalizaci přímknutí. Rovnice určující zmíněné parametry mají tvar:

$$R_3 = \frac{1}{2} S_1 \cdot (1 - r_o) \quad [mm] \quad (17)$$

$$R_2 = \frac{R_3}{1 - r_i} \quad [mm], \quad (18)$$

kde:

r_i - je přímknutí na vnitřním kroužku,

r_o - - přímknutí na vnějším kroužku,

R_2 mm - poloměr zakřivení oběžné dráhy na vnitřním kroužku,

R_3 mm - poloměr zakřivení soudečku,

S_1 mm - průměr kulové plochy na vnějším kroužku,

V účelové funkci vystupují ještě další tři členy. Prvním z nich je člen určující počet řad ložiska. Pro dvouřadé ložisko platí $i = 2$. Druhým členem je koeficient pro běžně užívanou ložiskovou ocel vysoké jakosti. Jeho hodnota závisí na typu a konstrukci ložiska. Pro dvouřadé soudečkové ložisko nabývá hodnoty $b_m = 1,15$ [34].

Posledním členem je koeficient f_c , který závisí na geometrii součástí ložiska, přesnosti výroby a materiálu [34]. Hodnoty koeficientu jsou tabelovány. Pro účely optimalizace je však ke stanovení hodnoty f_c zapotřebí rovnice v explicitním tvaru. K obdržení takové rovnice byly aproximovány tabulkové hodnoty koeficientu v [34] polynomem 5. stupně. Aproximace byla provedena v programu Microsoft Excel a graficky je znázorněna na Obr. 4-2. Obdržovaný aproximační polynom má tvar:

$$f_c = a_n t^n + a_{n-1} t^{n-1} + \dots + a_0 \quad [-], \quad (19)$$

kde:

a_0, \dots, a_n - jsou koeficienty polynomu,

a_0 - - absolutní člen,

n - - stupeň polynomu,

t - - proměnná.

V tomto případě je $n = 5$, koeficienty polynomu uvádí Tab. 4-6 a proměnná t má tvar:[34]

$$t = \frac{D_3 \cdot \cos \alpha}{D_{pw}} \quad [-], \quad (20)$$

kde:

D_{pw} mm je průměr kružnice procházející středy valivých elementů,
 D_3 mm - průměr valivého elementu,
 α ° - stykový úhel,

Průměr kružnice procházející středy valivých elementů se vypočítá z rovnice:

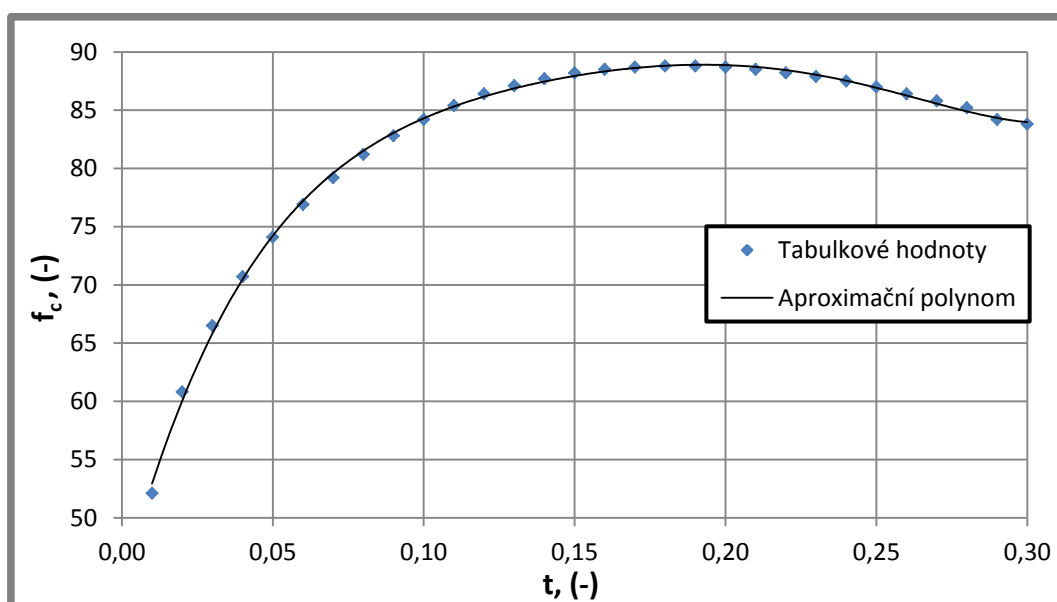
$$D_{pw} = (S_1 - D_3) \cdot \cos \alpha \quad [mm], \quad (21)$$

kde:

D_3 mm je průměr valivého elementu,
 S_1 mm - průměr kulové plochy na vnějším kroužku,
 α ° - stykový úhel.

Tab. 4-6 Koeficienty polynomu (19)

Koeficient (-)	Hodnota koeficientu (-)
a_5	156 651,77
a_4	-143 324,02
a_3	51 170,77
a_2	-9 443,76
a_1	961,12
a_0	44,22



Obr. 4-2 Aproximace koeficientu f_c polynomem 5. stupně

Volba optimalizačních proměnných, přípustných množin a výchozího bodu

Volba optimalizačních proměnných se řídí podle toho, které parametry v účelové funkci a ve vazebných rovnicích lze měnit, a také podle toho, zda lze při návrhu ložiska určit interval, na kterém mohou být hledány hodnoty těchto parametrů. Jinými slovy, jako optimalizační proměnné lze zvolit pouze ty parametry, pro jejichž hodnoty lze určit horní a dolní mez. V tomto případě jsou uvedena kritéria splněna pro vnější průměr ložiska D_1 a šířku ložiska b .

Při pohledu na účelovou funkci (rovnice (4)) je zřejmé, že dynamická radiální únosnost je ovlivněna v největší míře průměrem valivého elementu D_3 , jelikož jeho mocnitel je větší než 1. Nelze však vyloučit možnost, že při zmenšení průměru D_3 na určitou hodnotu a s tím spojeným zvýšením počtu valivých elementů Z a jejich délky L_3 může být radiální únosnost větší, než kdyby průměr D_3 nabýval maximální možné hodnoty.

Z uvedených důvodů byly jako optimalizační proměnné zvoleny tyto parametry:

- Vnější průměr ložiska D_1 ,
- Šířka ložiska b ,
- Koeficient K_2 .

Koeficient K_2 byl zahrnut do výběru, jelikož vyjadřuje tloušťku vnitřního kroužku. Vhodným nastavením jeho mezí lze zajistit dostatečné zmenšení průměru D_3 tak, aby se ošetřila možnost maxima účelové funkce při malém průměru valivých elementů a jejich velkém počtu.

Horní meze intervalů, na kterých mohou být hledány hodnoty optimalizačních proměnných byly stanoveny na základě hodnot D_1 a b definovaných v cílech práce v kap. 2.2. Horní mez intervalu pro koeficient K_2 a dolní meze intervalů pro parametry D_1 a b byly určeny ve spolupráci s firmou ZKL. Interval optimalizačních proměnných jsou shrnuty v Tab. 4-7.

Jak již bylo řečeno v metodickém přístupu v kap. 3.5.2, výchozím bodem tohoto optimalizačního algoritmu je hlavní ložisko v analyzované převodovce pro 6 m^3 , tedy ložisko 23122CW33J. Výchozí hodnoty optimalizačních proměnných, určené tímto ložiskem, uvádí Tab. 4-7.

Tab. 4-7 Přípustné množiny a výchozí bod optimalizace z hlediska únosnosti

Optimalizační proměnná	Interval	Výchozí hodnota
D_1	<180 mm ; 210 mm>	180,5 mm
b_2	<60 mm ; 75 mm>	56 mm
K_2	*	*

* hodnoty nezveřejněny na žádost firmy ZKL

Sestavení optimalizačního algoritmu v prostředí software Matlab

Optimalizační algoritmus je v Matlabu rozdělen do dvou souborů. První soubor je funkční. To znamená, že obsahuje účelovou funkci, optimalizační proměnné, vstupní parametry a vazebné rovnice. Vstupními parametry jsou vnitřní průměr ložiska D_2 , koeficienty K_1 , K_3 , K_{b2} , K_Z , b_m , i a dále přímknutí r_i a r_o stanovené na

základě koncepce ložiskové řady 241. Jelikož funkce *fmincon* nehledá maximum funkce, nýbrž její minimum, byla účelová funkce vynásobena hodnotou (-1) . Tím se zajistí nalezení maxima funkce a po odstranění záporného znaménka se obdrží příslušná funkční hodnota.

Druhý soubor obsahuje definici výchozího bodu, přípustné množiny pro optimalizační proměnné a příkaz volající funkci *fmincon*. V nastavení této funkce lze vybrat optimalizační metodu a zvolit počet kroků, ve kterých optimalizace proběhne. Vzhledem k relativně málo komplikovanému tvaru účelové funkce a vazebných rovnic bylo po odzkoušení všech metod rozhodnuto použít tzv. metodu vnitřního bodu a počet kroků nastavit na 1 000, což je dostatečná hodnota.

Za příkaz volající funkci *fmincon* jsou přidány vztahy pro výpis nalezených hodnot optimalizačních proměnných a funkční hodnoty účelové funkce v nalezeném maximu. Je potřeba podotknout, že funkční hodnota účelové funkce v nalezeném maximu, tj. dynamická radiální únosnost ložiska, je zatížena chybou při aproximaci koeficientu f_c . Přesná hodnota dynamické radiální únosnosti bude spočtena v následující kapitole. Dále jsou přidány vazebné vztahy, jež na základě optimálních hodnot optimalizačních proměnných vypočtou všechny potřebné parametry pro popis optimalizované vnitřní geometrie ložiska. V souladu s běžným postupem v zadavatelské firmě jsou všechny délkové rozměry, vyjma s_R , zaokrouhleny na jedno desetinné místo, stykový úhel α pak na celé vteřiny. V algoritmu jsou také zabudovány vztahy pro výpočet statické radiální únosnosti C_{0r} , mezního únavového zatížení C_u , mezní hodnoty poměru axiálního k radiálnímu zatížení e a konečné koeficienty axiálního dynamického zatížení Y_1 , Y_2 . Výsledné hodnoty C_{0r} , C_u , jsou zaokrouhleny na celé číslo, Y_1 , Y_2 jsou zaokrouhleny na jedno desetinné místo, hodnota e pak na dvě desetinná místa. Pro výpočet zmíněných parametrů byly použity následující vztahy [34], [37]:

$$C_{0r} = 44 \cdot \left(1 - \frac{D_3 \cdot \cos \alpha}{D_{pw}} \right) \cdot i \cdot Z \cdot L_3 \cdot D_3 \cdot \cos \alpha \quad [kN], \quad (22)$$

$$C_u = \frac{C_{0r}}{8,2} \cdot \left(\frac{100}{D_{pw}} \right)^{0,3} \quad [kN], \quad (23)$$

$$e = 1,5 \cdot \tan \alpha \quad [-], \quad (24)$$

$$Y_1 = 0,45 \cdot \cot \alpha \quad [-], \quad (25)$$

$$Y_1 = 0,67 \cdot \cot \alpha \quad [-], \quad (26)$$

kde:

C_{0r}	kN	je statická radiální únosnost ložiska,
C_u	kN	- mezní únavové zatížení ložiska,
D_3	mm	- průměr valivého elementu,
D_{pw}	mm	- průměr kružnice procházející středy valivých elementů,
e	-	- mezní poměr axiálního k radiálnímu zatížení ložiska,
i	-	- počet řad valivých elementů,
L_3	mm	- délka valivého elementu,

Y_1, Y_2	-	- koeficienty axiálního dynamického zatížení ložiska,
Z	-	- počet valivých elementů v jedné řadě,
α	°	- stykový úhel [34], [37].

Optimalizační algoritmus byl primárně navržen za předpokladu, že přípustné množiny bude uživatel definovat v rámci standardních ložiskových řad. Pokud by například přípustná množina pro šířku ložiska byla příliš široká, může se stát, že vypočtené rozměry spolu budou kolidovat. Ačkoliv se takového chování uživatele nepředpokládá, byla do algoritmu zabudována rovnice určující tloušťku vnitřního kroužku v místě pod vnějším okrajem soudečku. Tento rozměr je znázorněn na Obr. 4-1. Tloušťka vnitřního kroužku v tomto místě je určena vztahem:

$$t_2 = \frac{1}{2}S_1 \cdot \cos \alpha - D_3 \cdot \cos \alpha - \frac{1}{2}L_3 \cdot \sin \alpha - \frac{1}{2}D_2 \quad [mm], \quad (27)$$

kde:

D_2	mm	je vnitřní průměr ložiska,
D_3	mm	- průměr valivého elementu,
L_3	mm	- délka valivého elementu,
S_1	mm	- průměr kulové plochy na vnějším kroužku,
α	°	- stykový úhel.

Před spuštěním optimalizačního algoritmu je potřeba v souboru, který volá funkci *fmincon*, zadat minimální tloušťku kroužku ve zmíněném místě t_{2min} . Pokud bude hodnota t_2 nižší než t_{2min} , objeví se chybové hlášení. V případě ložiska navrhovaného v této práci byla hodnota t_{2min} stanovena na 12 mm.

4.4.2 Výsledky optimalizace

Výstupem sestaveného optimalizačního algoritmu jsou v první řadě hodnoty optimalizačních proměnných, ve kterých funkční hodnota účelové funkce nabývá maxima. Dalším výstupem jsou pak parametry definující kompletní vnitřní geometrii ložiska, vypočtené pomocí vazebných rovnic na základě nalezených hodnot optimalizačních proměnných. Optimalizované parametry ložiska jsou shrnuty v Tab. 4-8. V tabulce je uvedena také dynamická radiální únosnost $C_{r,vyp}$, což je hodnota vypočtená optimalizačním algoritmem a zatížená chybou při aproximaci koeficientu f_c . Přesná hodnota je vypočtena v další podkapitole. Koeficienty X_1, X_2 byly určeny z tabulkových hodnot v [34].

Tab. 4-8 Výsledky optimalizace z hlediska dynamické únosnosti

Veličina	Jednotky	Hodnota
b	mm	75
C_{Or}	kN	1 020
$C_{r,vyp}$	kN	675
C_u	kN	107
D_1	mm	210
D_2	mm	110
D_3	mm	24,6
D_{pw}	mm	167,087
e	–	0,33
K_2	–	*
L_3	mm	32,9
R_2	mm	99,4
R_3	mm	95,4
S_1	mm	195,7
s_R	mm	172,65
X_1	–	1
X_2	–	2
Y_1	–	2,0
Y_2	–	3,0
Z	–	18
α	°	12°26'02"

* Hodnota nezveřejněna na žádost firmy ZKL

Z výsledků je patrné, že optimální hodnoty optimalizačních proměnných, včetně koeficientu K_2 , byly nalezeny na horních mezích intervalů, na kterých mohly být hledány. Tento výsledek je logický, jelikož čím větší budou rozměry ložiska, tím větší mohou být i valivé elementy a tím větší bude dynamická radiální únosnost. Výsledek však nelze označit jako samozřejmý. Pokud by se horní mez intervalu pro hledání hodnot šířky ložiska posunula k výrazně vyšším hodnotám, účelová funkce by nenabývala maxima při největší možné šířce ložiska. V takovém případě by totiž došlo ke zvětšení stykového úhlu a tím pádem také zmenšení průměru a délky soudečku, což by přineslo snížení dynamické radiální únosnosti.

Výpočet dynamické únosnosti optimalizovaného ložiska

Jak již bylo řečeno, dynamická radiální únosnost ložiska musela být vypočítána dodatečně s ohledem na způsob stanovování koeficientu f_c . Dynamická radiální únosnost se vypočítá podle vztahu (4), nejprve je však potřeba stanovit hodnotu koeficientu f_c . K tomu je nutné nejprve vypočítat následující hodnotu [34]:

$$\frac{D_3 \cdot \cos \alpha}{D_{pw}} = \frac{24,6 \text{ mm} \cdot \cos 12^\circ 26' 2''}{167,087 \text{ mm}} = 0,144 \text{ [-]}, \quad (28)$$

kde:

D_3 mm je průměr valivého elementu,
 D_{pw} mm - průměr kružnice procházející středy valivých elementů,
 α ° - stykový úhel.

Koeficient f_c se pak stanoví z tabulky v [34] za pomoci lineární interpolace. Po dosazení známých hodnot do rovnice (4) se obdrží hodnota dynamické radiální únosnosti ložiska:

$$C_r = 1,15 \cdot 87,889 \cdot (2 \cdot 31,3 \cdot \cos 12^\circ 26' 2'')^{\frac{7}{9}} \cdot 18^{\frac{3}{4}} \cdot 24,6^{\frac{29}{27}} \cdot N = 675 \text{ } 105 \text{ N} \doteq \mathbf{675 \text{ kN}} \quad (29)$$

Při porovnání je patrné, že dynamická radiální únosnost vypočtená optimalizačním algoritmem se od hodnoty určené korektním přístupem liší jen zanedbatelně. Lze tedy konstatovat velmi dobrou přesnost aproximace koeficientu f_c a celého optimalizačního algoritmu.

4.5 Optimalizace hlavního ložiska z hlediska přímknutí

Po dokončení návrhu vnitřní geometrie hlavního ložiska bylo potřeba optimalizovat přímknutí na vnitřním i vnějším kroužku tak, aby bylo dosaženo optimálních hodnot relativní délky kontaktní elipsy v kontaktech soudečku s oběma kroužky. Přístup k návrhu optimalizačního algoritmu a uvažované předpoklady již byly vysvětleny v kap. 3.5.3. Ještě je potřeba poznamenat, že pro účely optimalizace přímknutí se hodnotou L_3 myslí délka soudečku ponížena o poloměry zaoblení. Hodnota poloměrů je v tomto případě 0,8 mm, takže $L_3 = 31,3$ mm.

4.5.1 Sestavení optimalizačního algoritmu

Postup tvorby optimalizačního algoritmu je analogický k optimalizaci ložiska z hlediska dynamické radiální únosnosti. Jednotlivých fází sestavení algoritmu budou nyní blíže popsány. Ještě předtím je však vhodné stanovit konvenci pro používání indexů. Stále platí konvence pro číselné indexy z předchozí kapitoly. Navíc je zde zavedeno pravidlo pro odlišení kontaktu na vnitřním a na vnějším kroužku:

- index i – kontakt na vnitřním kroužku,
- index o – kontakt na vnějším kroužku.

Volba účelové funkce

Na základě přístupu popsaného v kap. 3.5.3 byla jako účelová funkce zvolena relativní délka kontaktní elipsy na vnitřním kroužku, daná vztahem:

$$a_{r,i} = \frac{2 \cdot a_i}{L_3} \text{ [%]}, \quad (30)$$

kde:

a_i	mm	je délka hlavní poloosy kontaktní elipsy na vnitřním kroužku,
$a_{r,i}$	%	- relativní délka kontaktní elipsy na vnitřním kroužku,
L_3	mm	- délka soudečku.

Důvodem pro zaměření pozornosti na kontakt soudečku s vnitřním kroužkem je především fakt, že v tomto kontaktu lze měnit hodnoty poloměrů zakřivení soudečku i oběžné dráhy bez toho, aby se měnila geometrie celého ložiska. Toto v kontaktu na vnějším kroužku není možné, jelikož průměr kulové plochy S_l je pevně dán a jeho změnou by došlo ke změně celé geometrie ložiska.

Druhým důvodem pro volbu zmíněné účelové funkce je fakt, že v kontaktu na vnitřním kroužku bývá obecně vyšší kontaktní napětí, než v kontaktu soudečku s vnějším kroužkem, což je dáno obecně menší hodnotou přimknutí na vnitřním kroužku než na vnějším kroužku.

Tvorba matematického modelu kontaktu

Podstatou tvorby matematického modelu kontaktu soudečku s oběžnou dráhou na vnitřním kroužku je sestavení rovnic potřebných k výpočtu relativní délky kontaktní elipsy a kontaktního napětí na obou kroužcích. Jak již bylo řečeno, tento matematický model je založen na Hertzově kontaktní teorii popsané v [26].

Nejprve je nutné stanovit výpočtové zatížení ložiska. To se provede na základě předpokladu formulovaného vztahem (7). Tento analytický model analyzuje pouze jednu řadu valivých elementů, přičemž se předpokládá rovnoměrné rozložení zatížení ložiska mezi obě řady valivých elementů. Výpočtové zatížení jedné řady valivých těles se tedy určí pomocí rovnice:

$$P = \frac{C_r}{8} [kN], \quad (31)$$

kde:

C_r	kN	je dynamická radiální únosnost ložiska,
P	kN	- výpočtové zatížení jedné řady valivých elementů.

Dále je potřeba stanovit zatížení nejvíce zatíženého elementu. K tomu se použijí vztahy [26]:

$$Q_{max} = \frac{P}{J_r \cdot Z \cdot \cos \alpha} [kN], \quad (32)$$

kde:

J_r	-	je integrál distribuce radiálního zatížení,
P	kN	- výpočtové zatížení ložiska,
Q_{max}	kN	- zatížení nejvíce zatíženého valivého elementu,
Z	-	- počet valivých elementů
α	°	- stykový úhel.

Při uvažování pouze radiálního zatížení procházejícího středem ložiska je teoreticky zatížena právě polovina valivých těles. Pro tuto situaci se hodnota J_r určí z tabulkových hodnot v [26] a platí $J_r = 0,245$.

Po výpočtu zatížení následují vztahy pro stanovení pomocné funkce křivosti a sumy křivosti. Použijí se tyto rovnice [26]:

$$\gamma = \frac{R_3 \cdot \cos \alpha}{D_{2d} + \frac{D_3}{\cos \alpha}} \quad [-], \quad (33)$$

$$F_{\rho_i} = \frac{\frac{2}{1-\gamma} - D_3 \cdot \left(\frac{1}{R_3} - \frac{1}{R_2}\right)}{\frac{2}{1-\gamma} + D_3 \cdot \left(\frac{1}{R_3} - \frac{1}{R_2}\right)} \quad [-], \quad (34)$$

$$F_{\rho_o} = \frac{\frac{2}{1-\gamma} - D_3 \cdot \left(\frac{1}{R_3} - \frac{1}{R_1}\right)}{\frac{2}{1-\gamma} + D_3 \cdot \left(\frac{1}{R_3} - \frac{1}{R_1}\right)} \quad [-], \quad (35)$$

$$\sum \rho_i = \frac{1}{D_3} \cdot \left[\frac{2}{1-\gamma} + D_3 \cdot \left(\frac{1}{R_3} - \frac{1}{R_2}\right) \right] \quad [mm], \quad (36)$$

$$\sum \rho_o = \frac{1}{D_3} \cdot \left[\frac{2}{1+\gamma} + D_3 \cdot \left(\frac{1}{R_3} - \frac{1}{R_1}\right) \right] \quad [mm], \quad (37)$$

kde:

D_{2d} mm je průměr kružnice procházející body dotyku soudečků a vnitřního kroužku,

D_3 mm - průměr valivého elementu,

F_{ρ_i} - - pomocná funkce křivosti pro kontakt na vnitřním kroužku,

F_{ρ_o} - - pomocná funkce křivosti pro kontakt na vnějším kroužku,

R_1 mm - poloměr kulové plochy na vnějším kroužku,

R_2 mm - poloměr zakřivení oběžné dráhy na vnitřním kroužku,

R_3 mm - poloměr zakřivení soudečku,

α ° - stykový úhel,

γ - - pomocná veličina,

$\sum \rho_i$ mm - suma křivostí pro kontakt na vnitřním kroužku,

$\sum \rho_o$ mm - suma křivostí pro kontakt na vnějším kroužku.

Předposledním krokem je výpočet délek poloos kontaktní elipsy pro kontakt na vnitřním i vnějším kroužku. K tomu slouží následující vztahy [26]:

$$a_i = m_a \cdot \left[\frac{3 \cdot Q_{max}}{2 \cdot \sum \rho_i} \cdot \left(\frac{1 - \mu_2^2}{E_2} + \frac{1 - \mu_3^2}{E_3} \right) \right]^{\frac{1}{3}} \quad [mm], \quad (38)$$

$$a_o = m_a \cdot \left[\frac{3 \cdot Q_{max}}{2 \cdot \sum \rho_o} \cdot \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_3^2}{E_3} \right) \right]^{\frac{1}{3}} \quad [mm], \quad (39)$$

$$b_i = m_b \cdot \left[\frac{3 \cdot Q_{max}}{2 \cdot \sum \rho_i} \cdot \left(\frac{1 - \mu_2^2}{E_2} + \frac{1 - \mu_3^2}{E_3} \right) \right]^{\frac{1}{3}} \quad [mm], \quad (40)$$

$$b_o = m_b \cdot \left[\frac{3 \cdot Q_{max}}{2 \cdot \sum \rho_o} \cdot \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_3^2}{E_3} \right) \right]^{\frac{1}{3}} \quad [mm], \quad (41)$$

kde:

a_i	mm	je délka hlavní poloosy kontaktní elipsy na vnitřním kroužku,
a_o	mm	- délka hlavní poloosy kontaktní elipsy na vnějším kroužku,
b_i	mm	- délka vedlejší poloosy kontaktní elipsy na vnitřním kroužku,
b_o	mm	- délka vedlejší poloosy kontaktní elipsy na vnějším kroužku,
E_1	MPa	- modul pružnosti v tahu pro materiál vnějšího kroužku,
E_2	MPa	- modul pružnosti v tahu pro materiál vnitřního kroužku,
E_3	MPa	- modul pružnosti v tahu pro materiál soudečku,
m_a	-	- bezrozměrná délka hlavní poloosy kontaktní elipsy,
m_b	-	- bezrozměrná délka vedlejší poloosy kontaktní elipsy,
Q_{max}	kN	- zatížení nejvíce zatíženého valivého elementu,
μ_1	-	- poissonův poměr pro materiál vnějšího kroužku,
μ_2	-	- poissonův poměr pro materiál vnitřního kroužku,
μ_3	-	- poissonův poměr pro materiál soudečku,
$\sum \rho_i$	mm	- suma křivostí pro kontakt na vnitřním kroužku,
$\sum \rho_o$	mm	- suma křivostí pro kontakt na vnějším kroužku.

Hodnoty bezrozměrných délek poloos kontaktních elips m_a a m_b se korektně určují pomocí tzv. eliptických integrálů. Pro jednodušší implementaci optimalizačního algoritmu do prostředí software Matlab byly tyto hodnoty určeny aproximací tabulkových hodnot. Aproximace bude podrobněji vysvětlena v následující kapitole.

Posledním krokem při sestavení matematického modelu je výpočet kontaktního napětí pro kontakty na obou kroužcích. Příslušné rovnice mají tvar [26]:

$$\sigma_{max,i} = \frac{3 \cdot Q_{max}}{2\pi \cdot a_i \cdot b_i} \quad [MPa], \quad (42)$$

$$\sigma_{max,o} = \frac{3 \cdot Q_{max}}{2\pi \cdot a_o \cdot b_o} \quad [MPa], \quad (43)$$

kde:

a_i	mm	je délka hlavní poloosy kontaktní elipsy na vnitřním kroužku,
a_o	mm	- délka hlavní poloosy kontaktní elipsy na vnějším kroužku,
b_i	mm	- délka vedlejší poloosy kontaktní elipsy na vnitřním kroužku,
b_o	mm	- délka vedlejší poloosy kontaktní elipsy na vnějším kroužku,
Q_{max}	kN	- zatížení nejvíce zatíženého valivého elementu,
$\sigma_{max,i}$	MPa	- kontaktní napětí v kontaktu na vnitřním kroužku,
$\sigma_{max,o}$	MPa	- kontaktní napětí v kontaktu na vnějším kroužku.

Aproximace bezrozměrných délek poloos kontaktních elips

Za účelem získání vztahu pro výpočet bezrozměrných délek poloos kontaktních elips byla provedena aproximace tabulkových hodnot pomocné funkce křivosti F_ρ v [25]. Tabulkové hodnoty byly aproximovány pomocí polynomem pomocí metody nejmenších čtverců. Výsledné aproximující polynomy mají tvar určený vztahem (19), přičemž proměnnou je v tomto případě pomocná funkce

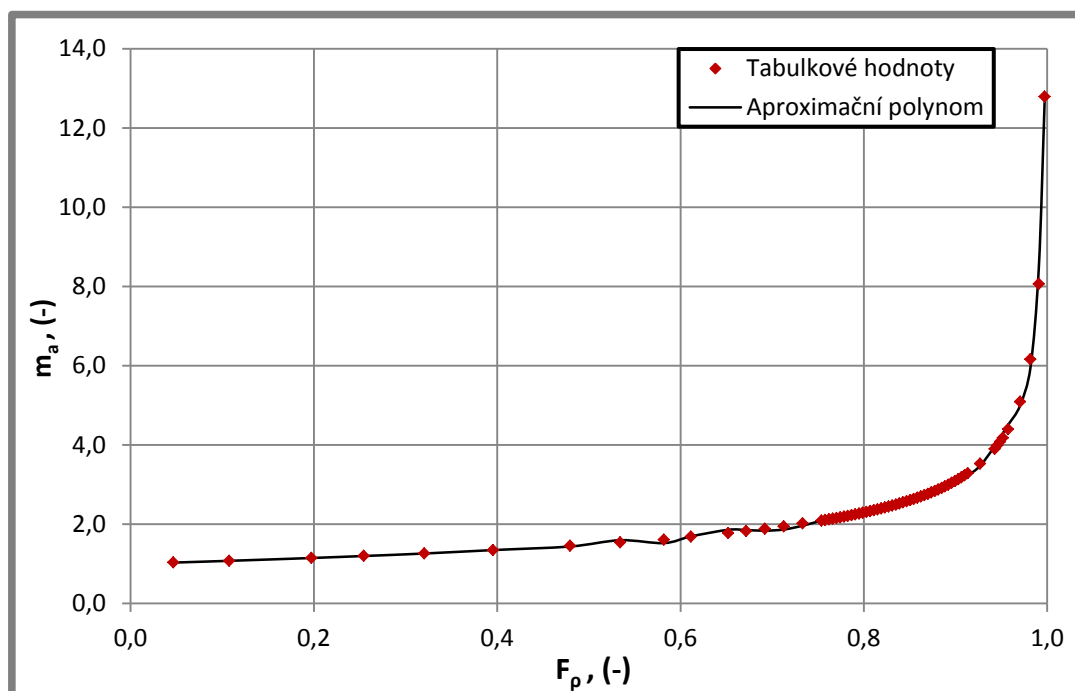
křivosti F_ρ . Koeficienty aproximujících polynomů jsou uvedeny v Tab. 4-9 pro m_a a v Tab. 4-10 pro m_b . Grafy srovnávací tabulkové a aproximované hodnoty m_a a m_b jsou znázorněny na Obr. 4-3 a Obr. 4-4.

Tab. 4-9 Koeficienty aproximujícího polynomu m_a

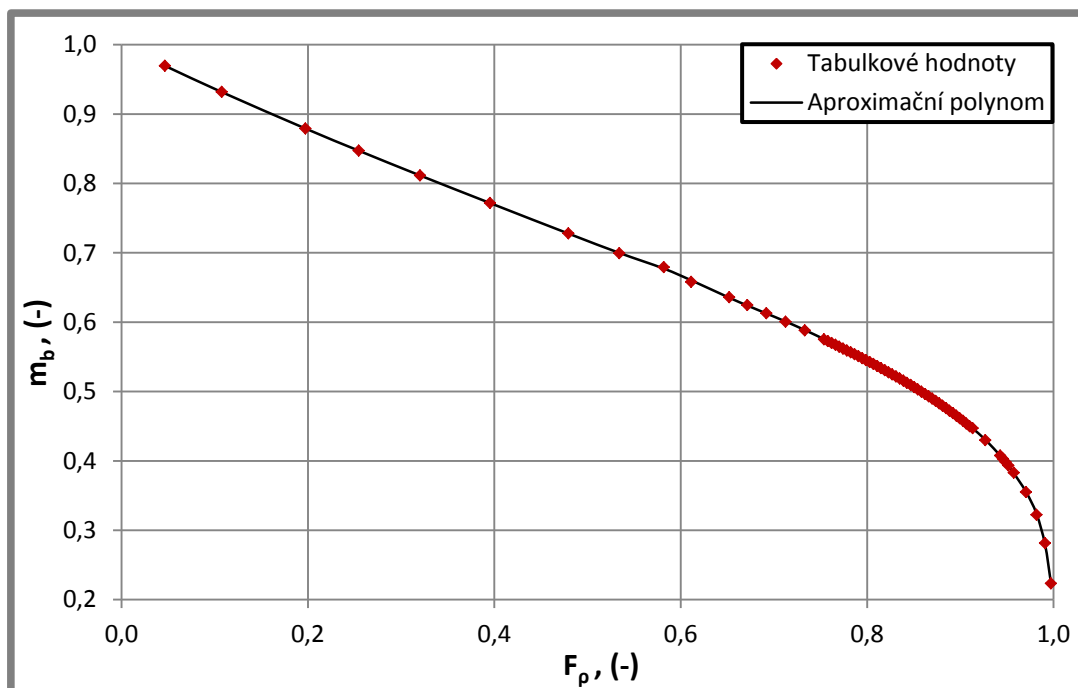
Koeficient	Hodnota (-)	Koeficient	Hodnota (-)
a_{17}	36 948 252 872,392 5	a_8	-2 986 015 543 407,87
a_{16}	-362 615 423 528,99	a_7	1 103 832 953 388,48
a_{15}	1 645 705 154 341,47	a_6	-312 040 837 329,426
a_{14}	-4 581 360 731 280,98	a_5	66 260 838 863,391 9
a_{13}	8 749 138 436 600,51	a_4	-10 273 461 066,643 9
a_{12}	-12 143 965 403 361,5	a_3	1 112 394 223,673 69
a_{11}	12 662 442 860 650,4	a_2	-78 198 374,172 247 8
a_{10}	-10 108 893 187 407,7	a_1	3122985.59403307
a_9	6 239 798 823 518,46	a_0	-51 671.533 635 620 5

Tab. 4-10 Koeficienty aproximujícího polynomu m_b

Koeficient	Hodnota (-)	Koeficient	Hodnota (-)
a_{18}	-685 741 682,623 315	a_8	-36 067 283 537,878 6
a_{17}	6 949 013 446,402 92	a_7	11 476 573 550,025 2
a_{16}	-32 663 212 745,466 8	a_6	-2 817 185 178,120 01
a_{15}	94 511 877 990,054 7	a_5	523 874 389,499 309
a_{14}	-188 404 500 659,384	a_4	-71 760 205,855 678 9
a_{13}	274 372 527 745,416	a_3	6 933 239,775 619 39
a_{12}	-302026460503,98	a_2	-440 134,880 278 131
a_{11}	256 497 332 889,991	a_1	16 117,197 036 508 3
a_{10}	-170 022 453 366,773	a_0	-248,553 167 603 255
a_9	88 420 888 895,342 4	-	-



Obr. 4-3 Aproximace bezrozměrné délky hlavní poloosy kontaktní elipsy



Obr. 4-4 Aproximace bezrozměrné délky vedlejší poloosy kontaktní elipsy

Volba optimalizačních proměnných, přípustných množin a výchozího bodu

Jako optimalizační proměnné byly zvoleny poloměry zakřivení R_2 a R_3 . Tato volba vychází z účelu této optimalizace, kterým je nalezení optimálních hodnot těchto poloměrů. Výchozím bodem optimalizace budou hodnoty poloměrů vypočtených v předchozím kroku při optimalizaci vnitřní geometrie ložiska.

Přípustné množiny optimalizačních proměnných byly stanoveny tak, aby pro nalezené hodnoty R_2 a R_3 nebylo přimknutí na obou kroužcích příliš velké, ani příliš malé. Odhad a návrh přípustných množin byl proveden ve spolupráci se zadavatelskou firmou. Hodnoty výchozího bodu optimalizace a meze přípustných množin jsou uvedeny v Tab. 4-11.

Tab. 4-11 Přípustné množiny a výchozí bod optimalizace přimknutí

Optimalizační proměnná	Interval	Výchozí hodnota
R_2	<98,5 mm ; 99,4 mm>	99,4 mm
R_3	<95,5 mm ; 97,0 mm>	95,4 mm

Sestavení optimalizačního algoritmu v prostředí software Matlab

Optimalizační algoritmus je rozdělen do tří souborů. Struktura prvních dvou je obdobná jako v případě optimalizace ložiska z hlediska únosnosti. První soubor je tedy funkční a obsahuje účelovou funkci, vstupní parametry a vazebné vztahy. Obsahem druhého souboru je definice výchozího bodu, přípustné množiny, příkaz pro volání funkce `fmincon` a nastavení jejího řešiče. Toto nastavení bylo ponecháno stejné jako při optimalizaci únosnosti.

Aby se zajistilo, že funkční hodnota účelové funkce nepřesáhne limitní hodnotu, definovanou v metodickém přístupu, bylo zapotřebí zavést nelineární omezení účelové funkce. K tomu slouží třetí soubor, který kromě této nelineární omezující podmínky zahrnuje ještě nezbytné vstupní parametry a vazebné rovnice. Limitní hodnota účelové funkce byla nastavena na 87, což je limitní hodnota relativní délky kontaktní elipsy na vnitřním kroužku (viz kap. 3.5.3).

Před spuštěním optimalizačního algoritmu je nejprve potřeba zadat vstupní parametry vypočtené v první fázi optimalizace. Jedná se o parametry D_3 , L_3 , S_1 , Z , α , C_r . Dále je nutné zadat Youngův modul pružnosti v tahu a poissonův poměr pro materiál ložiska. Pro účely této práce byla uvažována ložisková ocel 100Cr6, pro niž je $E = 210$ GPa a $\mu = 0,3$. Všechny tyto hodnoty se zadávají do funkčního souboru a do souboru s nelineární omezující podmínkou. Výstupy algoritmu jsou popsány v následující kapitole.

4.5.2 Výsledky optimalizace přimknutí

Hlavním výstupem optimalizačního algoritmu jsou optimální hodnoty optimalizačních proměnných. Ty jsou na konci výpočtu zaokrouhleny na jedno desetinné místo a vypsány v příkazovém okně. Dále jsou vypsány relativní délky kontaktních elips a hodnoty kontaktního napětí pro oba kontakty. Všechny tyto výsledky jsou shrnuty v Tab. 4-12. Z tabulky je vidět, že relativní délka kontaktní elipsy na vnějším kroužku je větší než 100 %, avšak po ověření analytickým výpočtem v kap. 4.8 se ukázalo, že je tato hodnota nižší a nedosahuje sta procent. Příčinou je pravděpodobně chyba zanesená do výpočtu při aproximaci koeficientu m_a .

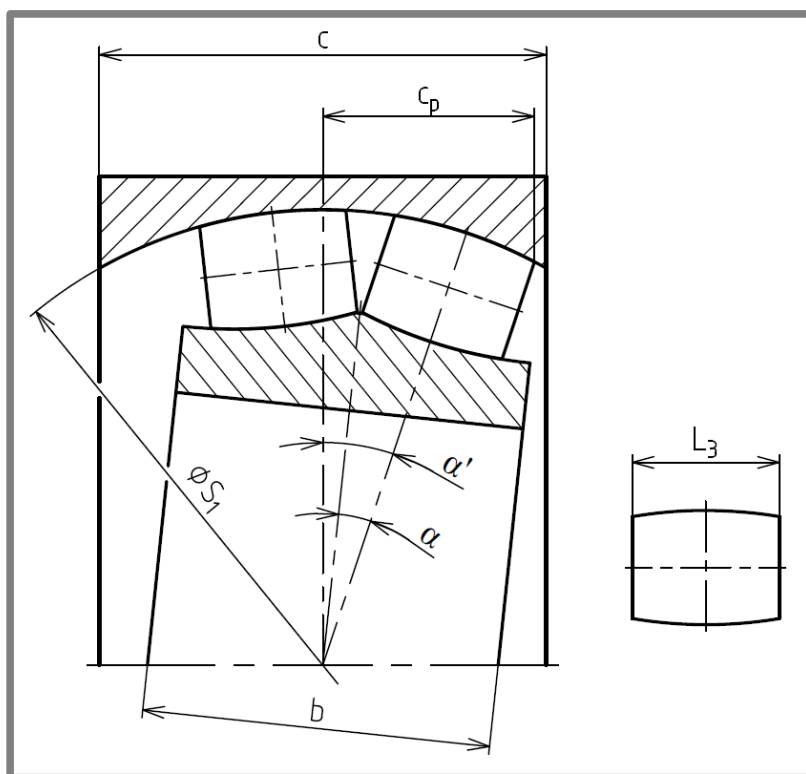
Tab. 4-12 Výsledky optimalizace přímknutí

Veličina	Jednotky	Hodnota
$a_{rel,i}$	%	87
$a_{rel,o}$	%	105
R_2	mm	99,4
R_3	mm	95,4
$\sigma_{max,i}$	MPa	2 683
$\sigma_{max,o}$	MPa	1 277

4.6 Rozšíření vnějšího kroužku hlavního ložiska

4.6

Až do této chvíle bylo hlavní ložisko navrhováno se stejně širokými kroužky. Aby bylo umožněno naklonění v požadovaném rozsahu $\pm 6^\circ$, je nutné rozšířit vnější kroužek. Přitom bylo vycházeno z Obr. 4-5, kde je znázorněno ložisko, jehož vnitřní kroužek s valivými tělesy je naklopen pod úhlem 6° oproti vnějšímu kroužku.



Obr. 4-5 Hlavní ložisko vyklopené do krajní polohy

Výpočet šířky vnějšího kroužku vychází z pomocné délky c_p násobené koeficientem K_c . Hodnota koeficientu zde na přání firmy ZKL nebude uvedena. Šířka vnějšího kroužku se tedy stanoví takto:

$$\begin{aligned}
 c &= K_c \cdot (S_1 \cdot \sin \alpha' + L_3 \cdot \cos \alpha') = \\
 &= K_c \cdot (195,7 \text{ mm} \cdot \sin 18^\circ 26' 2'' + 31,3 \text{ mm} \cdot \cos 18^\circ 26' 2'') = \\
 &= 92,84 \text{ mm} \doteq \mathbf{93 \text{ mm}},
 \end{aligned} \tag{44}$$

kde:

- c mm je šířka vnějšího kroužku,
 K_c - - koeficient šířky vnějšího kroužku,
 L_3 mm - délka soudečku,
 S_1 mm - průměr kulové plochy na vnějším kroužku,
 α' ° - součet stykového úhlu a maximálního úhlu vyklopení.

4.7 Návrh konstrukčních variant hlavního ložiska

Za účelem ověření správnosti výsledků optimalizace přimknutí bylo přikročeno k návrhu třech konstrukčních variant. Jednotlivé varianty se od sebe odlišují pouze přimknutím na obou kroužcích. Postup návrhu již byl popsán v kap. 3.5.4, a proto jsou zde rovnou uvedeny parametry navržených variant. Ty jsou shrnuty v Tab. 4-13.

Tab. 4-13 Poloměry zakřivení pro navržené konstrukční varianty

Varianta	R_1 (mm)	R_2 (mm)	R_3 (mm)
1	97,85	99,0	96,2
2	97,85	99,1	96,1
3	97,85	98,9	96,3

4.8 Výpočet kontaktního napětí v hlavním ložisku

Pro navržené konstrukční varianty hlavního ložiska byl proveden výpočet kontaktního napětí a relativní délky kontaktní elipsy, a to jednak analyticky a jednak numericky pomocí MKP. Postup a předpoklady obou výpočtů byly vysvětleny v kap. 3.6 a 3.7. Analytický výpočet kontaktního napětí je obsažen v příloze 5.

Výsledné hodnoty jsou shrnuty v Tab. 4-14 pro analytický výpočet a v Tab. 4-15 pro numerický výpočet. Pro lepší přehlednost jsou obrázky s výsledky numerického výpočtu začleněny mezi přílohy jako příloha 6.

U numerického výpočtu se redukováné napětí podle HMM a kontaktní napětí obvykle vyhodnocují pouze pro kontakt na vnitřním kroužku. Důvodem je fakt, že na vnitřním kroužku je obecně výrazně větší kontaktní napětí než na vnějším kroužku. Z tohoto důvodu nejsou v Tab. 4-15 zahrnuty hodnoty napětí pro kontakt na vnějším kroužku.

Tab. 4-14 Výsledky analytického výpočtu kontaktního napětí

Kroužek	Veličina	Jednotky	Varianta č. 1	Varianta č. 2	Varianta č. 3
Vnitřní	Kontaktní napětí	MPa	2 736	2 770	2 700
	Relativní délka kontaktní elipsy	%	86	84	88
Vnější	Kontaktní napětí	MPa	1 360	1 376	1 343
	Relativní délka kontaktní elipsy	%	99	96	101

Tab. 4-15 Výsledky numerického výpočtu kontaktního napětí

Kroužek	Veličina	Jednotky	Varianta č. 1	Varianta č. 2	Varianta č. 3
Vnitřní	Redukované napětí podle HMM	MPa	1 190	1 200	1 180
	Kontaktní napětí	MPa	2 130	2 150	2 090
	Relativní délka kontaktní elipsy	%	87	85	90
Vnější	Relativní délka kontaktní elipsy	%	100	96	100 *

* pokud je hodnota větší než 100 %, nelze ji určit přesně

5 DISKUZE

Praktická část této diplomové práce se skládá ze tří základních částí. Toto členění je dáno logickým postupem při řešení zadaných úkolů. Nejprve byl na základě analýzy převodovky pro kubaturu 6 m^3 vytvořen výpočtový model pro výpočet zatížení ložisek a jejich základní a modifikované trvanlivosti. Model byl poté verifikován a s jeho pomocí bylo následně stanoveno zatížení uložení v převodovce pro 10 m^3 . Na základě vypočteného zatížení byla navržena ložiska pro uložení vstupního hřídele a satelitních ozubených kol v této převodovce.

Nejdůležitější částí řešení této práce je návrh hlavního ložiska pro převodovku pro kubaturu 10 m^3 . Ložisko bylo za pomoci optimalizačních metod navrženo a optimalizováno jednak z hlediska dynamické radiální únosnosti a jednak z hlediska přimknutí, resp. kontaktního napětí ve styku valivých elementů s kroužky. Výsledný návrh byl poté validován za využití jednak analytického a jednak numerického přístupu.

5.1 Posouzení návrhu ložisek satelitů a vstupního hřídele

Předně je třeba zhodnotit vytvořený výpočtový model. Ten byl na základě srovnání výsledků s výsledky výpočtu v KISSsoftu v kap. 4.1 prohlášen za validní. Odchylky mezi výsledky obou přístupů jsou patrně zapříčiněny zjednodušeními uvažovanými při analytickém výpočtu.

Návrh ložisek vstupního hřídele a satelitů v převodovce pro 10 m^3 se řídil především požadovanou trvanlivostí uložení. Uložení však musela být navrhována také s ohledem na zástavbové rozměry. To bylo hlavní příčinou, proč se tato ložiska nepodařilo navrhnout tak, aby měla všechna přibližně stejnou trvanlivost. Zejména ložiska vstupního hřídele a satelitů na prvním převodovém stupni jsou předimenzovaná, avšak použití menších ložisek je znemožněno prostorovými dispozicemi uložení. Důležité však je, že všechna ložiska mají vyšší trvanlivost, než je požadovaných 10 000 h.

5.2 Posouzení návrhu hlavního ložiska

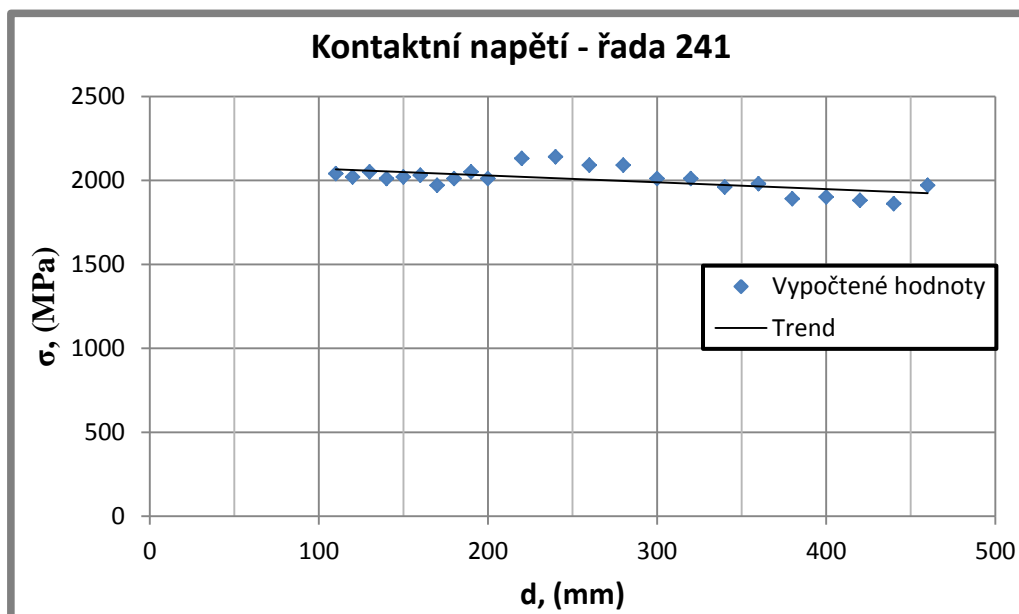
Návrh hlavního ložiska sestává ze dvou fází, které zde již byly dostatečně vysvětleny. Po dokončení návrhu a optimalizace ložiska byla ověřena správnost výsledků optimalizace ložiska z hlediska přimknutí. Za tímto účelem byly navrženy tři konstrukční varianty ložiska s rozdílným přimknutím na obou kroužcích. Pro tyto varianty bylo následně vypočítáno kontaktní napětí a relativní délky kontaktních elips, přičemž se předpokládalo, že výsledky budou nejpříznivější u optimalizované varianty, tedy varianty č. 1. Pro výpočet kontaktního napětí byl využit jednak analytický přístup založený na Hertzově kontaktní teorii, jednak numerický výpočet pomocí MKP.

Ze srovnání výsledků obou výpočtů je zřejmé, že nejpříznivějších výsledků je dosaženo v případě varianty č. 1, jak se předpokládalo. Příznivostí výsledků je myšlena zejména relativní délka kontaktní elipsy, která nabývá hodnoty 87 % pro kontakt na vnitřním kroužku a 100 % pro kontakt na vnějším kroužku. Tyto hodnoty tak velmi dobře korespondují s koncepcí ložiskové řady 241, kam navrhované ložisko spadá, jelikož v rámci této řady jsou ložiska navrhována na podobné hodnoty

relativní délky kontaktní elipsy. Přesné hodnoty nelze uvést, jelikož jsou součástí duševního vlastnictví firmy ZKL. Relativní délky kontaktních elips pro zbývající dvě varianty mají očekávaný trend, tj. u ložiska s menším přimknutím jsou relativní délky obou elips menší, u ložiska s větším přimknutím je tomu naopak. Ze srovnání výsledků analytického a numerického výpočtu je patrné, že hodnoty relativních délek kontaktních elips se u obou přístupů velmi dobře shodují.

Druhou vyhodnocovanou veličinou je kontaktní napětí na vnitřním kroužku. Jak je z výsledků vidět, s rostoucí hodnotou přimknutí kontaktní napětí klesá, což je logické, jelikož se zároveň zvětšuje kontaktní oblast. Dále si lze povšimnout poměrně výrazného rozdílu v hodnotách kontaktního napětí získaných pomocí analytické výpočtu a pomocí MKP. Nejpravděpodobnější příčinou těchto rozdílů jsou zjednodušující předpoklady v Hertzově teorii, na níž je založen analytický výpočet. Především z tohoto důvodu se za směrodatné považují výsledky numerického výpočtu.

Kontaktní napětí je vhodné zařadit do kontextu příslušné ložiskové řady. V zadavatelské firmě jsou k dispozici hodnoty kontaktního napětí vypočtené pomocí MKP pro ložiska řady 241 s různými vnitřními průměry. Tyto hodnoty jsou vyneseny v grafu na Obr. 5-1. Z trendu na obrázku je patrné, že se ložiska navrhují tak, že s rostoucím vnitřním průměrem kontaktní napětí klesá. Důvodem pro toto počínání je pravděpodobnost výskytu defektu v materiálu, která roste s velikostí ložiska. Pro navržené ložisko, tj. variantu č. 1, nabývá kontaktní napětí hodnoty 2 130 MPa, což lze v rámci řady 241 považovat za přijatelné.



Obr. 5-1 Hodnoty kontaktního napětí pro ložiskovou řadu 241

Výsledkem numerického výpočtu je též ekvivalentní napětí podle podmínky HMM. Pro navržené ložisko je hodnota tohoto napětí 1 190 MPa. Mez kluzu ložiskové oceli 100Cr6 je přibližně 1 350 MPa. Lze tedy prohlásit, že navržené ložisko vyhovuje z hlediska mezního stavu pružnosti.

ZÁVĚR

Primárním cílem této diplomové práce byl návrh geometrie hlavního ložiska pro použití v konkrétní převodovce pro buben o objemu $(10 \div 12) \text{ m}^3$. Ke splnění tohoto cíle bylo nutné vyřešit několik dílčích úkolů. V první řadě byla provedena analýza převodovky pro 6 m^6 . Na jejím základě byl vytvořen výpočtový model v programu Mathcad sloužící k výpočtu zatížení a trvanlivosti ložisek v převodovce pro domíchávač. Tento model byl poté verifikován.

Druhou fází řešení byla analýza silových poměrů v převodovce pro 10 m^3 , k čemuž byl využit verifikovaný výpočtový model. Na základě vypočteného zatížení a konstrukce převodovky pro 6 m^3 byla navržena ložiska pro uložení vstupního hřídele a satelitních ozubených kol, přičemž požadovaná trvanlivost uložení činila $10\,000 \text{ h}$. Vstupní hřídel a satelity prvního převodového stupně jsou nesený jednořadými kuličkovými ložisky 6010, resp. 6209. K uložení satelitů na druhém převodovém stupni byla navržena jednořadá válečková ložiska NJ2210. Satelity třetího převodového stupně jsou uloženy pomocí dvojic jednořadých válečkových ložisek NJ2212. Pomocí výpočtového modelu byla následně stanovena základní a modifikovaná trvanlivost pro všechna navržená ložiska. Vypočtené trvanlivosti byly u všech ložisek vyšší než požadovaných $10\,000 \text{ h}$, z čehož plyne, že navržená ložiska jsou z hlediska trvanlivosti vyhovující.

Těžištěm praktické části této práce je návrh geometrie hlavního ložiska určeného pro převodovku pro 10 m^3 . Ze tří typů hlavních ložisek, která přicházela v úvahu, bylo zvoleno dvouřadé soudečkové ložisko typu CJ. Vlastní návrh byl pak rozdělen do dvou fází. Nejprve byla za využití optimalizačních metod pro hledání minima funkce vypočtena základní vnitřní geometrie ložiska, přičemž hlavním uvažovaným kritériem byla dynamická radiální únosnost. V druhé fázi bylo optimalizováno přimknutí na obou kroužcích s cílem dosáhnout optimálních hodnot relativní délky kontaktní elipsy. Výsledek této optimalizace byl následně validován analytickým a numerickým výpočtem kontaktního napětí a relativní délky kontaktní elipsy. Vypočtené hodnoty byly již dostatečně okomentovány v diskuzi. Stručně lze říci, že byla prokázána správnost výsledku optimalizace přimknutí a navržené ložisko vyhovuje z hlediska mezního stavu pružnosti. Pomocí výpočtového modelu, vytvořeného v první fázi řešení, byla vypočtena základní a modifikovaná trvanlivost ložiska při použití v převodovce pro 10 m^3 . Modifikovaná trvanlivost činí $11\,535 \text{ h}$, z čehož plyne, že ložisko vyhovuje i z hlediska trvanlivosti v aplikaci, pro kterou bylo navrženo. Ložisku bylo přiřazeno označení **PLC 62-10-13.S** a na závěr byla vytvořena výkresová dokumentace, z níž mezi výstupy této práce patří pouze výkres sestavy. Závěrem je tedy možné prohlásit, že všechny cíle vytčené v zadání byly splněny.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] ZKL GROUP, a.s. *TZ13865MPO*. Brno, 2013.
- [2] SCHWING STETTER OSTRAVA, s.r.o. *Schwing Stetter* [online]. 2015 [cit. 2015-05-01]. Dostupné z: <http://www.schwing.cz/cz/produkty.html>.
- [3] Self-Loading Transit Mixer. MACONS. *Macons* [online]. 2015 [cit. 2015-05-01]. Dostupné z: <http://www.macons.co.in/p-self-loading-transit-mixer.php>.
- [4] EUROparts General Catalogue: edition 2012. In: EUROparts [online]. 2012 [cit. 2014-07-11]. Dostupné z: <http://www.europarts.sk/index.php/component/banners/click/1>.
- [5] PMP Industries: PMP gearboxes. *Direct Industry* [online]. 2014 [cit. 2014-07-11]. Dostupné z: <http://pdf.directindustry.com/pdf/pro-mec/pmb-gearboxes/26751-27693.html>.
- [6] Transit mixer gearboxes. *Hriňovské Strojárne* [online]. 2012 [cit. 2014-12-11]. Dostupné z: <http://www.hs.sk/transit-mixer-gearboxes>.
- [7] Transit Mixer Gear Box series PM. *Tradewill* [online]. 2014 [cit. 2014-07-11]. Dostupné z: <http://www.tradewill.sk/gearbox.html>.
- [8] Transmission Technology for Transport Mixers. In: *ZF Friedrichshafen AG* [online]. 2014 [cit. 2014-07-11]. Dostupné z: http://www.zf.com/media/media/en/document/corporate_2/downloads_1/flyer_and_brochures/offroad_driveline_technology_flyer/baumaschinen/Transport_Mixers_zf.pdf.
- [9] 500 series: Transit mixer drives. In: *Bonfiglioli Riduttori S.P.A.* [online]. [cit. 2014-12-11]. Dostupné z: http://www.bonfiglioli.com/media/filer_public/86/61/866135ab-f42d-4159-a976-a15c94f8091b/tr_dat_500_std_eng_r00_0.pdf.
- [10] The P Series Drive Line. HYMIX. *Hymix* [online]. 2015 [cit. 2015-03-23]. Dostupné z: <http://www.hymix.com/the-p-series-drive-line>.
- [11] Mixwel Concrete Equipments. INDIAMART. *Indiamart* [online]. 2015 [cit. 2015-03-23]. Dostupné z: <http://www.indiamart.com/mixwelconcrete/concrete-equipment.html>.
- [12] Truck Mixer. SCHWING AMERICA INC. *Schwing* [online]. 2015 [cit. 2015-05-01]. Dostupné z: <http://schwing.com/technology/truck-mixer/>.
- [13] BARILLI, Alberto, Ciprian RADU, Catalin DANAILA a Spiridon CRETU. RKB Optimized Engineering Solution for Concrete Mixer Gearbox. In: *RKB: Bearing Industries* [online]. 2012 [cit. 2014-07-10]. Dostupné z: http://www.rkbbearings.com/en/publications_get_public_doc.php?id=228.
- [14] ZKL GROUP, a.s. *TZ13788MPO*. Brno, 2014.
- [15] Drum drive for concrete truck mixers. In: *Opis Engineering k.s.* [online]. 2014 [cit. 2014-07-11]. Dostupné z: http://www.opis.cz/mobilni_prevodovky/pdf/500_gb.pdf.
- [16] Installation, Operation And Maintenance Manual: For Transit Mixer Drive Model: TM-51. In: *Premium Transmission Ltd.* [online]. [cit. 2015-02-13]. Dostupné z: http://www.premiumtransmission.com/product_pdf/planetary_spl_gb/transit_mixer_install.pdf.
- [17] Series TM Transit Mixer Drive System: Service Manual. In: *Sauer-Danfoss* [online]. 2002 [cit. 2014-07-11]. Dostupné z:

- <http://thuylucvanxuan.com/userfiles/file/Tai%20lieu%20ky%20thuat/Hop%20gi%20am%20toc%20xe%20bon%20tron.pdf>.
- [18] ZKL GROUP, a.s. *TZ13294MPO*. Brno, 2014.
- [19] DONG, Huimin, Delun WANG a Kwun-Lon TING. Kinematic Effect of the Compliant Cup in Harmonic Drives. *Journal of Mechanical Design*. 2011, vol. 133, issue 5, s. 051004-. DOI: 10.1115/1.4003917. Dostupné z: <http://MechanicalDesign.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1446742>.
- [20] BOHÁČEK, František. *Části a mechanismy strojů III: Převody*. Brno: Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1982.
- [21] KOPÁČEK, Jaroslav. *Pohony a převody*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, Strojní fakulta, 2000, 211 s. ISBN 80-707-8806-2.
- [22] NÁDVORNÍK, Jan. *Deskripce převodovek typu Cyclo-Drive*. Brno, 2008. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce prof. Ing. Zdeněk Kolíbal, CSc.
- [23] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990, 707 s. Technický průvodce. ISBN 80-030-0426-8.
- [24] SVOBODA, Jiří. *Planetové převody*. 2. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005c1998, 90 s. ISBN 80-010-3245-0.
- [25] FRÖHLICH, Jan. *Technika uložení s valivými ložisky*. 2., upravené vyd. Praha: SNTL, 1980, 448 s.
- [26] HARRIS, Tedric A. a Michael N. KOTZALAS. *Essential Concepts of Bearing Technology*. CRC Press, 2006. ISBN 9780849371837.
- [27] ZKL GROUP. 2015. *ZKL Group* [online]. [cit. 2015-05-08]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs>.
- [28] ZKL GROUP, a.s. *TZ13631MPO*. Brno, 2013.
- [29] SKF. 2004. *Why SKF perical roller bearings* [online]. 5456 E. 4 s. Dostupné z: http://www.brammer.com.pl/DOWNLOAD/5456_e.pdf?download=62.
- [30] Prevodovky pre domiešavače betónu. 2013. *Martimex, a.s.: Martin* [online]. [cit. 2015-05-09]. Dostupné z: http://www.martimex.sk/sk/gear_ppd_sk.htm.
- [31] KOKRDA, L. *Optimalizace v inženýrských úlohách*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 29 s. Vedoucí bakalářské práce RNDr. Pavel Popela, Ph.D.
- [32] KALL, Peter a Stein W WALLACE. 1994. *Stochastic programming: numerical techniques and engineering applications : proceedings of the 2nd GAMM/IFIP-Workshop on "Stochastic Optimization: Numerical Methods and Technical Applications", held at the Federal Armed Forces University Munich, Neubiberg/München, Germany, June 15-17, 1993*. New York: Wiley, xii, 307 p. ISBN 04-719-5158-7.
- [33] Česká republika. Metodika hodnocení výsledků výzkumných organizací a hodnocení výsledků ukončených programů. In: *04944/11-RVV*. Praha, 2011, č. 340. [cit. 2012-06-01]. Dostupné z: <http://www.vyzkum.cz/FrontClanek.aspx?idsekce=608098>.
- [34] ČSN ISO 281 (024607) *A Valivá ložiska - Dynamická únosnost a trvanlivost = Rolling bearings - Dynamic load ratings and rating life*. Praha: Český normalizační institut, 2008, 52 s.

- [35] ČSN ISO 4406 (656206) *A Hydraulické kapaliny - Kapaliny - Metoda kódování úrovně znečištění pevnými částicemi = Hydraulic fluid power - Fluids - Method for coding the level of contamination by solid particles*. Praha: Český normalizační institut, 2006.
- [36] ŠPERKA, V. *Vliv podstatných parametrů na velikost radiální vůle a deformačně napěťové stavy v kuličkovém ložisku*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 73 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Vladimír Fuis, Ph.D.
- [37] ČSN ISO 76 (024610) *A Valivá ložiska - Statická únosnost = Rolling bearings - Static load ratings*. Praha: Český normalizační institut, 2008.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

a	[mm]	délka hlavní poloosy kontaktní elipsy
a_{rel}	[%]	relativní délka kontaktní elipsy
b	[mm]	šířka ložiska, délka vedlejší poloosy kontaktní elipsy
b_m	[-]	koeficient
b_s	[mm]	pomocná délka
c	[mm]	šířka vnějšího kroužku
C_{0r}	kN	statická radiální únosnost
C_r	kN	dynamická radiální únosnost
C_u	kN	mezní únavové zatížení
D_1	[mm]	vnější průměr ložiska
D_2	[mm]	vnitřní průměr ložiska
D_{2d}	[mm]	průměr kružnice procházející body dotyku
D_3	[mm]	průměr soudečku
d_p	[mm]	průměr planetového kola
D_{pw}	[mm]	průměr kružnice procházející středy valivých elementů
e	[-]	mezní poměr axiálního k radiálnímu zatížení
E	[MPa]	Youngův modul pružnosti v tahu
F	[N]	síla působící na jeden satelit
f_c	[-]	koeficient
F_ρ	[-]	pomocná funkce křivosti
i	[-]	počet řad valivých elementů
J_r	[-]	integrál distribuce radiálního zatížení
K	[-]	součinitel rovnoměrnosti zatížení
K_1	[-]	koeficient
K_2	[-]	koeficient
K_3	[-]	koeficient
K_{b2}	[-]	koeficient
K_c	[-]	koeficient
K_Z	[-]	koeficient
L_3	[mm]	délka valivého elementu
L_{3p}	[mm]	pomocná délka
m_a	[-]	bezrozměrná délka hlavní poloosy kontaktní elipsy
m_b	[-]	bezrozměrná délka vedlejší poloosy kontaktní elipsy
M_{kl}	[Nm]	krouticí moment na planetovém kole
n_k	[min ⁻¹]	otáčky korunového kola
n_p	[min ⁻¹]	otáčky planetového kola
n_k	[min ⁻¹]	otáčky unášeče
P	[kN]	ekvivalentní zatížení ložiska
Q	[kN]	výpočtové zatížení valivého elementu
Q_{max}	[kN]	výpočtové zatížení nejvíce zatíženého elementu
R_2	[mm]	poloměr zakřivení oběžné dráhy na vnitřním kroužku
R_3	[mm]	poloměr zakřivení soudečku
r_i	[-]	přimknutí na vnitřním kroužku
r_o	[-]	přimknutí na vnějším kroužku
s	[-]	počet satelitů
S_1	[mm]	průměr kulové plochy na vnějším kroužku

t_2	[mm]	tloušťka vnitřního kroužku v nejužším místě
X_1, X_2	[-]	koeficienty radiálního dynamického zatížení
Y_1, Y_2	[-]	koeficienty axiálního dynamického zatížení
Z	[-]	počet valivých elementů
z_k	[-]	počet zubů korunového kola
z_p	[-]	počet zubů planetového kola
α	[°]	stykový úhel
α'	[°]	součet stykového úhlu a úhlu vyklopení vnitřního kroužku
γ	[-]	pomocná veličina
μ	[-]	poissonův poměr
σ	[MPa]	kontaktní napětí
$\Sigma\rho$	[mm]	suma křivostí

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1-1 Základní typy autodomíchávačů [2], [3]	14
Obr. 1-2 Nástavba autodomíchávače [11], [12]	15
Obr. 1-3 Hydraulický pohonný systém bubnu [10]	15
Obr. 1-4 Silové poměry v uložení bubnu v rovině xz [13]	16
Obr. 1-5 Silové poměry v uložení bubnu v rovině zy [13]	16
Obr. 1-6 Celkový sklon bubnu při jízdě do kopce a z kopce [14]	17
Obr. 1-7 Závislost zatížení výstupního ložiska na objemu a sklonu bubnu [14]	18
Obr. 1-8 Schéma harmonické převodovky [19]	20
Obr. 1-9 Základní části cykloidního převodu [22]	21
Obr. 1-10 Schéma cykloidního převodu [22]	22
Obr. 1-11 Schéma planetového mechanismu [24]	22
Obr. 1-12 Mechanismus U-S [23]	23
Obr. 1-13 Mechanismus K-K [23]	24
Obr. 1-14 Mechanismus K-U [23]	24
Obr. 1-15 Základní typy ložisek podle sil, které mohou zachycovat [25]	25
Obr. 1-16 Kuličkové jednořadé ložisko [26]	26
Obr. 1-17 Kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem jednořadé [26]	27
Obr. 1-18 Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem sdružená do dvojic [26]	28
Obr. 1-19 Dvouřadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem [25]	28
Obr. 1-20 Dvouřadé naklápěcí kuličkové ložisko [26]	29
Obr. 1-21 Různá provedení jednořadých válečkových ložisek [25]	29
Obr. 1-22 Válečkové ložisko dvouřadé [25]	30
Obr. 1-23 Soudečkové ložisko typu EMH [28]	31
Obr. 1-24 Soudečkové ložisko typu EJ [28]	32
Obr. 1-25 Soudečkové ložisko typu CJ [28]	32
Obr. 1-27 Kuželíkové ložisko jednořadé [26]	33
Obr. 1-28 Kuželíková ložiska dvouřadá [26]	33
Obr. 1-29 Konstrukční uspořádání převodovky pro domíchávač [13]	34
Obr. 1-30 Uložení výstupního hřídele [17]	35
Obr. 1-31 Soudečkové ložisko [13]	36
Obr. 1-32 Hlavní ložisko [1]	37
Obr. 1-33 Uložení satelitu dvěma válečkovými ložisky typu NJ [14]	37
Obr. 1-34 Řez převodovkou Bonfiglioli řady 580 [15]	38
Obr. 1-35 Řez převodovkou Sauer Danfoss TMG 61.2 [17]	39
Obr. 1-36 Řez převodovkou Premium TM-51 [16]	40
Obr. 3-1 Kinematické schéma převodovky pro kubaturu 6 m^3 (Górnisiewicz)	45
Obr. 3-2 Silové poměry v planetovém převodu [20]	47
Obr. 3-3 Kinematické schéma převodovky pro kubaturu 10 m^3 (Górnisiewicz)	48
Obr. 3-4 Vnitřní geometrie dvouřadého soudečkového ložiska (Górnisiewicz)	51
Obr. 3-5 Schéma algoritmu pro optimalizaci přímknutí	54
Obr. 3-6 Použité prvky konečnoprvkové sítě [36]	56
Obr. 3-7 Globální model ložiska s okrajovými podmínkami	56
Obr. 3-8 Lokální model ložiska s okrajovými podmínkami	57
Obr. 4-1 Nákres geometrie hlavního ložiska pro odvození vazebných vztahů	61
Obr. 4-2 Aproximace koeficientu f_c polynomem 5. stupně	65
Obr. 4-3 Aproximace bezrozměrné délky hlavní poloosy kontaktní elipsy	75

Obr. 4-4 Aproximace bezrozměrné délky vedlejší poloosy kontaktní elipsy	75
Obr. 4-5 Hlavní ložisko vyklopené do krajní polohy	77
Obr. 5-1 Hodnoty kontaktního napětí pro ložiskovou řadu 241	81

SEZNAM TABULEK

Tab. 1-1 Zatěžovací spektrum převodovky pro buben o objemu 12 m ³ [18]	19
Tab. 1-2 Vážený průměr hodnot zatížení a otáček [18]	19
Tab. 1-3 Technické parametry vybraných převodovek [15]-[17]	40
Tab. 3-1 Roztečné průměry ozubených kol – převodovka pro 6 m ³	45
Tab. 3-2 Parametry ložisek použitých v převodovce pro kubaturu 6 m ³ [27]	46
Tab. 3-3 Zatěžovací spektrum převodovky pro 6 m ³	46
Tab. 3-4 Provozní teplota maziva v ložiskách – převodovka pro 6 m ³	46
Tab. 3-5 Roztečné průměry ozubených kol – převodovka pro 10 m ³	48
Tab. 3-6 Zatěžovací spektrum převodovky pro 10 m ³	49
Tab. 3-7 Provozní teplota maziva v ložiskách – převodovka pro 10 m ³	49
Tab. 3-8 Limitní rozměry pro návrh ložisek	49
Tab. 4-1 Ekvivalentní dynamické zatížení ložisek – převodovka pro 6 m ³	58
Tab. 4-2 Základní a modifikovaná trvanlivost ložisek – převodovka pro 6 m ³	58
Tab. 4-3 Zatížení navrhovaných uložení v převodovce pro 10 m ³	59
Tab. 4-4 Parametry navržených ložisek	60
Tab. 4-5 Trvanlivost navržených ložisek	60
Tab. 4-6 Koeficienty polynomu (19)	65
Tab. 4-7 Přípustné množiny a výchozí bod optimalizace z hlediska únosnosti	66
Tab. 4-8 Výsledky optimalizace z hlediska dynamické únosnosti	69
Tab. 4-9 Koeficienty aproximujícího polynomu m _a	74
Tab. 4-10 Koeficienty aproximujícího polynomu m _b	74
Tab. 4-11 Přípustné množiny a výchozí bod optimalizace přimknutí	76
Tab. 4-12 Výsledky optimalizace přimknutí	77
Tab. 4-13 Poloměry zakřivení pro navržené konstrukční varianty	78
Tab. 4-14 Výsledky analytického výpočtu kontaktního napětí	78
Tab. 4-15 Výsledky numerického výpočtu kontaktního napětí	79

SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha 1** Výpočtový model převodovky pro kubaturu 6 m³ (samostatný dokument)
- Příloha 2** Výpočtový model převodovky pro kubaturu 10 m³ (samostatný dokument)
- Příloha 3** Optimalizační algoritmus – optimalizace vnitřní geometrie hlavního ložiska
- Příloha 4** Optimalizační algoritmus – optimalizace přimknutí
- Příloha 5** Analytický výpočet kontaktního napětí (samostatný dokument)
- Příloha 6** Výsledky výpočtu kontaktního napětí pomocí MKP
- Příloha 7** Výkres sestavy hlavního ložiska

PŘÍLOHY

Příloha 3 – Optimalizační algoritmus optimalizace vnitřní geometrie hlavního ložiska

Soubor s účelovou funkcí

```
function Cr = OB(opt)
D1 = opt(1);
K2 = opt(2);
b = opt(3);

%VSTUPNI PARAMETRY
D2 = 110;
K1 = %nezverejneno
K3 = %nezverejneno
K_b2 = %nezverejneno
KZ = %nezverejneno
b_m = 1.15;
i = 2;

%VAZEBNE ROVNICE
%Prumer kulove plochy na vnejsim krouzku
S1 = K1*D1;

%Prumer soudecku
D3 = 0.5*D1*K1-K2*0.5*D2;

%Stykovy uhel
alfa = 1.570796-atan(2/b*(K_b2*S1-K_b2*D3-K_b2*K3*D3));

%Delka soudecku
L3_p = (0.5*S1-0.5*D3)*tan(alfa);
b_s = 0.5*D3*tan(alfa);
L3 = 2*(L3_p-K_b2*b_s);

%Pocet valivych elementu v jedne rade
Z = floor((KZ/D3)*0.5*(D1+D2));

%Urceni koeficientu f_c
D_pw = (S1-D3)*cos(alfa);
t = D3*cos(alfa)/D_pw;
f_c = %aproximacni polynom v kap. 4.4.1

%UCELOVA FUNKCE
Cr = (-1)*b_m*f_c*(i*L3*cos(alfa))^(7/9)*(Z)^(3/4)*D3^(29/27);
```

Soubor s příkazem pro volání funkce fmincon

```
clc;

%VYCHOZI BOD OPTIMALIZACE
D1_0 = 180.5;
K_in_0 = 1.331;
b_0 = 56;

x0 = [D1_0;K_in_0;b_0];

%MEZE OPTIMALIZOVANYCH PARAMETRU
D1_lb = 180;
D1_ub = 210;
K2_lb = %nezverejneno
K2_ub = %nezverejneno
b_lb = 60;
b_ub = 75;

Lb = [D1_lb;K2_lb;b_lb];
Ub = [D1_ub;K2_ub;b_ub];

%NASTAVENI OPTIMALIZACNIHO ALGORITMU
options = optimset('Algorithm','interior-point','MaxFunEvals',1000);

%Final
[Final,Obj] = fmincon(@ (x) OB(x),x0,[],[],[],[],Lb,Ub,[],options);

%VYPIS OPTIMALIZOVANYCH PARAMETRU
    %Vstupni parametry
    D2 = 110;
    K1 = %nezverejneno
    K3 = %nezverejneno
    K_b2 = %nezverejneno
    KZ = %nezverejneno
    b_m = 1.15;
    r_in = %nezverejneno
    r_out = %nezverejneno
    i = 2;

    %Optimalizovane parametry
    D1 = Final(1);
    K2 = Final(2);
    b = Final(3);

    %Hodnota ucelove funkce
    C_r_vyp = 1000*round(0.001*Obj*(-1))

    %Vypocet geometrie optimalizovaneho loziska
    D3 = 0.1*floor(10*(0.5*D1*K1-K2*0.5*D2))
    S1 = 0.1*round(10*(K1*D1))

    %Zaokrouhleni stykoveho uhlu na cele vteriny
```

```
alfa_rad = 1.570796-atan(2/b*(K_b2*S1-K_b2*D3-K_b2*K3*D3));
alfa_deg = alfa_rad*180/pi;
    alfa_z_deg = fix(alfa_deg);
    alfa_rozdil_min = (alfa_deg-alfa_z_deg)*60;
    alfa_z_min = fix(alfa_rozdil_min);
    alfa_rozdil_sec = (alfa_rozdil_min-alfa_z_min)*60;
    alfa_z_sec = fix(alfa_rozdil_sec);
alfa = alfa_z_deg+alfa_z_min/60+alfa_z_sec/3600
alfa_final_rad = alfa*pi/180;

    L3_p = (0.5*S1-0.5*D3)*tan(alfa_final_rad);
    b_s = 0.5*D3*tan(alfa_final_rad);
L3 = 0.1*round(10*(2*(L3_p-K_b2*b_s)))

%Kontrola tloustky vnitřního krouzku
T2 = 0.5*S1*cos(alfa_final_rad)-D3*cos(alfa_final_rad)-
    -0.5*L3*sin(alfa_final_rad)-0.5*D2;
if t2 < 12
    'Chyba! Prilis tenky vnitřni krouzek'
else 'Tloustka vnitřního krouzku vyhovuje'
end

Z = floor((KZ/D3)*0.5*(D1+D2))
OSC_in = 1-r_in;
OSC_out = 1-r_out;
R3 = 0.1*round(10*(0.5*S1*OSC_out))
R2 = 0.1*round(10*(R3/OSC_in))
s_r = R2+(0.5*S1-D3)
D_pw = 0.001*round(1000*(S1-D3)*cos(alfa_final_rad))
C_0 = 1000*round(0.001*(44*(1-D3*cos(alfa_final_rad)/D_pw)*
    i*Z*L3*D3*cos(alfa_final_rad)))
C_u = 1000*round(0.001*C_0/8.2*(100/D_pw)^0.3)
e = 0.01*round(100*1.5*tan(alfa_final_rad))
Y_1 = 0.1*round(10*0.45*(tan(alfa_final_rad))^(-1))
Y_2 = 0.1*round(10*0.67*(tan(alfa_final_rad))^(-1))
```

Příloha 4 – Optimalizační algoritmus – optimalizace přímknutí

Soubor s účelovou funkcí

```
function a_rel_i = OC(opt)
R3 = opt(1);
R2 = opt(2);

%VSTUPNI PARAMETRY
%Geometrie loziska
D3 = 24.6;
L3 = 31.3;
S1 = 195.7;
Z = 18;
alfa = 0.217012; %12°26'02"

%Radialni dynamicka unosnost
C_r = 675000;

%Parametry loziskovych materialu
E1 = 210000;
E2 = 210000;
E3 = 210000;
mu1 = 0.3;
mu2 = 0.3;
mu3 = 0.3;

%Vypocet zbyvajicich vstupnich parametru
R1 = 0.5*S1;
D2_d = (S1-2*D3)*cos(alfa); %Prumer bodu dotyku na vnitřním
                              krouzku

%ZATIZENI
P = 1/8*C_r; %Uvazovano C/P=4
J_r = 0.245;
Q_max = P/(J_r*Z*cos(alfa));

%HERTZOVA TEORIE
gama = R3*cos(alfa)/(D2_d+D3/cos(alfa));

%Pomocne funkce krivosti
F_ro_i = (2/(1-gama)-D3*(1/R3-1/R2))/(2/(1-gama)+
      +D3*(1/R3-1/R2));
F_ro_o = (2/(1+gama)-D3*(1/R3-1/R1))/(2/(1+gama)+
      +D3*(1/R3-1/R1));

%Suma krivosti pro oba kontakty
suma_ro_i = 1/D3*(2/(1-gama)+D3*(1/R3-1/R2));
suma_ro_o = 1/D3*(2/(1+gama)+D3*(1/R3-1/R1));

%Urceni soucinitelu m_a a m_b
m_a_i = %aproximacni polynom v kap. 4.5.1
m_a_o = %aproximacni polynom v kap. 4.5.1
```

```
%Rozmery poloos kontaktni elipsy pro nejzatizenejsi valivy element
a_i = m_a_i*(3*Q_max/(2*suma_ro_i)*((1-mu2^2)/E2+
    +(1-mu3^2)/E3))^(1/3);
a_o = m_a_o*(3*Q_max/(2*suma_ro_o)*((1-mu1^2)/E1+
    +(1-mu3^2)/E3))^(1/3);

%UCELOVA FUNKCE
a_rel_i = (-1)*2*a_i/L3;
```

Soubor s nelineárním omezením

```
function [c,ceq]=NO(opt)
R3 = opt(1);
R2 = opt(2);

%VSTUPNI PARAMETRY
%Geometrie loziska
D3 = 24.6;
L3 = 31.3;
S1 = 195.7;
Z = 18;
alfa = 0.217012; %12°26'02"

%Radialni dynamicka unosnost
C_r = 675000;

%Parametry loziskovych materialu
E2 = 210000;
E3 = 210000;
mu2 = 0.3;
mu3 = 0.3;

%Vypocet zbyvajicich vstupnich parametru
D2_d = (S1-2*D3)*cos(alfa); %Prumer bodu dotyku na vnitřním
                              Krouzku

%ZATIZENI
P = 1/8*C_r; %Uvazovano C/P=4
J_r = 0.245;
Q_max = P/(J_r*Z*cos(alfa));

%HERTZOVA TEORIE
gama = R3*cos(alfa)/(D2_d+D3/cos(alfa));

%Pomocna funkce krivosti
F_ro_i = (2/(1-gama)-D3*(1/R3-1/R2))/(2/(1-gama)+
      +D3*(1/R3-1/R2));

%Suma krivosti pro kontakt na vnitřním krouzku
suma_ro_i = 1/D3*(2/(1-gama)+D3*(1/R3-1/R2));

%Urceni soucinitele m_a
m_a_i = %aproximacni polynom v kap. 4.5.1

%Delka hlavni poloosy kontaktni elipsy pro nejzatizenejsi valivy
element
a_i = m_a_i*(3*Q_max/(2*suma_ro_i)*((1-mu2^2)/E2+
      +(1-mu3^2)/E3))^(1/3);

%OMEZENI
c = a_rel_i - 0.87;
ceq=[];
```

Soubor s příkazem pro volání funkce fmincon

```
clc;

%VYCHOZI BOD
R3_0 = 95.4;
R2_0 = 99.4;
x0 = [R3_0;R2_0];

%MEZE OPTIMALIZOVANYCH PARAMETRU
R3_lb = 95.5;
R3_ub = 97.0;
R2_lb = 98.5;
R2_ub = 99.4;
Lb = [R3_lb;R2_lb];
Ub = [R3_ub;R2_ub];

%NASTAVENI OPTIMALIZACNIHO ALGORITMU
options = optimset('Algorithm','interior-point', 'MaxFunEvals',
                  10000);

%FINAL
[Final,Obj] = fmincon(@(x) OC(x),x0,[],[],[],[],Lb,Ub,@(x)NO(x),
                    options);

%VYPOCTENE HODNOTY

R3 = 0.1*round(10*Final(1))
R2 = 0.1*round(10*Final(2))

%Vstupni parametry
%Geometrie loziska
D3 = 24.6;
L3 = 31.3;
S1 = 195.7;
R1 = 0.5*S1;
Z = 18;
alfa = 0.217012; %12°26'02"
D2_d = (S1-2*D3)*cos(alfa);

%Radialni dynamicka unosnost
C_r = 675000;

%Parametry loziskovych materialu
E1 = 210000;
E2 = 210000;
E3 = 210000;
mu1 = 0.3;
mu2 = 0.3;
mu3 = 0.3;

%Primknuti
r_in = 1-R2/R3;
r_out = 1-2*R3/S1;
```

```
%Zatizeni
P = 1/8*C_r;
J_r = 0.245;
Q_max = P/(J_r*Z*cos(alfa));

%Hertzova teorie
gama = R3*cos(alfa)/(D2_d+D3/cos(alfa));

%Pomocne funkce krivosti
F_ro_i = (2/(1-gama)-D3*(1/R3-1/R2))/(2/(1-gama)+
+D3*(1/R3-1/R2));
F_ro_o = (2/(1+gama)-D3*(1/R3-1/R1))/(2/(1+gama)+
+D3*(1/R3-1/R1));

%Suma krivosti pro oba kontakty
suma_ro_i = 1/D3*(2/(1-gama)+D3*(1/R3-1/R2));
suma_ro_o = 1/D3*(2/(1+gama)+D3*(1/R3-1/R1));

%Urceni soucinitelu m_a a m_b
m_a_i = %aproximacni polynom v kap. 4.5.1
m_a_o = %aproximacni polynom v kap. 4.5.1
m_b_i = %aproximacni polynom v kap. 4.5.1
m_b_o = %aproximacni polynom v kap. 4.5.1

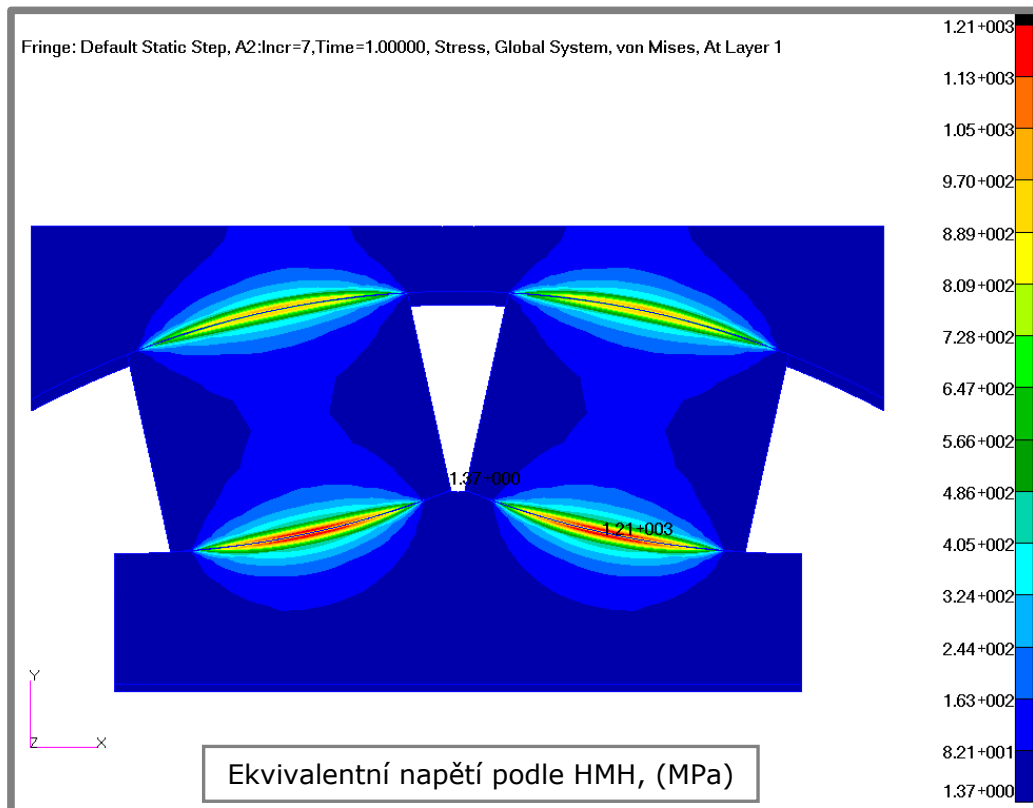
%Rozmery poloos kontaktni elipsy pro nejzatizenejsi valivy
element
a_i = m_a_i*(3*Q_max/(2*suma_ro_i)*((1-mu2^2)/E2+
+(1-mu3^2)/E3))^(1/3);
a_o = m_a_o*(3*Q_max/(2*suma_ro_o)*((1-mu1^2)/E1+
+(1-mu3^2)/E3))^(1/3);
b_i = m_b_i*(3*Q_max/(2*suma_ro_i)*((1-mu2^2)/E2+
+(1-mu3^2)/E3))^(1/3);
b_o = m_b_o*(3*Q_max/(2*suma_ro_o)*((1-mu1^2)/E1+
+(1-mu3^2)/E3))^(1/3);

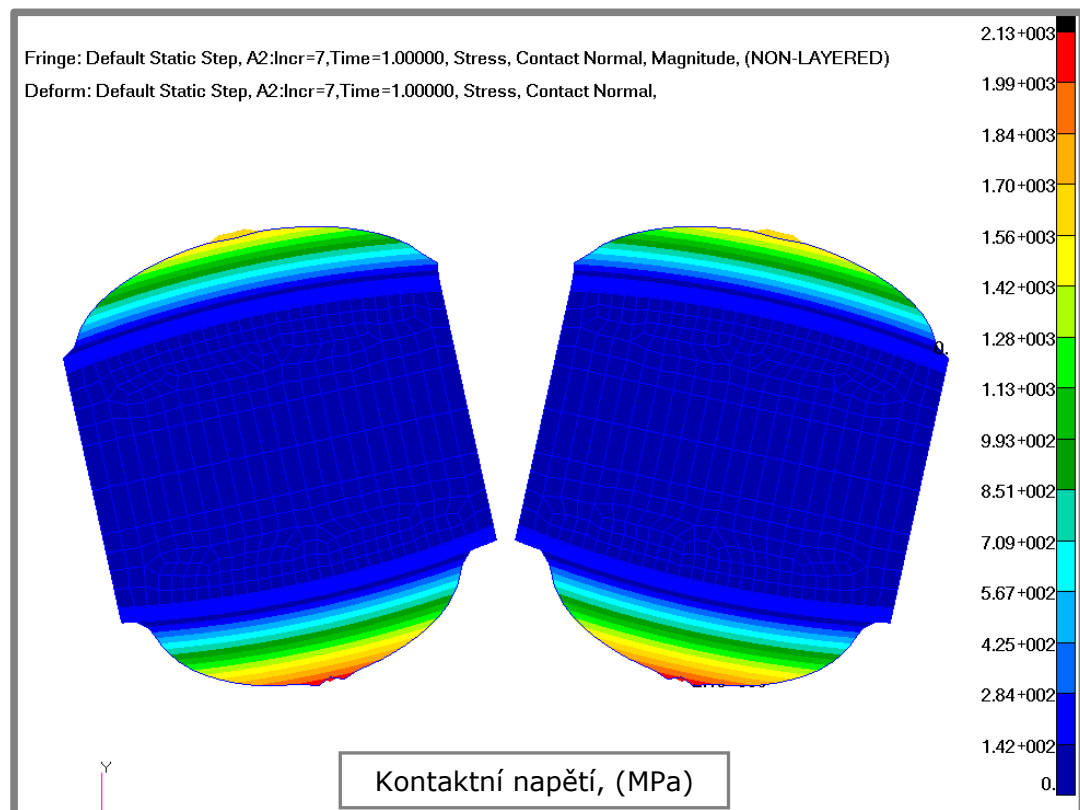
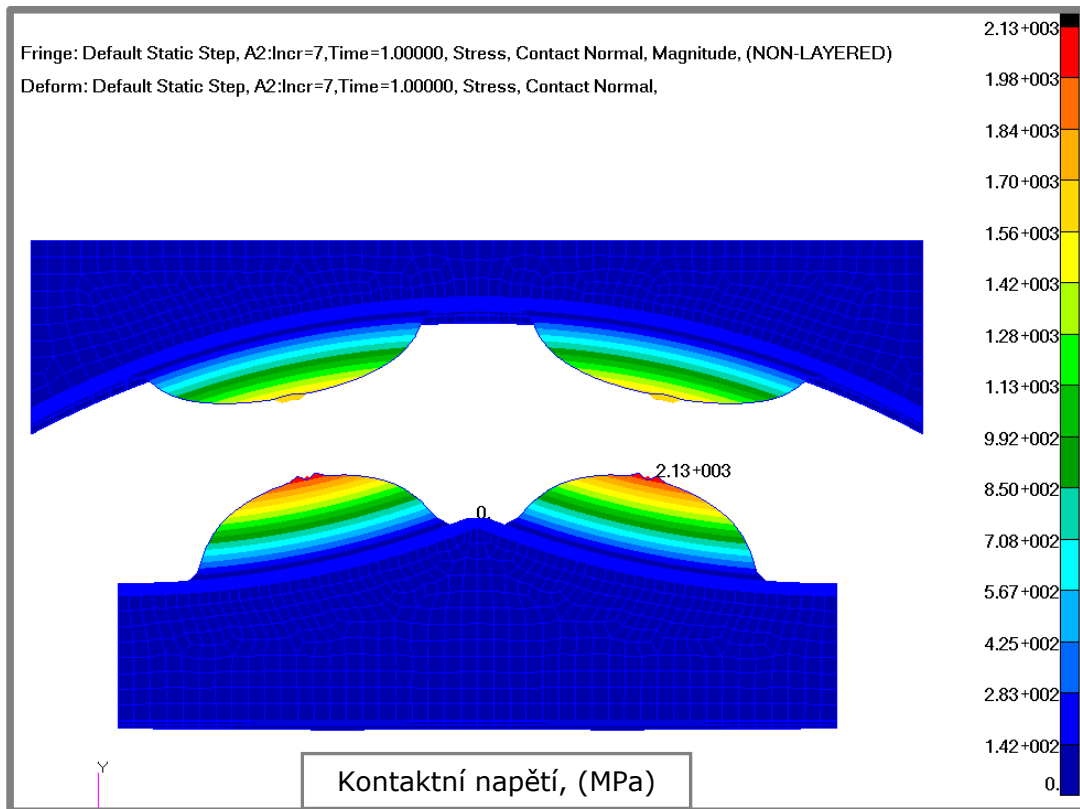
%Relativni delka kontaktni elipsy
a_rel_i = round(2*a_i/L3*100)
a_rel_o = round(2*a_o/L3*100)

%Napeti v obou kontaktech
sigma_max_i = round(3*Q_max/(2*pi*a_i*b_i))
sigma_max_o = round(3*Q_max/(2*pi*a_o*b_o))
```

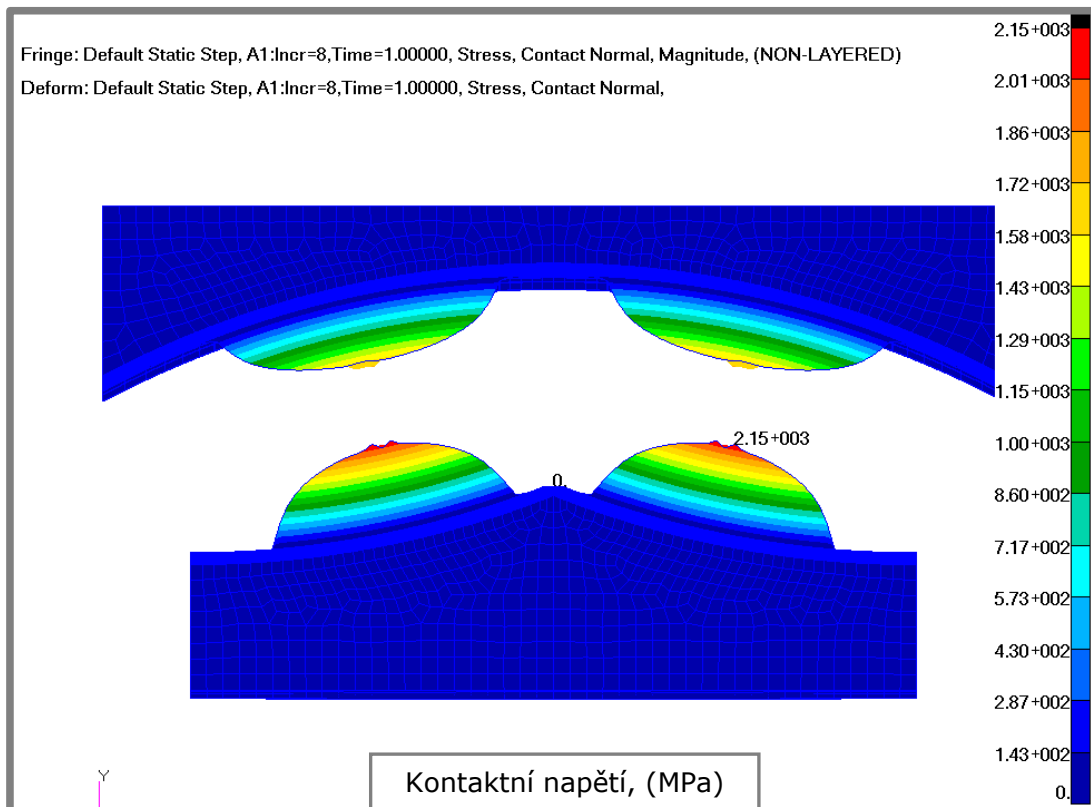
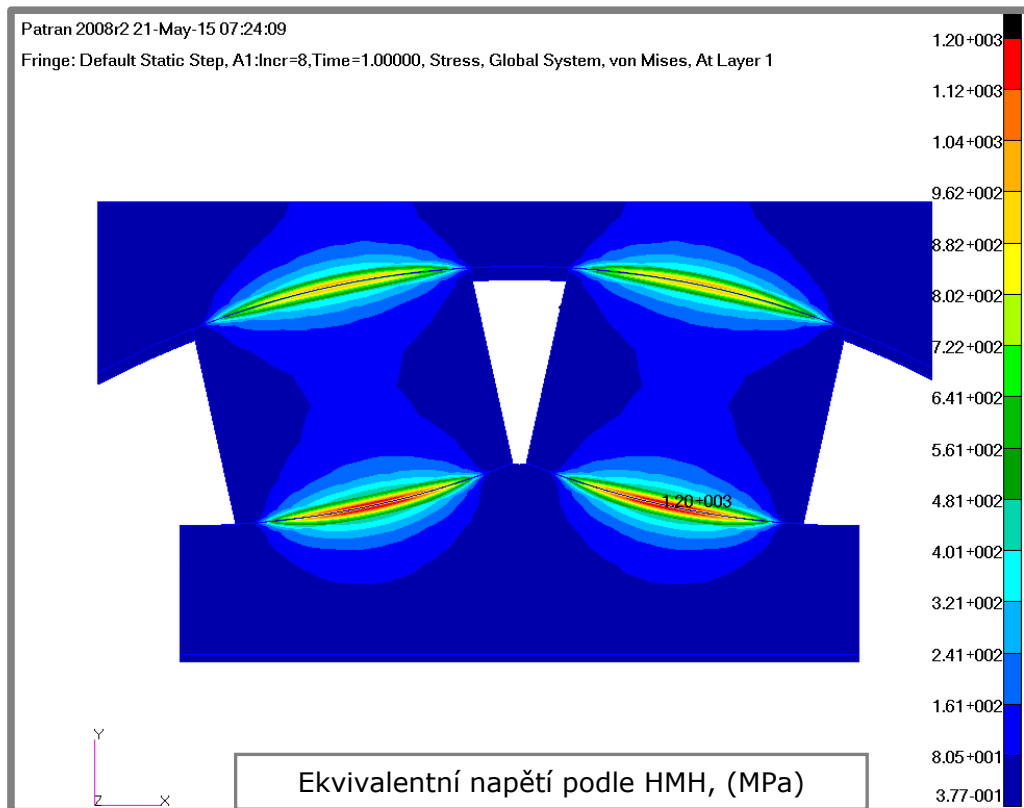
Příloha 6 – Výsledky výpočtu kontaktního napětí pomocí MKP

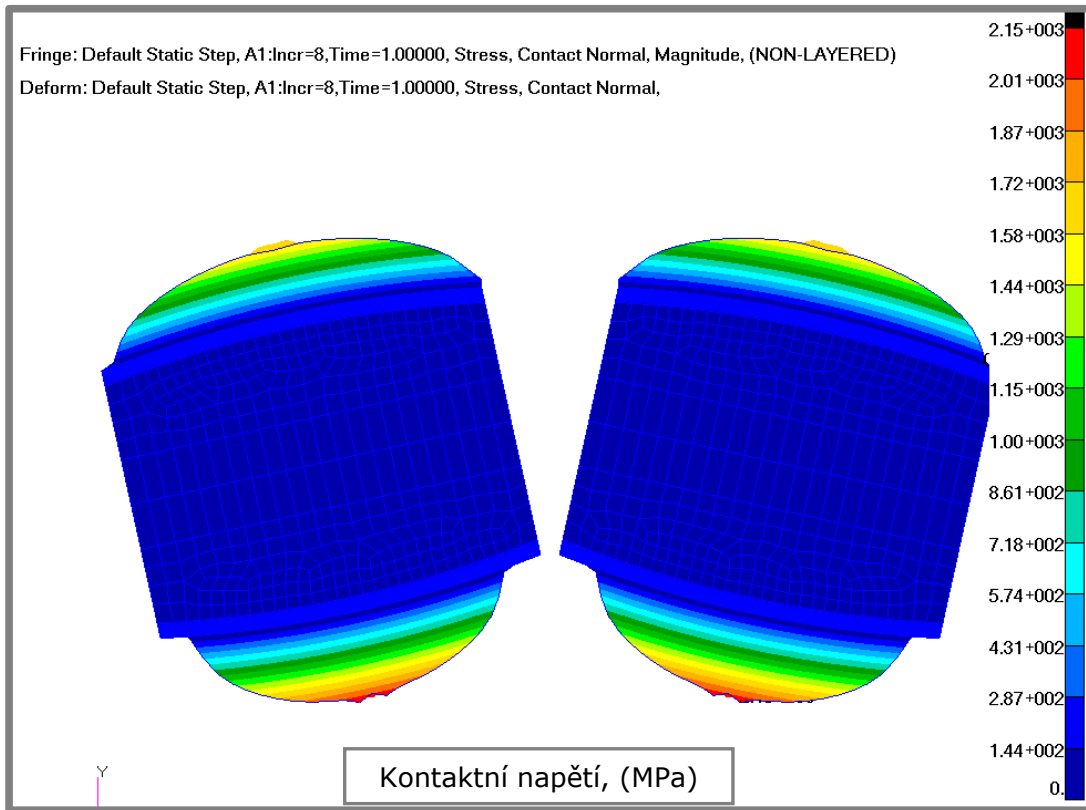
Konstrukční varianta č. 1





Konstrukční varianta č.2





Konstrukční varianta č. 3

