

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 2301T001 Dopravní a manipulační technika

## **DIPLOMOVÁ PRÁCE**

Návrh převodovky a výpočet ztrátového výkonu pro různé způsoby  
mazání

Autor: **Bc. Lucie Šimečková**  
Vedoucí práce: **Doc. Ing. Jaroslav Krátký, Ph.D.**

Akademický rok 2019/2020

# ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2019/2020

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Lucie ŠIMEČKOVÁ**  
Osobní číslo: **S18N0063P**  
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**  
Téma práce: **Návrh převodovky a výpočet ztrátového výkonu pro různé způsoby mazání**  
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

### Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Analýza problému převodového mechanismu a vypracování konstrukčního návrhu. Analýza ztrátových výkonů v převodovém mechanismu.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Rešerše, specifikace požadavků a variant koncepčních návrhů, výběr optimálního řešení
2. Zjištění klíčových vlastností konstrukčního návrhu
3. Vypracování potřebné technické dokumentace
4. Komplexní hodnocení navrhovaného řešení



Rozsah diplomové práce: **50-70 stran A4**  
Rozsah grafických prací: **dle potřeby**  
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná**

Seznam doporučené literatury:

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojího inženýra I.*. Brno: Computer Press, 1999

KRÁTKÝ, J., KRÓNEROVÁ, E., HOSNEDL, S. *Obecné strojí části 2 : základní a složené převodové mechanismy.* Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2011

*Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.*

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Jaroslav Krátký, Ph.D.**  
Katedra konstruování strojů

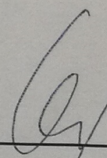
Konzultant diplomové práce: **Tomáš Jung**  
Wikov Gear s.r.o.

Datum zadání diplomové práce: **16. října 2019**  
Termín odevzdání diplomové práce: **28. května 2020**



---

**Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.**  
děkan



---

**Prof. Ing. Václava Lašová, Ph.D.**  
vedoucí katedry

## **Prohlášení o autorství**

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou/diplomovou práci vypracovala samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne: .....

.....

podpis autora



## ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	<b>Příjmení</b> Bc. Šimečková	<b>Jméno</b> Lucie
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	2301T001 „Dopravní a manipulační technika“	
<b>VEDOUCÍ PRÁCE</b>	<b>Příjmení (včetně titulů)</b> Doc. Ing. Krátký, Ph.D.	<b>Jméno</b> Jaroslav
<b>PRACOVNÍŠTĚ</b>	ZČU - FST - KKS	
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<b>BAKALÁŘSKÁ</b> <b>Nehodící se škrtněte</b>
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Návrh převodovky a výpočet ztrátového výkonu pro různé způsoby mazání	

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKS	<b>ROK ODEVZD.</b>	2020
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	128	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	112	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	16
---------------	-----	---------------------	-----	----------------------	----

<b>STRUČNÝ POPIS</b>	Diplomová práce je složena ze dvou rovnocenných úkolů. Prvním úkolem je analýza ztrátových výkonů při různých způsobech mazání a studie faktorů ovlivňujících ztráty. Druhým úkolem je návrh průmyslové převodovky na základě výsledků a poznatků z analýzy.
<b>KLÍČOVÁ SLOVA</b>	Průmyslové převodovky, výpočet ozubení, výpočet ložisek, výpočet hřídelí, ztrátové výkony, maziva, režimy mazání

## SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

<b>AUTHOR</b>	Surname Bc. Šimečková	Name Lucie	
<b>FIELD OF STUDY</b>	2301T001 “Transport Vehicles and Handling Machinery“		
<b>SUPERVISOR</b>	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Krátký, Ph.D.	Name Jaroslav	
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKS		
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<b>BACHELOR</b>	<b>Delete when not applicable</b>
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Gearbox design and power dissipation calculation for different lubrication methods		

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	Machine Design	<b>SUBMITTED IN</b>	2020
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

<b>TOTALLY</b>	128	<b>TEXT PART</b>	112	<b>GRAPHICAL PART</b>	16
----------------	-----	------------------	-----	-----------------------	----

<b>BRIEF DESCRIPTION</b>	The diploma thesis consists of two equivalent tasks. The first task is the analysis of power losses in various methods of lubrication and the study of factors influencing losses. The second task is the design of an industrial gearbox based on the results and findings of the analysis.
<b>KEY WORDS</b>	Industrial gearboxes, gear calculation, bearing calculation, shaft calculation, power losses, lubricants, lubrication modes



## **Poděkování**

Děkuji zaměstnancům KKS za odbornou pomoc při vypracování této diplomové práce, především pak panu Doc. Ing. Jaroslavu Krátkému, Ph.D. za vedení, cenné rady a velmi příjemnou komunikaci. Děkuji také konzultantovi Tomášovi Jungovi za praktické rady a firmě Wikov za poskytnutí zadání.

## Obsah

Seznam obrázků.....	7
Přehled použitých zkratk a symbolů.....	8
Úvod.....	9
1 Zadavatel.....	10
1.1 Wikov Gear.....	10
1.2 Wikov MGI.....	10
1.3 Wikov Sázavan.....	10
1.4 ORBITAL2.....	10
1.5 Detail CZ.....	10
1.6 Gmeinder Getriebe Gruppe.....	10
1.7 Wikov RS.....	11
2 Převodovky – obecné poznatky.....	11
2.1 Popis.....	11
2.2 Rozdělení.....	11
2.2.1 Podle způsobu přenosu sil.....	11
2.2.1.1 Přenos pomocí normálových sil mezi tvarovými prvky.....	11
2.2.1.2 Přenos pomocí třecích účinků.....	11
2.2.2 Podle vzájemné polohy os hnacího a hnaného členu.....	11
2.2.2.1 Rovnoběžné osy.....	11
2.2.2.2 Různoběžné osy.....	12
2.2.2.3 Mimoběžné osy.....	12
2.3 Ozubená kola.....	12
2.3.1 Převodový poměr.....	12
2.3.2 Účinnost.....	12
2.3.3 Základní zákon ozubení.....	13
2.3.4 Zubové profily.....	14
2.3.4.1 Cykloidní ozubení.....	14
2.3.4.2 Ozubení s kruhovým obloukem.....	14
2.3.4.3 Evolventní ozubení.....	14
2.3.5 Ozubení s přímými zuby.....	14
2.3.6 Ozubení s šikmými zuby.....	15
2.3.7 Návrh ozubených kol.....	16
2.3.8 Výroba ozubených kol.....	17
2.3.8.1 Frézování dělicím způsobem.....	17
2.3.8.2 Frézování odvalovacím způsobem.....	18
2.3.8.3 Obrázení dělicím způsobem.....	18
2.3.8.4 Obrázení odvalovacím způsobem.....	18
2.3.8.5 Protahování.....	18
2.3.9 Materiály.....	18
2.3.9.1 Ocel.....	18
2.3.9.2 Šedá litina.....	19
2.3.9.3 Mosaz, bronz a hliníkové slitiny.....	19
2.3.9.4 Plasty.....	19
2.4 Provoz a údržba.....	19



2.5	Poruchy převodových mechanismů.....	19
2.5.1	Poruchy ozubení.....	19
2.5.2	Opravy.....	19
2.6	Účinnost převodovky.....	20
3	Analýza ztrátových výkonů v převodovce.....	20
3.1	Maziva.....	22
3.2	Režimy tření a mazání.....	23
3.2.1	Suché tření.....	23
3.2.2	Mezní tření a mazání.....	24
3.3	Ložiska.....	24
3.3.1	Typy ložisek.....	24
3.3.2	Mazání ložisek.....	25
3.3.3	Volba mezi olejem a plastickým mazivem.....	28
3.3.4	Způsoby mazání olejem.....	28
3.4	Ztrátové výkony ložisek.....	29
3.4.1	Třecí moment od valení.....	30
3.4.2	Třecí moment od smyku.....	31
3.4.3	Třecí moment od pouzder.....	31
3.4.4	Třecí moment od ztrát broděním.....	32
3.5	Ztrátové výkony v ozubení.....	33
3.6	Ztrátové výkony vířením vzduchu.....	35
3.7	Ztrátové výkony broděním kol v oleji.....	36
3.8	Ztrátové výkony v těsnění.....	37
4	Faktory ovlivňující ztrátový výkon převodovky.....	39
5	Konstrukce převodovky.....	40
5.1	Zadané parametry.....	40
5.2	Konkurenční řešení.....	41
5.2.1	Třístupňová čelní převodovka STM.....	41
5.2.2	Třístupňová čelní převodovka Siemens.....	41
5.3	Specifikace požadavků.....	42
5.4	Varianty řešení.....	43
5.4.1	Varianta A.....	44
5.4.2	Varianta B.....	44
5.4.3	Varianta C.....	45
5.5	Hodnocení variant.....	46
5.6	Výpočet a návrh ozubení.....	47
5.6.1	Volba dílčích převodových poměrů.....	48
5.6.2	Výpočet točivých momentů a otáček.....	48
5.6.3	Geometrie ozubení.....	49
5.7	Volba ložisek.....	51
5.7.1	Statická únosnost ložisek.....	51
5.7.2	Trvanlivost ložisek.....	52
5.7.3	Životnost ložisek.....	52
5.8	Geometrie hřídelí.....	54
5.8.1	Návrh nalisovaných spojů.....	55
5.8.2	Přenos sil na vstupu a výstupu z převodovky.....	57
5.9	Návrh skříně převodovky.....	58

6 Výpočet ztrátových výkonů navržené převodovky.....	61
6.1 Rozbor ztrát při přenášeném výkonu 2 kW.....	64
6.2 Rozbor ztrát při přenášeném výkonu 170 kW.....	66
6.3 Ztrátové výkony při nuceném oběhu oleje.....	67
6.4 Ztrátové výkony při minimálním brodění.....	67
6.5 Ztrátové výkony při brodění s vysokým smáčeným povrchem.....	67
6.6 Volba způsobu mazání.....	68
Závěr.....	69
Seznam příloh.....	71



## Seznam obrázků

Obrázek 1: Logo společnosti Wikov Gear [1].....	13
Obrázek 2: Základní zákon ozubení [3].....	16
Obrázek 3: Přímé vnější ozubení.....	18
Obrázek 4: Přímé vnitřní ozubení.....	18
Obrázek 5: Šikmé vnitřní ozubení.....	19
Obrázek 6: Šikmé vnější ozubení.....	19
Obrázek 7: a) Frézování stopkovou frézou, b) Frézování kotoučovou frézou [4].....	20
Obrázek 8: Frézování odvalovacím způsobem [4].....	21
Obrázek 9: Ztrátové výkony v převodovce.....	23
Obrázek 10: Rameno valivého odporu.....	24
Obrázek 11: Smykové tření.....	25
Obrázek 12: Schema poměrů při mezním tření [5].....	27
Obrázek 13: Kuličkové ložisko.....	27
Obrázek 14: Typy valivých ložisek [6].....	28
Obrázek 15: Diagram závislosti viskozity na teplotě [6].....	29
Obrázek 16: Viskozita, která ještě zajišťuje správné mazání dle otáček a průměru ložiska [6].....	30
Obrázek 17: Podmínky mazání [6].....	31
Obrázek 18: Třecí moment ložiska v závislosti na otáčkách [6].....	32
Obrázek 19: Koeficient ohřevu [6].....	33
Obrázek 20: Mazání ložiska broděním v oleji [6].....	35
Obrázek 21: Zatížení, koeficient tření a smyková rychlost na trajektorii kontaktu ozubení [7].....	37
Obrázek 22: Optimalizace geometrie ke snížení ztrát v ozubení [7].....	38
Obrázek 23: Ztráty v těsnění v závislosti na otáčkách a průměru [6].....	41
Obrázek 24: Čelní převodovka GSM, RX 802 [9].....	44
Obrázek 25: Čelní převodovka Siemens [10].....	44
Obrázek 26: Morfologická matice.....	46
Obrázek 27: Kinematické schéma - úhlopříčné uspořádání.....	47
Obrázek 28: Kinematické schéma - střídavé uspořádání.....	48
Obrázek 29: Hodnocení variant dle kvality a nákladů.....	50
Obrázek 30: Základní rozměry korigovaných ozubených kol [3].....	53
Obrázek 31: Síly v ozubení [3].....	54
Obrázek 32: Průběh napětí v nalisování.....	59
Obrázek 33: Pohled do vnitřku převodovky.....	62
Obrázek 34: Vizualizace převodovky s modrým nátěrem.....	62
Obrázek 35: Zasíťovaný model skříně převodovky s okrajovými podmínkami a zatěžujícími silami .....	63
Obrázek 36: Analýza napětí metodou konečných prvků.....	63
Obrázek 37: Ztráty při různých způsobech mazání pro výkony od 2 do 20 kW.....	66
Obrázek 38: Ztráty při různých způsobech mazání pro výkony od 20 do 170 kW.....	67
Obrázek 39: Rozbor ztrát při výkonu 2 kW.....	68
Obrázek 40: Rozbor ztrát při výkonu 170 kW.....	69

## Přehled použitých zkratek a symbolů

Název veličiny	Značka veličiny	Jednotky
Převodový poměr	$i$	-
Úhlová rychlost	$\omega$	rad/s
Otáčky	$n$	ot/s
Výkon	$P$	W
Moment točivý	$M_t$	N · m
Úhel záběru	$\alpha$	°
Úhel sklonu zubů	$\beta$	°
Modul ozubení	$m$	mm
Třecí síla	$F_t$	N
Součinitel smykového tření	$\mu_{sm}$	-
Normálová síla	$F_N$	N
Třecí moment	$M_T$	N · m
Součinitel valivého tření	$\mu_v$	-
Poloměr	$r$	m
Axiální síla	$F_A$	N
Modul pružnosti v tahu	$E$	MPa
Modul pružnosti ve smyku	$G$	MPa
Viskózní poměr	$\kappa$	-
Kinematická viskozita	$\nu$	mm <sup>2</sup> /s
Osová vzdálenost	$a$	m
Bezpečnost	$s$	-
Korekce ozubení	$x$	-
Průměr	$d$	m
Tlak	$p$	Pa
Trvanlivost ložisek	$L_n$	ot
Životnost ložisek	$L_h$	h
Dynamické zatížení	$P_{dyn}$	N
Normálové napětí	$\sigma$	MPa
Teplota	$t$	°C
Smykové napětí	$\tau$	MPa
Frekvence	$f$	Hz



## Úvod

Tato diplomová práce je složena ze dvou rovnocenných úkolů. Prvním je návrh průmyslové třístupňové čelní převodovky a druhým úkolem je analýza ztrátových výkonů pro různé způsoby mazání.

Převodové mechanismy slouží k přenosu výkonu od hnacího zařízení, kterým v průmyslu bývá většinou motor, k poháněnému zařízení. Rychlost otáčení motoru často neodpovídá požadované rychlosti otáčení hnaného zařízení. Převodovky kromě přenosu výkonu také snižují (zvyšují) rychlost otáčení a tím zvyšují (snižují) točivý moment.

Při přenosu výkonu vznikají ztráty a tím se snižuje účinnost převodovky. Ztráty navyšují spotřebu energie, což je nevýhodné nejen z důvodu vyšších finančních nákladů na provoz stroje, ale i z důvodu zatěžování životního prostředí při výrobě této energie. Ztrátová energie se z velké části přeměňuje v teplo, což vede k růstu teploty celého mechanismu. Vysoká teplota pak způsobuje celou řadu potíží, které snižují životnost převodovky. V případě rychloběžných převodovek je právě z tohoto důvodu nutné použít chladič oleje a tak odvádět přebytečné teplo.

Pro návrh převodovky s vyhovující životností a účinností je tedy potřeba znát faktory, které ztrátové výkony ovlivňují.

Tato práce obsahuje seznámení se základní problematikou převodovek a geometrií ozubení a následně vliv jednotlivých prvků a vlastností mechanismu na velikost ztrátových výkonů.

Na základě těchto znalostí je navržena třístupňová čelní průmyslová převodovka. Na této konstrukci je provedena analýza ztrátových výkonů při třech různých režimech mazání, kdy každý režim byl analyzován pro dva různé oleje s rozdílnou viskozitou. Na základě výsledků této analýzy je zvolen režim mazání pro navrhovanou převodovku.

## 1 Zadavatel

Zadavatelem této diplomové práce je společnost Wikov Gear s.r.o., která je součástí skupiny Wikov Industry. Skupina Wikov Industry se specializuje na výrobu ozubených kol a převodovek pro různá průmyslová odvětví. Součástí této skupiny jsou firmy: Wikov Gear, Wikov MGI, Wikov Sázavan, ORBITAL2, Detail CZ, Gmeinder Getriebe Gruppe a Wikov RS.

### 1.1 Wikov Gear

Společnost Wikov Gear sídlí v Plzni a zaměřuje se na výrobu převodovek pro těžbu ropy a plynu, pro cementárny, cukrovary, energetiku a na výrobu rychloběžných převodovek.



Obrázek 1: Logo společnosti Wikov Gear  
[1]

### 1.2 Wikov MGI

Wikov MGI má sídlo v Hronově a specializuje se na převodovky pro kolejová vozidla, doly, vodní elektrárny, gumárenství, metalurgii, větrné a přílivové elektrárny.

### 1.3 Wikov Sázavan

Ve Zruči nad Sázavou sídlí společnost Wikov Sázavan, která se specializuje na výrobu přesných ozubených dílů a menších strojních celků.

### 1.4 ORBITAL2

Tato společnost se specializuje na vývoj a konstrukci planetových převodovek pro Wikov Gear a Wikov MGI.

### 1.5 Detail CZ

Společnost Detail CZ je zaměřena na výrobu obráběných dílů především pro nákladní automobily a stavební stroje.

### 1.6 Gmeinder Getriebe Gruppe

Tato společnost se zabývá výrobou převodovek pro speciální drážní vozidla a lokomotivy.

## 1.7 Wikov RS

Wikov RS je společný podnik firmy PKTS (ruský výrobce kolejových vozidel) a firmy Wikov Industry a zaměřuje se na montáž převodovek do kolejových vozidel. [1]

## 2 Převodovky – obecné poznatky

Převodovka, neboli převodový mechanismus je elementární zařízení, které transformuje pohyb dle požadavků.

Převodové mechanismy umožňují transformaci pohybu z rotace na rotaci ve stejném, nebo v opačném smyslu, z rotace na posuvný pohyb, nebo z posuvného na rotační. Kromě transformace pohybu dochází i k transformaci zatížení.

### 2.1 Popis

Hlavní funkcí převodovky je změna kroutícího momentu mezi vstupní a výstupní hřídelí, někdy v kombinaci se změnou smyslu otáčení, nebo transformací rotačního pohybu na posuvný.

### 2.2 Rozdělení

#### 2.2.1 Podle způsobu přenosu sil

Převodovky dělíme podle způsobu přenosu sil. Tento přenos může být uskutečněn přímým dotykem členů, který je charakteristický pro ozubené a třecí převody, nebo nepřímým kontaktem pomocí řemenu, řetězu, nebo lana. Dále můžeme převodové mechanismy dělit podle principu transformace pohybu.

##### 2.2.1.1 Přenos pomocí normálových sil mezi tvarovými prvky

Výkon mezi jednotlivými členy je v tomto případě přenášen pomocí normálových sil působících na tvarové prvky. Těmito tvarovými prvky mohou být například zuby spoluzabírajících kol, což je jeden z nejpoužívanějších způsobů.

##### 2.2.1.2 Přenos pomocí třecích účinků

Při přenosu sil pomocí třecích účinků je využíváno vzájemné tření mezi dvěma členy, kterými mohou být například dvě kola, kolo a řemen, nebo kolo a lano.

#### 2.2.2 Podle vzájemné polohy os hnacího a hnaného členu

Pro všechny druhy převodů lze definovat také vzájemná poloha os hnacího a hnaného členu.

##### 2.2.2.1 Rovnoběžné osy

Rovnoběžné osy hnacího a hnaného členu jsou specifické pro čelní ozubené převody s vnitřním nebo vnějším ozubením, pro řetězové převody a pro převod pohybovým šroubem a pohybovou maticí.

### 2.2.2.2 Různoběžné osy

Pokud je potřeba pohyb transformovat do kolmého směru od hnacího členu, používá se kuželové soukolí.

### 2.2.2.3 Mimoběžné osy

Převod mezi mimoběžnými osami hnacího a hnaného členu lze uskutečnit pomocí šroubového soukolí, šnekového soukolí a v některých případech i pomocí řemenového převodu, který umožňuje i převod mezi rovnoběžnými osami.

## 2.3 Ozubená kola

Tato práce se věnuje převodům s přímou vazbou s využitím tvarových elementů, tedy převodům realizovaným pomocí válcových ozubených kol. Z toho důvodu budou probírány vlastnosti právě těchto převodů.

### 2.3.1 Převodový poměr

Základním parametrem pro převodové mechanismy je převodový poměr. Tento poměr vyjadřuje poměr rychlosti hnacího a hnaného členu. Pokud je tedy větší než 1, jedná se o převod do pomala, pokud je menší než 1, jde o převod do rychla.

Pro mechanismy s transformací pohybu z rotačního členu na rotační platí pro převodový poměr:

$$i_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}, \quad (1)$$

kde  $i_{1,2}$  je převodový poměr mezi hnacím členem 1 a hnaným členem 2,  $\omega_1$  [rad/s] je úhlová rychlost hnacího členu a  $\omega_2$  [rad/s] je úhlová rychlost hnaného členu.

Pokud úhlové rychlosti vyjádříme pomocí otáček, můžeme předchozí vztah zapsat následujícím způsobem:

$$i_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_1}{2 \cdot \pi \cdot n_2} = \frac{n_1}{n_2}, \quad (2)$$

kde  $n_1$  [ot/s] jsou otáčky hnacího členu a  $n_2$  [ot/s] jsou otáčky hnaného členu.

### 2.3.2 Účinnost

Dalším důležitým parametrem převodových mechanismů je účinnost. Účinnost je poměr výstupního výkonu ku vstupnímu výkonu. Protože výstupní výkon je kvůli ztrátám vždy menší, než vstupní výkon, účinnost se vždy pohybuje v otevřeném intervalu od nuly do jedné. Účinnost je tedy ovlivněna ztrátami, ke kterým dochází při transformaci pohybu. Podrobněji budou ztráty probírány později v této práci.

Vztah mezi výkonem, točivým momentem a úhlovou rychlostí je popsán vztahem:

$$P = M_t \cdot \omega \quad [W], \quad (3)$$

kde  $P [W]$  je výkon,  $M_t [N \cdot m]$  je točivý moment a  $\omega [rad/s]$  je úhlová rychlost.

Převody s přímou vazbou využívající tvarové elementy jsou tzv. tříčlenné převody. Těmito členy jsou hnací a hnané kolo a rám, který umožňuje vzájemný pohyb kol a zajišťuje dodržení osové vzdálenosti.

Ozubený převod vzniká párem spoluzabírajících zubů. Pokud provedeme řez rovinou kolmou na podélnou osu zubů, získáme sdužené profily zubů. Tyto profily musí splňovat podmínku, kterou nazýváme základní zákon ozubení.

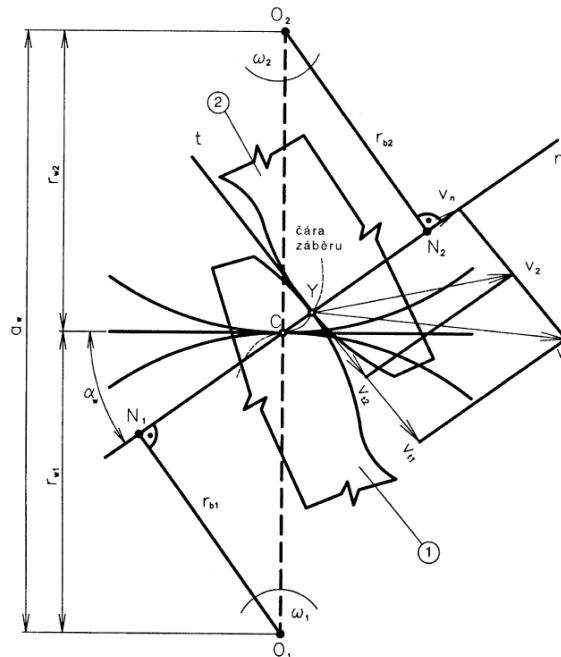
### 2.3.3 Základní zákon ozubení

„Dva boky zubů jsou sdužené, jestliže normála  $n$  v kterémkoliv dotykovém bodě zubů  $Y$  vždy prochází stálým valivým bodem  $C$  (pólem relativního pohybu) na spojnici středů obou spoluzabírajících ozubení (ozubených kol)  $O_1, O_2$ .“ Tento zákon je graficky znázorněn na Obrázku 2.[2]

Splnění tohoto zákona zajišťuje konstantní převodový poměr.

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{|O_2C|}{|O_1C|} \quad (4)$$

kde  $|O_1C|$  a  $|O_2C|$  jsou poloměry valivých kružnic.



Obrázek 2: Základní zákon ozubení [3]

## 2.3.4 Zubové profily

### 2.3.4.1 Cykloidní ozubení

Cykloidní profil získáme, pokud necháme odvalovat kružnici po kružnici, pak všechny body kružnice popisují cykloidu. Tyto profily jsou složité na výrobu a citlivé na osovou vzdálenost.

### 2.3.4.2 Ozubení s kruhovým obloukem

Boky zubů mají v tomto případě tvar kruhového oblouku. V kruhovém ozubení je při malém zatížení bodový styk, ale při větším zatížení vzniká plošný styk. Z toho důvodu lze tento zubový profil použít pro přenos velkých zatížení s nízkými obvodovými rychlostmi. Nevýhodou tohoto ozubení je opět náročná výroba a citlivost na osovou vzdálenost kol.

### 2.3.4.3 Evolventní ozubení

Nejčastěji je používáno evolventní ozubení. Evolventa je křivka, kterou tvoří každý bod přímky, která se odvaluje po kružnici. Toto ozubení je výhodné z důvodu jednoduché výroby (jednoduché nástroje pro obrábění), možnosti korekce osové vzdálenosti a konstantního směru sil v ozubení. Nevýhodou evolventního ozubení je riziko podřezání paty zubu při nízkém počtu zubů, dále pak vznik vysokého tlaku při přenosu sil mezi zuby.

Pro převody s ozubenými koly jsou charakteristické relativně malé zástavbové rozměry, vysoká životnost, spolehlivost a účinnost, přesný a stálý převodový poměr a možnost přenosu velikých výkonů. Na druhou stranu, ozubené převody mají i své nevýhody. Těmi je například dražší výroba, vysoké nároky na přesnost uložení, může vznikat hluk a vibrace, nelze efektivně tlumit rázy a tyto převody jsou vhodné pouze pro malé osové vzdálenosti.

Ozubená kola jsou základními elementy které umožňují přenos sil v ozubených převodech. Část kola s tvarovými prvky, která aktivně přenáší síly se nazývá ozubený věnec, nebo zjednodušeně ozubení.

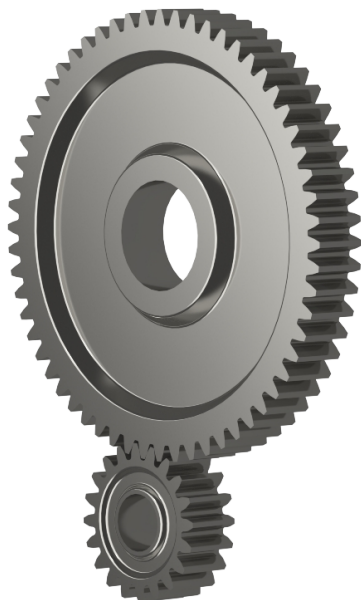
Obě ozubení se mohou nacházet na vnější straně válce, pak se jedná o vnější, neboli čelní soukolí. V případě, že se jedno ozubení nachází na vnější straně a druhé na vnitřní straně jedná se o vnitřní soukolí.

Ozubení válcových kol můžeme dělit podle vzájemné polohy podélné osy zubů a osy ozubeného kola.

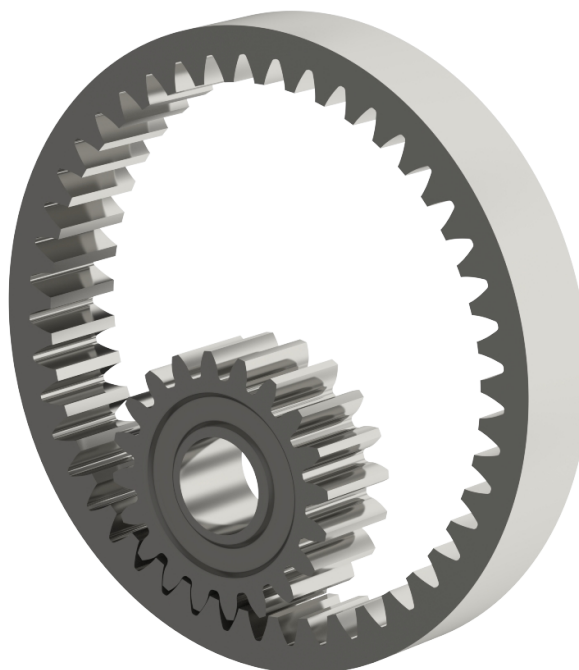
## 2.3.5 Ozubení s přímými zuby

V tomto případě je podélná osa zubů rovnoběžná s osou ozubeného kola (Obrázek 3, Obrázek 4). Nejdůležitějšími parametry ozubení s přímými zuby je úhel záběru  $\alpha$  [°], což je úhel, který svírá tečna valivé kružnice ve valivém bodě a normála evolventy ve stejném bodě. Dalším parametrem je modul  $m$  [mm], nazývaný také jako součinitel velikosti ozubení. K vytvoření ozubení s přímými zuby již potřebujeme znát jen počet zubů  $z$ . Další potřebné údaje lze dopočítat z těchto parametrů.





Obrázek 3: Přímé vnější ozubení



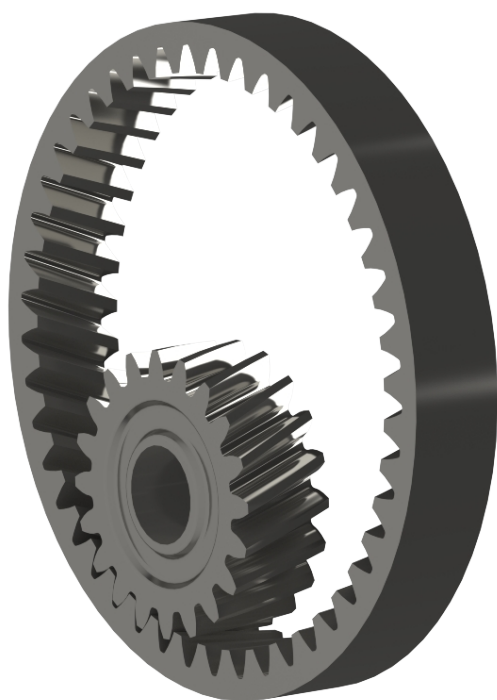
Obrázek 4: Přímé vnitřní ozubení

Při návrhu převodu je často potřeba pozměnit osovou vzdálenost soukolí z důvodu návrhu a výroby skříně, nebo kvůli požadavkům na zástavbový prostor. Pro úpravu osové vzdálenosti se využívá korekce osové vzdálenosti. Korekci využíváme i v případě rizika podřezání paty zubu, nebo k zamezení špičatosti zubu.

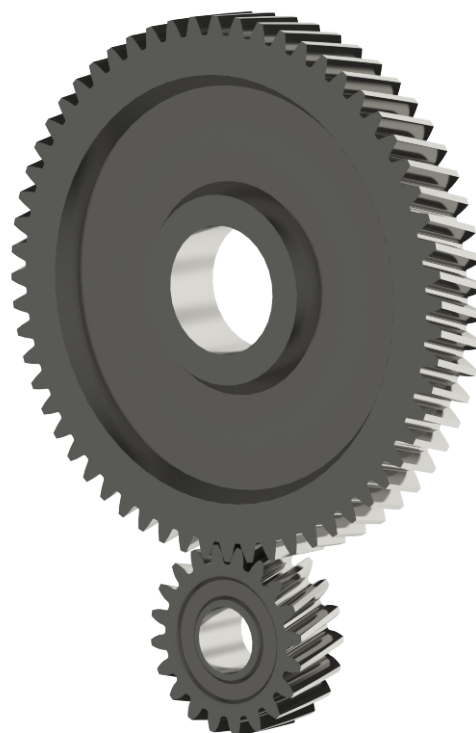
Výhodou přímého ozubení je jednoduchá výroba. Z geometrie ovšem vyplývají i nevýhody přímého ozubení. Při provozu vznikají rázy, tedy i hluk, z toho důvodu, že dvojice zubů vstupuje do záběru během velmi krátkého časového intervalu. Tyto rázy následně negativně ovlivňují životnost celé sestavy převodového mechanismu.

### 2.3.6 Ozubení s šikmými zuby

Ozubení s šikmými zuby je charakterizováno tím, že podélná osa zubů je oproti ose ozubeného kola pootočená s svírají mezi sebou úhel sklonu zubu  $\beta$  [°] (Obrázek 5, Obrázek 6). Z toho vyplývá, že zuby šikmého ozubení tvoří šroubovici s velkým stoupáním, proto jej lze nazývat také šroubovým ozubením.



Obrázek 5: Šikmé vnitřní ozubení



Obrázek 6: Šikmé vnější ozubení

Základními parametry pro návrh ozubení se šikmými zuby je opět úhel záběru  $\alpha$  [°], modul  $m$  [mm], počet zubů  $z$  a úhel sklonu zubů  $\beta$  [°] (v případě přímých zubů je tento úhel nulový).

Toto ozubení je možné korigovat stejným způsobem, jako přímé ozubení.

Nevýhodou šikmého ozubení je složitější výroba, než v případě přímého ozubení a vznik axiálních sil, které je potřeba zachytit a tím rostou požadavky na uložení hřídelí. Výhodou tohoto ozubení je klidný chod bez vzniku velkých rázů, což je způsobeno postupným vstupem a výstupem dvojice ozubených kol do záběru. Vznik axiálních sil při použití šikmého ozubení lze eliminovat volbou tzv. šípového ozubení, kde ovšem roste náročnost výroby.

### 2.3.7 Návrh ozubených kol

Pro návrh ozubených kol je potřeba nejprve zjistit požadované parametry. Většinou je známa požadovaná výstupní rychlost a síla, nebo moment. Pomocí těchto hodnot lze jednoduše dopočítat potřebný výkon motoru. Následně podle výkonu zvolíme motor a v technické specifikaci získáme informaci o výstupních otáčkách tohoto motoru.

Při znalosti výstupních a vstupních otáček získáme jejich poměrem celkový převodový poměr převodového mechanismu. Celkový převodový poměr následně rozdělíme na dílčí převodové poměry. Součin těchto poměrů by se měl blížit celkovému převodovému poměru. V případě čelní převodovky by dílčí převodové poměry měly být menší, než 4,5.

Následně jsou navrhovány postupně všechny stupně převodovky. Podle převodových poměrů jsou zvoleny počty zubů kol, moduly a další parametry. Všechny tyto parametry je nutno zkontrolovat, zda ozubení vyhovují pevnostně s dostatečnými bezpečnostmi.

Všechny zmíněné výpočty lze provádět „ručně“, nebo s pomocí matematických softwarů, ale je možno využít i specializovaných softwarů pro návrh a výpočet převodových mechanismů. Velmi rozšířený je program KISSsys, který nabízí i nástroj pro volbu optimálního počtu zubů a modulu v kombinaci s korekcí na osovou vzdálenost. Tím je celý návrh převodového mechanismu výrazně jednodušší. Následně lze provést všechny potřebné kontrolní výpočty. Geometrii vytvořenou v tomto programu je možno exportovat do formátu stp, což urychlí následnou tvorbu výkresů.

### 2.3.8 Výroba ozubených kol

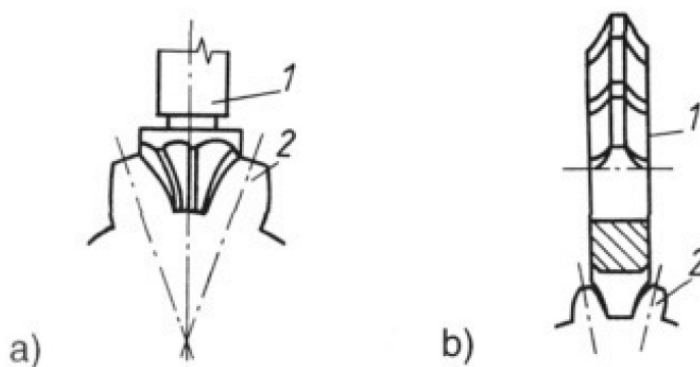
Technologie výroby ozubených kol se liší podle typu ozubení, velikosti kol, nebo dle požadavků na pevnost, či odolnost materiálu proti vlivům prostředí.

Hodinářská ozubená kola se lisují z plechu, plastová ozubená kola mohou být vyráběna vstřikováním, nebo 3D tiskem. V případě kovových ozubených kol je také možno použít nekonvenčních metod, jako je 3D tisk kovů, nebo prášková metalurgie. Pro průmyslové využití se pro výrobu používají většinou tradiční technologie, tedy obrábění.

#### 2.3.8.1 Frézování dělicím způsobem

Používá se kotoučová tvarová fréza, nebo tvarová stopková fréza (Obrázek 7).

Fréza má tvar zubové mezery, postupně se tedy kolo otáčí a frézují se jednotlivě všechny zuby. Stopková fréza se používá pro výrobu šípového ozubení. Pro výrobu šikmého ozubení je potřeba stůl natočit o potřebný úhel. [4]

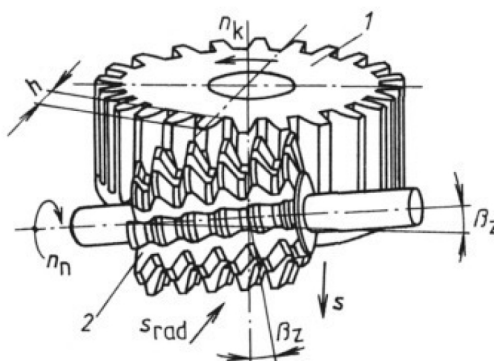


Obrázek 7: a) Frézování stopkovou frézou, b) Frézování kotoučovou frézou [4]

Dělicím způsobem se nedosahuje velkých přesností, protože používané frézy se vyrábějí pro určitý rozsah počtu zubů pro dané moduly, proto kvůli nástrojům vznikají nepřesnosti. [4]

### 2.3.8.2 Frézování odvalovacím způsobem

Dalším způsobem výroby ozubení za využití frézování je odvalování fréz šnekového tvaru. Drážky na fríze při odvalování po obráběném kole vytváří jednotlivé zubové mezery (Obrázek 8).



Obrázek 8: Frézování odvalovacím způsobem [4]

### 2.3.8.3 Obrázení dělicím způsobem

Obrázení dělicím způsobem se používá především pro výrobu vnitřního ozubení. Obráží se postupně jednotlivé zubové mezery nástrojem, který má tvar těchto mezer. Tento způsob není příliš přesný ze stejného důvodu, jako frézování dělicím způsobem. [4]

### 2.3.8.4 Obrázení odvalovacím způsobem

Tento způsob je velmi rozšířený z toho důvodu, že dosahuje poměrně vysokých přesností a je velmi produktivní. Nevýhodou ovšem je použití speciálního obrážecího stroje. Používané nástroje bývají kotoučové obrážecí nože, nebo hřebenové obrážecí stroje. [4]

### 2.3.8.5 Protahování

V hromadné výrobě především vnitřního ozubení se využívá technologie protahování. Výroba nástroje je poměrně nákladná, proto se tento způsob vyplatí pouze při výrobě velkého počtu kusů. Tuto technologii lze využít i pro výrobu vnějšího ozubení, v tom případě má ale nástroj nůž tvaru jedné zubové mezery a jednotlivé zuby se vyrábí postupně. [4]

## 2.3.9 Materiály

### 2.3.9.1 Ocel

Pro málo zatěžovaná ozubená kola lze použít uhlíkové oceli třídy 11, nebo 12.

Při požadavku na přenos větších momentů je nutné zvolit materiály o vyšší pevnosti. Z toho důvodu bývají ozubená kola tepelně zpracována. Používají se oceli třídy 15 a 16, které jsou velmi často cementovány, případně i povrchově kaleny. Tím lze dosáhnout vysoké tvrdosti povrchu při zachované houževnatosti jádra. Takto zpracovaná ozubená kola mají vysokou životnost a i při tvrdším chodu (vzniku vibrací).

### 2.3.9.2 Šedá litina

Šedou litinu lze jako konstrukční materiál zvolit pouze pro málo zatížená soukolí. Výhodou je dobrá slévateľnost.

### 2.3.9.3 Mosaz, bronz a hliníkové slitiny

Tyto materiály lze najít především v přístrojové technice.

### 2.3.9.4 Plasty

Vlastností polymerních materiálů lze využít pro přenos nízkých zatížení například v drobných elektrických spotřebičích. V posledních letech při dostupnosti 3D tiskáren může být toto řešení velmi výhodné především pro domácí použití, či výrobu prototypů.

## 2.4 Provoz a údržba

Vzájemným pohybem součástí v převodových mechanismech vzniká tření. Aby nedocházelo k velkému opotřebení a vzniku vysokých teplot, je potřeba tyto mechanismy mazat. Pro ozubené převody lze použít více způsobů mazání.

Pro nižší provozní rychlosti (do  $20 \text{ ms}^{-1}$ ) lze použít plastická maziva.

Další technikou je rozstřikovací mazání. V tomto případě je ve skříní převodovky mazací olej. Důležitým parametrem je výška hladiny oleje. Většinou se ozubené kolo s největším průměrem brodí v oleji a ten pak rozstříkuje i na ostatní ozubení.

Pro převodové mechanismy s vysokými obvodovými rychlostmi je výhodné použít oběhové mazání. Olej je dopravován do záběru soukolí pomocí čerpadla a trysky. Ze spodní části skříně je pak odváděn a přes filtr a čerpadlo putuje opět do trysky a do záběru. Výhodou tohoto způsobu mazání je možnost přidat na potrubí i chlazení oleje a tím zvýšit účinnost chlazení mechanismu.

## 2.5 Poruchy převodových mechanismů

Pro návrh jakéhokoliv zařízení je potřeba znát rizika, která mohou ovlivnit provozuschopnost. Při znalosti těchto rizik a jejich příčin je možno jim předcházet, nebo alespoň předpovědět, kdy může porucha nastat a předepsat plánovanou údržbu. Poruchy ozubených převodovek jsou většinou způsobeny poruchami ozubení.

### 2.5.1 Poruchy ozubení

K poruše ozubení dochází z různých příčin, těmi mohou být chyby při montáži, nebo při údržbě, nedovolené zatížení mechanismu, chyby v konstrukci, ve výrobě, nebo nevhodná volba materiálu.

Neopravitelnou poruchou ozubení je ulomení zubu. Dále může dojít k opotřebení povrchu otěrem, nebo k vytvoření tzv. pittingů, což je důlková koroze povrchu zubu.

### 2.5.2 Opravy

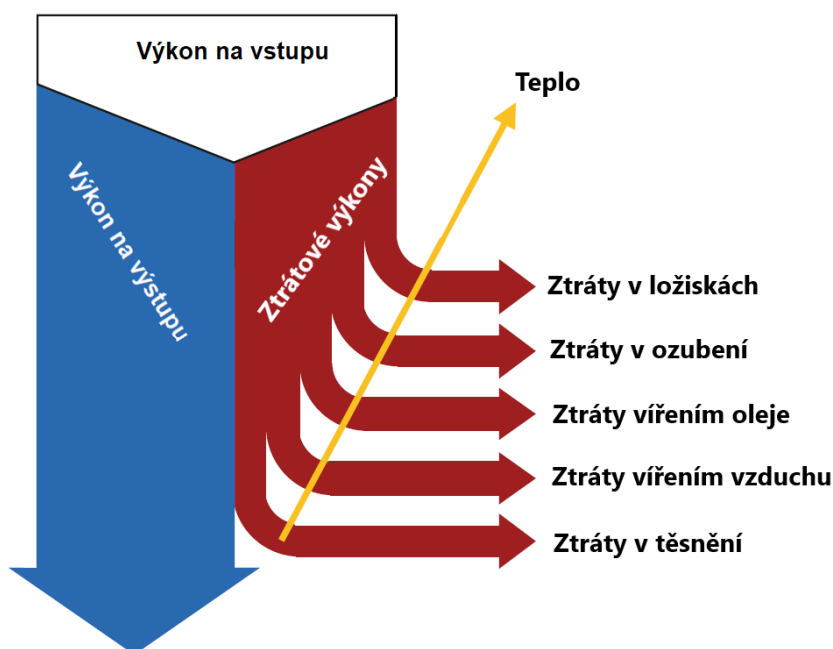
Povrchové poškození ozubení lze opravit přebroušením, ale pouze do hloubky 0,1 mm. Hlubší poškození, nebo ulomení zubu opravit nelze a je nutno poškozená kola vyměnit.

## 2.6 Účinnost převodovky

Účinnost převodového mechanismu je poměr výstupního a vstupního výkonu. Aby bylo možné co nejefektivněji využít dodanou energii, je potřeba účinnost zvýšit, což znamená snížit ztrátový výkon.

## 3 Analýza ztrátových výkonů v převodovce

Při provozu jakéhokoliv mechanismu vznikají ztráty. V případě převodových mechanismů se jedná především o ztráty třením. Tření vzniká v samotném soukolí, v ložiskách, ale i v lubrikační kapalině (oleji). Dále dochází ke ztrátám v kontaktním těsnění a u rychloběžných převodovek k aerodynamickým ztrátám kvůli víření vzduchu. Na výstupu z převodovky lze naměřit výkon, který je menší, než výkon motoru na vstupu do převodovky. Energie ztrátového výkonu se přeměňuje v teplo. Tento proces je znázorněn na obrázku 9.



Obrázek 9: Ztrátové výkony v převodovce

Ztráty lze dělit na ty, které jsou závislé na zatížení a na ty, ke kterým dochází bez zatížení, pouze z důvodu pohybu mechanismu. V ozubení dochází ke ztrátám závislým i nezávislým na zatížení. Ty nezávislé jsou způsobeny pohybem a odporem maziva v soukolí. Na zatížení je závislý odpor valení. Při zatížení se povrch styčných ploch více deformuje a tím se zvětšuje rameno valivého odporu (Obrázek 10), což způsobuje zvýšení ztrátového výkonu. To samé lze pozorovat u ložisek, kde při zatížení dochází k větší deformaci valivých elementů a zvýšení odporu valení. Nezávislé ztráty v ložiskách jsou opět způsobeny mazivem, ale také třením pouzder o vnitřní a vnější kroužek (pokud jsou ložiska vybavena pouzdry). V případě těsnění, víření maziva a vzduchu jsou ztrátové výkony nezávislé na velikosti zatížení.



Tato ztrátová energie se přeměňuje v teplo, proto je potřeba některé rychloběžné převodovky chladit. Vznik tepla při tření lze využít pro diagnostiku technického stavu. Měřením teploty například na ložiskách lze určit potřebu výměny.

Ztráty třením velice úzce souvisejí i s opotřebením. Vlivem tření dochází ke ztrátě energie, vlivem opotřebením ke ztrátě materiálu. Minimalizace tření je tedy žádoucí i pro dodržení potřebné životnosti mechanismu. Velmi důležité jsou vlastnosti povrchu ozubení. Z toho důvodu jsou kladeny poměrně vysoké požadavky na drsnost, geometrii a tvrdost ozubení. Vlastnosti povrchu jsou klíčové i pro životnost ložisek, která jsou mimo jiné volena i na základě předepsaných tolerančních polí.

Obor, který se zabývá problematikou tření a opotřebením se nazývá tribologie. Vzájemný pohyb může být kluzný, valivý, rotační, kmitavý nebo nárazový, přičemž tyto pohyby se mohou kombinovat.

Rozlišují se dva základní druhy tření, vnitřní a vnější. Vnitřní probíhá uvnitř materiálu a vnější na rozhraní fází. Dále jej lze dělit na suché, které vzniká při styku dvou tuhých povrchů a tekutinové, ke kterému dochází při interakci pevného povrchu s kapalinou.

K výraznému snížení tření a opotřebením dochází při použití mazání. Mazivo kromě své hlavní funkce slouží i k odvodu tepla, pomáhá k utěsnění soustavy, odvádí částice materiálu a chrání před korozi materiálu. Podle schopnosti plnit tyto funkce lze maziva rozdělit do několika skupin.

Jak již bylo zmíněno, kapalinové tření vzniká při interakci pevného tělesa a kapaliny, tedy i v případě mazaného mechanismu. Ovšem v tomto případě hraje významnou roli vzájemná rychlost. Při nízkých rychlostech je mazací vrstva velmi tenká a tření se zvětšuje, tento jev se nazývá hraniční, či mezní tření. Ovšem při vyšších rychlostech je mazací vrstva silnější a tření se snižuje. V záběru ozubených kol dochází ke kombinaci kapalinového a mezního tření.

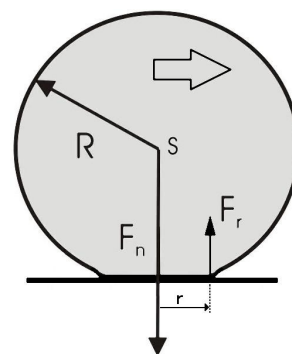
Dle vzájemného pohybu lze také rozlišovat statické a kinetické tření. Statické tření nastává v případě, kdy jsou tělesa vzájemně v klidu. Kinetické tření nastává v případě, kdy je vzájemná rychlost těles nenulová, jsou tedy v pohybu.

Tření lze dělit i podle povahy vzájemného pohybu na smykové a valivé.

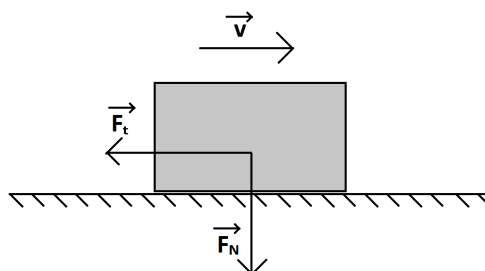
Pro smykové tření platí:

$$F_T = \mu_{sm} \cdot F_N \quad (5)$$

kde  $F_T$  [N] je třecí síla,  $\mu_{sm}$  je součinitel smykového tření,  $F_N$  [N] je normálová síla. Tyto síly jsou znázorněny na obrázku 11.



Obrázek 10: Rameno valivého odporu



Obrázek 11: Smykové tření

Valivé tření je popsáno vztahem:

$$M_T = F_T \cdot r = \mu_v \cdot F_N \quad (6)$$

kde  $M_T$  [Nm] je třecí moment,  $\mu_v$  [m] je součinitel valivého tření,  $r$  [m] je poloměr zakřivení tělesa.

Pro stejné materiály je součinitel valivého tření ( $\mu_v = 0,001 - 0,01$  [m]) výrazně nižší, než součinitel smykového tření ( $\mu_{sm} = 0,2 - 0,8$ ), proto je pro zvýšení účinnosti využíváno valivých elementů.

Tuhá tělesa, která se vůči sobě pohybují a vyskytuje se mezi nimi tření lze nazývat jako tuhé třecí prvky. V průmyslové praxi to bývají nejčastěji kovy a polymery, dnes stále častěji i kompozity. Třením se mění fyzikální i chemické vlastnosti třecích prvků. Protože často bývá v interakci více materiálů, je potřeba zohledňovat i to, jakým způsobem na sebe vzájemně působí. Při nevhodné volbě materiálů třecích prvků a maziva může dojít k degradaci materiálů a ke změnám mechanických vlastností. Podobné důsledky může mít i příliš velké zvýšení teploty. V případě ocelových částí může dojít k rekrytalizaci a výrazně klesá tvrdost povrchu, tedy i oteruvzdornost. Při použití polymerů může za zvýšení teploty docházet k výrazným plastickým deformacím. Z toho důvodu je nutné přebytečné teplo odvádět. Je tedy výhodné volit materiály s dobrou tepelnou vodivostí, případně umožnit odvod tepla pomocí maziva. [5]

### 3.1 Maziva

Funkcí maziv je zabránit přímému styku třecích ploch a tím snížit tření mezi těmito plochami. Podle skupenství se dělí na maziva kapalná, plynná a tuhá. Podle chemického složení pak na uhlovodíková a neuhlovodíková. Dříve se používala přírodní maziva, tedy různé oleje. Přírodní oleje ovšem nemají příliš dlouhou životnost, protože vystavením vysokým teplotám a mechanickému zatížení dochází k degradaci a ke změnám vlastností. Z toho důvodu se dnes většinou pro lubrikaci mechanismů používají syntetická maziva, která jsou odolnější při vystavení vysokým teplotám a tím se prodlužuje jejich životnost.

Dalším hlediskem pro rozdělení maziv je tzv. reologické hledisko. Podle něj dělíme maziva na newtonovská a nnewtonovská. Mezi newtonovské patří voda a většina syntetických olejů. Nnewtonovské jsou roztoky polymerů a plastická maziva. Volba typu maziva závisí především na režimu mazání. Rozlišujeme hydrostatický režim (mazivo je pod tlakem vedeno mezi třecí plochy) a hydrodynamický (mazací film vzniká mezi třecími plochami až při dosažení určité rychlosti mezi

těmito plochami). Plastická maziva tedy není možno použít pro hydrostatický režim mazání, ale jsou vhodná pro suché tření. [5]

## 3.2 Režimy tření a mazání

Podle prostoru mezi třecími plochami se rozlišuje suché tření (tyto plochy jsou přímo ve styku), mezní tření (mezi plochami je minimální vrstva maziva), smíšené tření (vrstva maziva má tloušťku přibližně jako profil drsnosti povrchu), tekutinové tření (vrstva tekutiny je silnější, než profil drsnosti). Ve všech oblastech závisí součinitel tření na velikosti zatížení, kvalitě povrchu, rychlosti smyku, mazivu a na prostředí.

### 3.2.1 Suché tření

V Suchém tření se projevují aspekty deformační (na základě mechanického působení součástí) a adhezní (na základě chemických interakcí). Na třecí sílu mají vliv vlastnosti povrchů, chemické složení, nečistoty a chemická reaktivita.

Třecí síla lze popsat Kragelského vztahem:

$$F_T = \sum F_1 + \sum F_2 + \sum F_3 + \sum F_4 + \sum F_5 \quad (7)$$

kde  $F_1$  se vztahuje k elastické deformaci,  $F_2$  k plastické,  $F_3$  k deformaci, kterou způsobuje rytí kovu v měkkém povrchu,  $F_4$  k trhání mikrosvarů,  $F_5$  k vytrhávání základního materiálu.

Při deformaci povrchů v oblasti spoje vzniká adheze a objevují se síly působící na vzdálenostech atomů, molekul, ale i několikrát větších. Vznikají tedy kovové, kovalentní, elektrostatické nebo vodíkové vazby.

Tato adheze lze změřit jako síla potřebná k odtržení. Je charakterizována adhezním koeficientem:

$$a = \frac{F_A}{F_N} \quad (8)$$

Kde  $F_A$  [N] je axiální síla a  $F_N$  [N] je normálová síla.

Tento koeficient roste s poklesem tvrdosti, s poklesem modulu pružnosti, s poklesem tlaku a s růstem teploty. Adhezní koeficient závisí i na druhu kovu a na jeho krystalické mřížce, přičemž je nižší u nepodobných kovů a kovů s hexagonální mřížkou.

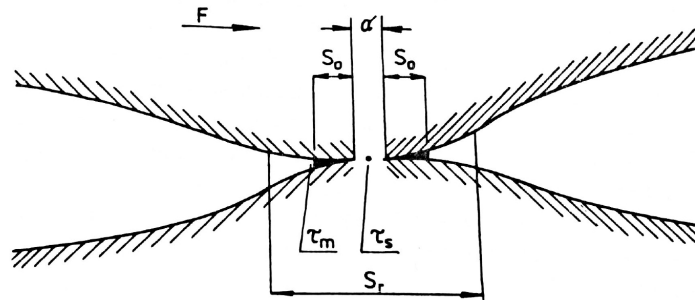
Součinitel tření je s pružnostními vlastnostmi ve vztahu:

$$\mu = 1,07 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt[3]{(\Phi_1 - \Phi_2)^2} \quad (9)$$
$$\Phi = \frac{3E + 4G}{G(3E + G)}$$

kde  $E$  [MPa] je modul pružnosti v tahu,  $G$  [MPa] je modul pružnosti ve smyku. [5]

### 3.2.2 Mezní tření a mazání

K meznímu tření dochází, pokud je mezi třecími plochami velmi tenká vrstva maziva, neboli film. V technické praxi může dojít k meznímu mazání i v případě, kdy je olej přiváděn ke třecím plochám, ale kvůli jejich geometrii, nízké rychlosti a vzniku vysokých tlaků, není mazací vrstva dostatečně silná.



Obrázek 12: Schema poměrů při mezním tření [5]

Součinitel tření vyplývá ze schématu na obrázku 12, kde  $\alpha$  je místo styku dvou povrchů,  $S_o$  [m<sup>2</sup>] je plocha mezního filmu,  $\tau_m$  [Pa] je smykové napětí mezního filmu a  $\tau_s$  [Pa] je smykové napětí styku dvou povrchů. Pak třecí síla  $F_T$  [N] v oblasti skutečného styku povrchů  $S_r$  je definována:

$$F_T = \alpha S_r \tau_s + (1 - \alpha) S_r \tau_m = S_r [\alpha \tau_s + (1 - \alpha) \tau_m] \quad (10)$$

$$F_N = S_r P_m \doteq S_r \sigma_e \quad (11)$$

$P_m$  [Pa] je tlak na skutečnou třecí plochu.

Na základě vztahů 10 a 11 platí pro smykový součinitel tření:

$$\mu_{sm} = \frac{F_T}{F_N} = \frac{\alpha \tau_s + (1 - \alpha) \tau_m}{P_m} \doteq \frac{\alpha \tau_s + (1 - \alpha) \tau_m}{3 \sigma_e} \quad (12)$$

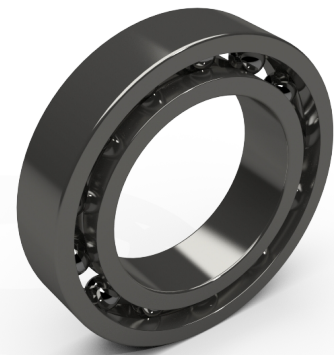
## 3.3 Ložiska

Valivá ložiska jsou součásti, které umožňují vzájemnou rotaci dvou různých částí s využitím valivých elementů. Zároveň přenášejí zatížení, podpírají a vedou rotující části.

Základní součásti valivých ložisek jsou vnitřní kroužek, vnější kroužek, valivá tělesa a klec.

### 3.3.1 Typy ložisek

Valivá ložiska rozdělujeme do dvou hlavních skupin podle styku valivých elementů s oběžnou dráhou. V případě kuličkových ložisek se jedná o bodový styk a v případě podlouhlých valivých elementů dochází k čárovému styku.

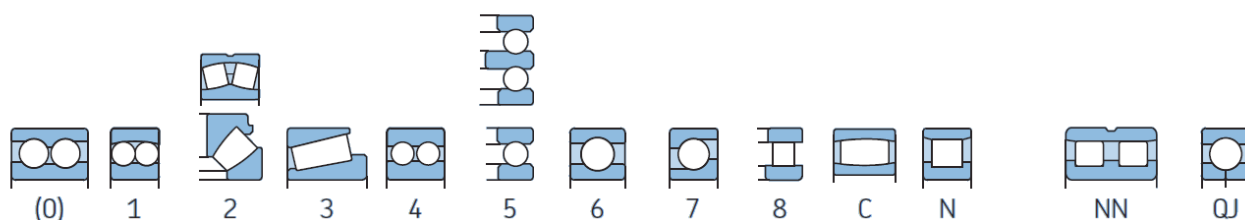


Obrázek 13: Kuličkové ložisko

Kuličková ložiska mají díky bodovému styku jen velmi malé valivé tření a dokáží tedy pracovat při vysokých otáčkách, aniž by dosahovaly vysoké hlučnosti. Ovšem z bodového styku vyplývá také jejich nízká únosnost. Při vysokých zatíženích je tedy potřeba volit ložiska s čárovým stykem.

Důvodem pro použití valivých ložisek namísto kluzných je, že při valení jsou ztrátové výkony výrazně nižší, než při posuvném pohybu.

Podle směru působící síly na ložisko lze rozlišovat ložiska radiální, axiální, nebo kombinace, tedy radiálně axiální. Radiální síla působí kolmo na hřídel, zatímco axiální síla působí rovnoběžně s hřídelí.



Obrázek 14: Typy valivých ložisek [6]

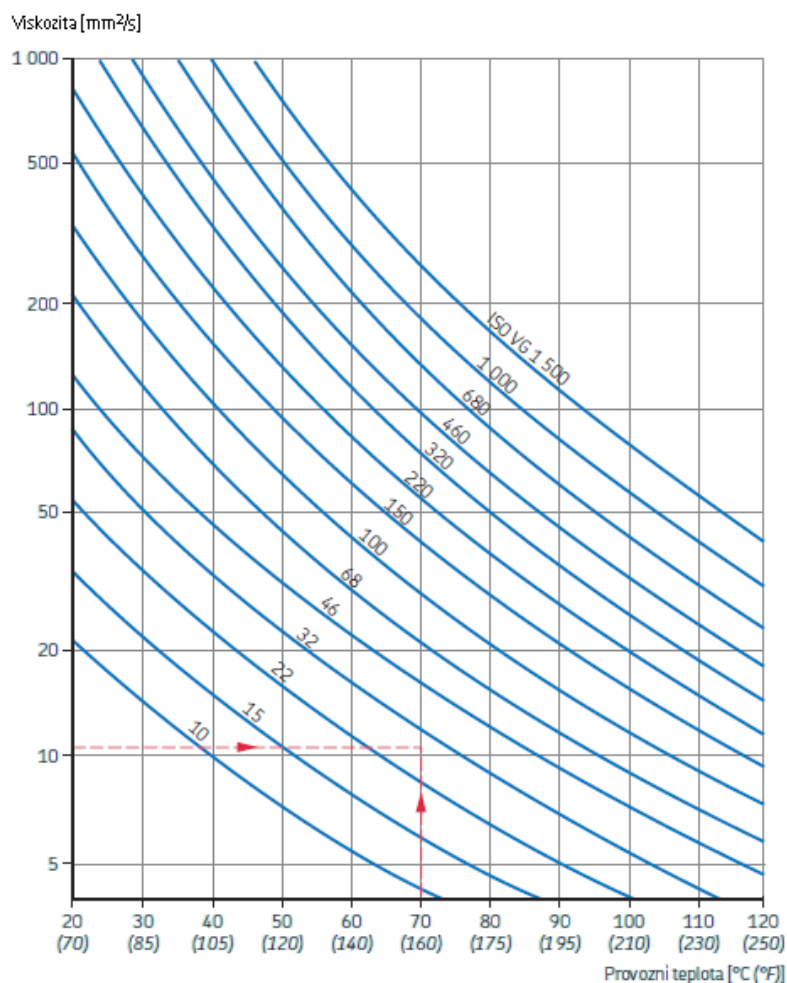
Na obrázku 14 jsou zobrazeny typy valivých ložisek. Zleva lze postupně rozeznat dvouřadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem, naklápěcí kuličkové, soudečkové axiální a radiální, kuželíkové, dvouřadé kuličkové, axiální kuličkové, jednořadé kuličkové, jednořadé kuličkové s kosoúhlým stykem, axiální válečkové, toroidní, válečkové, dvouřadé válečkové a čtyřbodové kuličkové ložisko. [6]

### 3.3.2 Mazání ložisek

Zásadní vlastnost mazacích olejů je jejich viskozita, tedy tření v kapalině. Pro ložiska se využívá hodnoty tzv. viskózního poměru.

$$\kappa = \frac{v}{v_1} \quad (13)$$

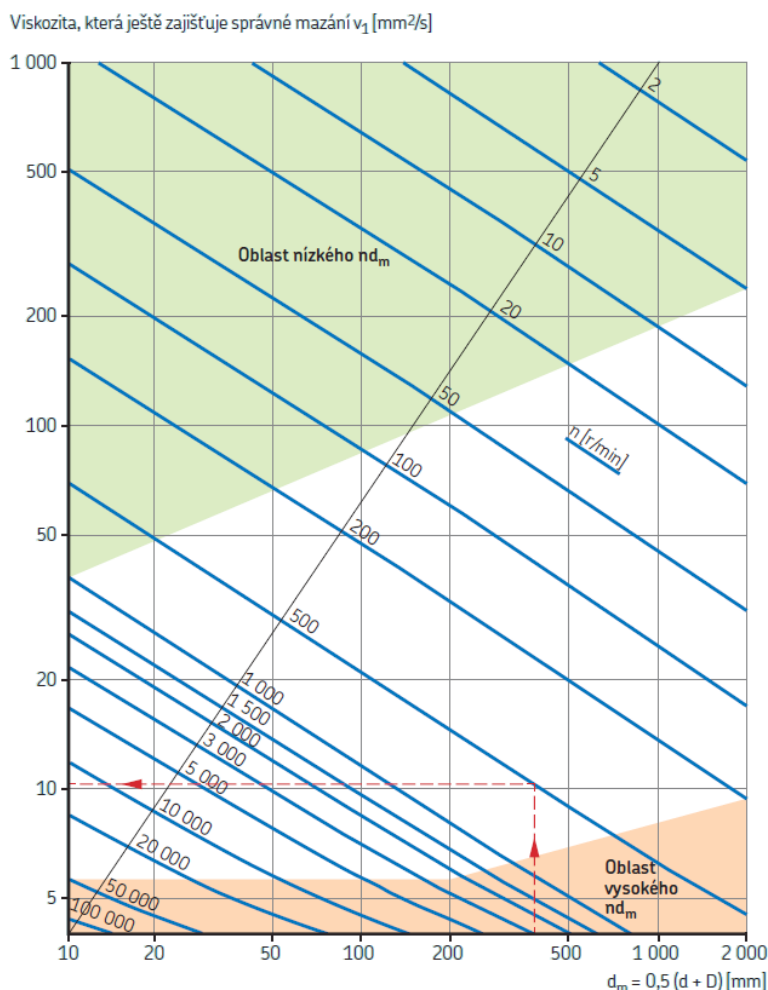
kde  $\kappa$  je viskózní poměr,  $v$  [mm<sup>2</sup>/s] je skutečná viskozita oleje a  $v_1$  [mm<sup>2</sup>/s] je viskozita, která ještě zajišťuje správné mazání, je funkcí středního průměru a otáček. [6]



Obrázek 15: Diagram závislosti viskozity na teplotě [6]

Skutečnou viskozitu maziva při provozní teplotě udává norma ISO. Označení např. ISO VG 150 znamená, že střední hodnota viskozity při teplotě 40°C je 150 mm<sup>2</sup>/s. Na obrázku 15 je diagram, který znázorňuje závislost viskozity na teplotě. [6]

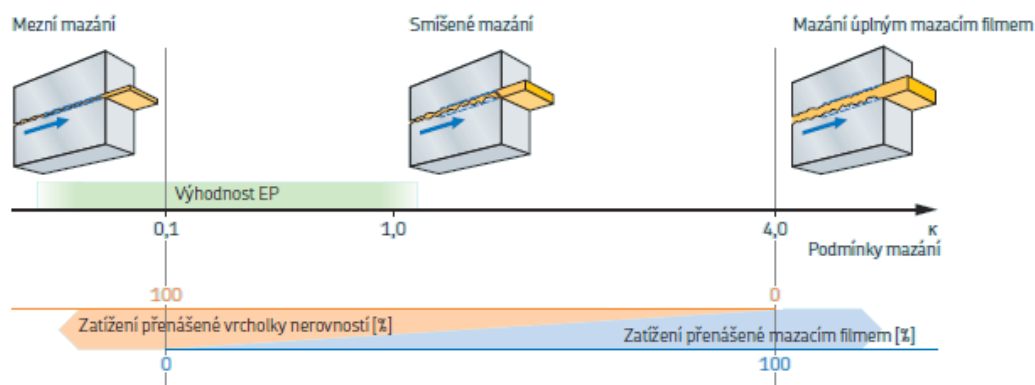




Obrázek 16: Viskozita, která ještě zajišťuje správné mazání dle otáček a průměru ložiska [6]

Podle diagramu na obrázku 16 lze zjistit viskozitu, která ještě zajišťuje správné mazání. Určujícími veličinami jsou: střední průměr ložiska  $d_m = 0,5(d+D)$  [mm] a otáčky ložiska  $n$  [ot/min].

Hodnota viskózního poměru poukazuje na kvalitu mazání ložisek. Čím je tato hodnota vyšší, tím jsou mazací podmínky ložiska lepší a zvyšuje se trvanlivost. Při vysoké viskozitě ovšem dochází k většímu tření v mazivu a tím se zvyšují ztráty. Z toho důvodu viskózní poměr většinou nabývá hodnot od 1 do 4. Přenos valivého zatížení je realizován mazacím filmem při  $\kappa=4$ . [6]



Obrázek 17: Podmínky mazání [6]

Souvislost mezi kvalitou mazání a viskózním poměrem je zobrazena na obrázku 17. Při nízké hodnotě poměru je zatížení přenášeno vrcholky nerovností povrchů a dochází tedy k vysokému opotřebení.

### 3.3.3 Volba mezi olejem a plastickým mazivem

Pro ideální funkci a životnost ložiska v daných provozních podmínkách je důležitá volba vhodného maziva. Nejdříve je nutno rozhodnout, zda bude použito plastické mazivo, nebo olej. V případě volby plastického maziva je nutno určit domazávací interval a v případě mazání olejem pak přiváděné množství oleje. Dle otáček, průměru a provozní teploty je nutno stanovit ideální viskózní poměr, jak již bylo popsáno výše.

Pro výslednou volbu maziva je ovšem nutno na mechanismus nahlížet jako na celek. Pokud v jiných součástech mechanismu je nutné mazat olejem, nebo je nutno odvádět přebytečné teplo, standardně je použito mazání olejem i pro ložiska. Přesný typ oleje je pak kompromisem. Je totiž nutno zajistit optimální provoz a životnost všech součástí mechanismu. [6]

### 3.3.4 Způsoby mazání olejem

Mazání ložisek olejem probíhá několika způsoby.

Konstrukčně nejjednodušším způsobem je olejová lázeň. Hladina oleje v tomto případě dosahuje do poloviny výšky nejspodnějšího valivého elementu a rotací je pak rozveden do zbytku ložiska. U tohoto typu mazání lze také zajistit vlastní oběh, kde díky rotaci je olej k ložisku přiváděn tvarovým prvkem (tzv. mazací kroužek).

Dalším způsobem je oběh oleje. S použitím čerpadla lze zajistit cirkulaci oleje mechanismem, což umožňuje chlazení systému a použití olejového filtru pro odstranění nečistot.

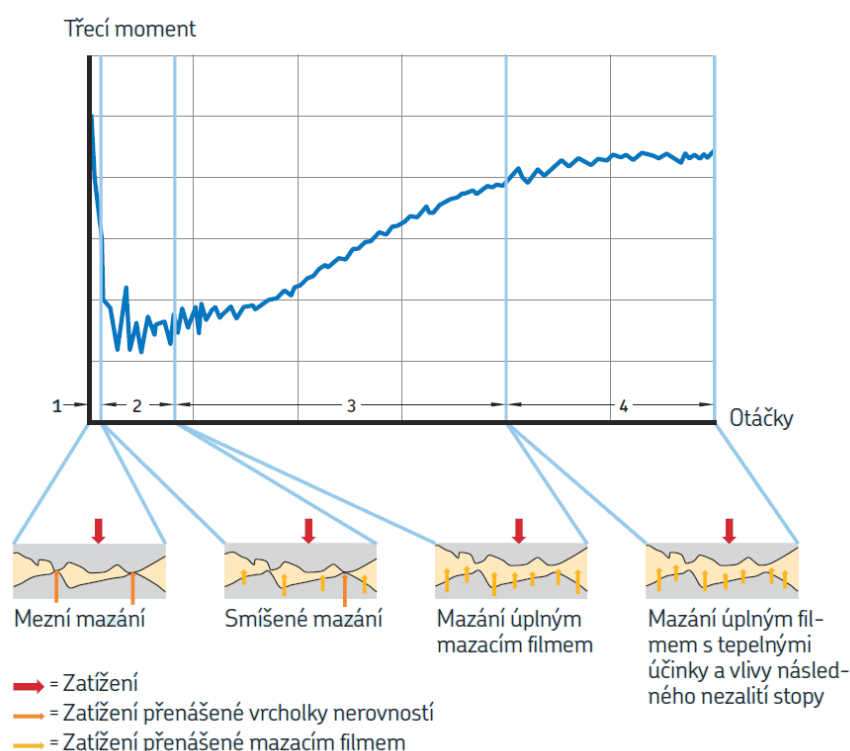
Vstřikování oleje je rozšíření systému oběhu oleje. Olej je pomocí trysek vstřikován mezi vnitřní a vnější kroužek ložiska tak, aby nedocházelo k tzv. hnětení oleje a tím k nárůstu ztrátového výkonu.

Při mazání olejovou mlhou je k ložisku dopravována směs drobných kapek oleje a vzduchu. Tento způsob mazání je vhodný především pro velmi vysoké rychlosti, protože systém je efektivně mazán při použití malého množství oleje a zároveň nedochází ke ztrátám vlivem víření v oleji.

Podstatnou výhodou tohoto způsobu mazání je také schopnost velmi dobře odvádět teplo. Protože k vytvoření olejové mlhy je potřeba stlačený vzduch, který je vháněn k ložiskům, je tento systém konstrukčně i energeticky náročný. [6]

### 3.4 Ztrátové výkony ložisek

Ztrátový výkon, nebo-li energie, která není využita z důvodu tření, se přeměňuje převážně na energii tepelnou. Pokud teplo není od ložiska odváděno, zvyšuje se jeho teplota. Teplota tedy může sloužit jako ukazatel pro analýzu ztrát v ložisku. [6]



Obrázek 18: Třecí moment ložiska v závislosti na otáčkách [6]

Tření v ložisku je závislé na rychlosti otáčení. To je způsobeno tribologickým jevem, kdy při velmi nízkých vzájemných rychlostech dochází k meznímu mazání a naopak při vysokých otáčkách k mazání olejovým filmem s tepelnými účinky. Tato závislost je popsána na obrázku 16. V oblasti 1, kde dochází k meznímu mazání je zatížení přenášené vrcholky nerovností, tření a opotřebení jsou tedy velmi vysoké. V oblasti 2 je zatížení přenášené částečně vrcholky nerovností a částečně olejovým filmem. Tření je v této oblasti nízké, protože počet vrcholků, které přenáší zatížení je nižší a zároveň nedochází k velkým ztrátám třením v kapalině, tedy k viskozitním ztrátám. V oblastech 3 a 4 je ložisko mazáno úplným olejovým filmem. S rychlostí otáčení ovšem rostou viskozitní ztráty. [6]

Třecí ztráty v ložisku jsou součet čtyřech různých fyzikálních zdrojů ztrát, dle následující rovnice:

$$M = M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag} \quad (14)$$

kde  $M$  [Nmm] je třecí (ztrátový) moment uvnitř ložiska,  $M_{rr}$  [Nmm] je třecí moment od valení,  $M_{sl}$  [Nmm] je třecí moment od smyku,  $M_{drag}$  [Nmm] je třecí moment od ztrát broděním,  $M_{seal}$  [Nmm] je třecí moment od pouzder ložisek. Při použití ložisek bez pouzder je  $M_{seal}$  nulové a  $M_{drag}$  bývá často velmi malé, a lze tedy zanedbat. [6]

Při znalosti třecího momentu ložiska lze ztrátový výkon ložiska spočítat za vztahu:

$$P_{loss} = 1,05 \cdot 10^{(-4)} \cdot M \cdot n \quad (15)$$

kde  $P_{loss}$  [W] je ztrátový výkon ložiska,  $M$  [Nmm] je celkový třecí moment a  $n$  [ot/min] jsou otáčky. [6]

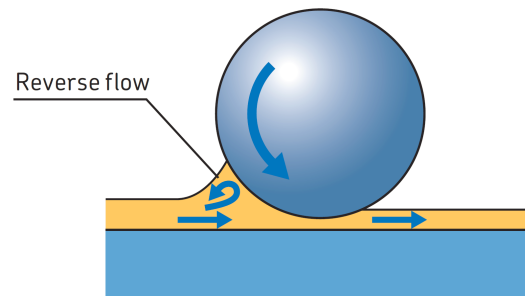
### 3.4.1 Třecí moment od valení

Třecí moment od valení lze vyjádřit vztahem:

$$M_{rr} = \phi_{ish} \cdot \phi_{rs} G_{rr} (n \cdot \nu)^{0,6} \quad (16)$$

kde  $\phi_{ish}$  [-] je koeficient ohřevu,  $\phi_{rs}$  [-] je koeficient kinematického doplňování,  $G_{rr}$  [-] je koeficient závisící na typu ložiska, jeho průměru a zatížení,  $n$  [ot/min] je rychlost v otáčkách a  $\nu$  [ $m^2/s$ ] je kinematická viskozita.

Pouze část celkového množství oleje přiváděného k ložisku je využita na vytvoření mazacího filmu, zbytek oleje klade odpor k pohybu částí. V tekutině dochází k víření, tedy vnitřnímu tření a vzniká teplo, tedy dochází ke zvyšování teploty, což způsobuje snížení viskozity. Při nízké viskozitě se snižuje i tloušťka mazacího filmu. Tento jev popisuje koeficient ohřevu, pro který platí následující vztah.



Obrázek 19: Koeficient ohřevu [6]

$$\phi_{ish} = \frac{1}{1 + 1,84 \cdot 10^{-9} (nd_m)^{1,28} \nu^{0,64}} \quad (17)$$

kde  $\phi_{ish}$  je koeficient ohřevu,  $n$  [ot/min] je počet otáček za minutu,  $d_m$  [mm] je střední průměr ložiska,  $\nu$  [ $mm^2/s$ ] je kinematická viskozita maziva.

Při valení elementů ložiska dochází k vytlačení maziva ze styčných ploch. Pokud je rychlost rotace a viskozita příliš vysoká, mazivo nestihne opět zaplnit styčné plochy. Tento jev se označuje jako tzv. kinematický hladovějící efekt. Kinematické hladovění způsobuje snížení tloušťky mazacího filmu.

Koeficient kinematického hladovění je vyjádřen vztahem:

$$\phi_{rs} = \frac{1}{e^{K_{rs} \nu n (d+D) \sqrt{\frac{K_z}{2(D-d)}}}} \quad (18)$$

kde  $\phi_{rs}$  je koeficient kinematického hladovění,  $K_{rs}$  je konstanta hladovění (pro nízkou hladinu olejové lázně a vstřikování oleje =  $3 \times 10^{-8}$ , pro plastická maziva a olejovou mlhu =  $6 \times 10^{-8}$ ),  $K_z$  je konstanta vyjadřující typ ložiska,  $\nu$  [ $\text{mm}^2/\text{s}$ ] je kinematická viskozita maziva,  $n$  [ot/min] je počet otáček za minutu,  $d$  [mm] je vnitřní průměr ložiska,  $D$  [mm] je vnější průměr ložiska.

### 3.4.2 Třecí moment od smyku

Třecí moment od smyku je vyjádřen vztahem:

$$M_{sl} = G_{sl} \cdot \mu_{sl} \quad (19)$$

kde  $M_{sl}$  [Nmm] je třecí moment od smyku,  $G_{sl}$  je proměnná závisující na typu ložiska, středním průměru, radiální a axiální síle působící na ložisko,  $\mu_{sl}$  je koeficient smykového tření.

Pro zohlednění mazacích podmínek je koeficient smykového tření definován vztahem:

$$\mu_{sl} = \phi_{bl} \cdot \mu_{bl} + (1 - \phi_{bl}) \mu_{EHL} \quad (20)$$

kde  $\mu_{sl}$  je koeficient smykového tření,  $\phi_{bl}$  je faktor určující podmínky pro smykové tření,  $\mu_{bl}$  je konstanta závisující na rychlosti otáčení (pro nenulové otáčky je tato hodnota 0,12, pro výpočet tření při startu z nulových otáček je tato hodnota 0,15),  $\mu_{EHL}$  je smykový koeficient tření při mazání úplným olejovým filmem (pro válečková ložiska = 0,02, pro kuželíková ložiska = 0,002 a pro ostatní ložiska dle maziva: pro minerální oleje = 0,05, pro syntetické oleje 0,04, pro převodové oleje = 0,1).

Faktor určující podmínky pro smykové tření je definován vztahem:

$$\phi_{bl} = \frac{1}{e^{2,6 \cdot 10^{-8} \cdot (n \cdot \nu)^{1,4} \cdot d_m}} \quad (21)$$

kde  $n$  [ot/min] je počet otáček za minutu,  $\nu$  [ $\text{mm}^2/\text{s}$ ] je kinematická viskozita maziva,  $d_m$  [mm] je střední průměr ložiska.

### 3.4.3 Třecí moment od pouzder

Pokud je ložisko vybaveno pouzdry, je nutno zohlednit ztráty vzniklé třením pouzder a ostatních částí ložiska.

Pro ložisko s oběma pouzdry je třecí model pouzder popsán vztahem:

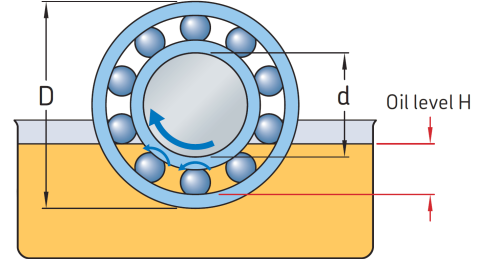
$$M_{seal} = K_{S1} \cdot d_s^\beta + K_{S2} \quad (22)$$

kde  $M_{seal}$  [Nmm] je třecí moment od pouzder,  $K_{S1}$  je konstanta závisující na typu pouzdra a typu a velikosti ložiska,  $d_s$  [mm] je průměr čelní plochy pouzdra,  $\beta$  je exponent závisující na typu pouzdra a typu ložiska,  $K_{S2}$  je konstanta závisující na typu pouzdra a typu a velikosti ložiska.

V případě, že ložisko má pouze jedno pouzdro, počítáme s polovičním třecím momentem.

### 3.4.4 Třecí moment od ztrát broděním

Ložiska mazaná broděním v oleji jsou částečně, nebo i plně ponořena v oleji. Vznikají tedy ztráty z důvodu tření v kapalině. Na velikosti ztrát hraje roli rychlost otáčení ložiska, viskozita oleje, hladina oleje, ale i velikost a geometrie olejové nádrže. Je potřeba zohlednit i víření kapaliny při mazání rozstříkem oleje od ozubených kol, či jiných mechanických součástí.



Pro kuličková ložiska je třecí moment od ztrát broděním popsán vztahem:

Obrázek 20: Mazání ložiska broděním v oleji [6]

$$M_{drag} = 0,4 \cdot V_M \cdot K_{ball} \cdot d_m^5 \cdot n^2 + 1,093 \cdot 10^{-7} \cdot n^2 \cdot d_m^3 \cdot \left( \frac{n \cdot d_m^2 \cdot f_t}{v} \right)^{-1,379} \cdot R_s \quad (23)$$

Pro válečková ložiska platí vztah:

$$M_{drag} = 4 \cdot V_M \cdot K_{roll} \cdot C_w \cdot B \cdot d_m^4 \cdot n^2 + 1,093 \cdot 10^{-7} \cdot n^2 \cdot d_m^3 \cdot \left( \frac{n \cdot d_m^2 \cdot f_t}{v} \right)^{-1,379} \cdot R_s \quad (24)$$

Pro konstanty valivých elementů platí:

$$K_{ball} = \frac{i_{rw} \cdot K_z \cdot (d+D)}{D-d} \cdot 10^{-12} \quad (25)$$

$$K_{roll} = \frac{K_L \cdot K_z \cdot (d+D)}{D-d} \cdot 10^{-12} \quad (26)$$

Proměnné pro výpočet výše uvedených hodnot lze určit ze vztahů:

$$C_w = 2,789 \cdot 10^{-10} \cdot l_D^3 - 2,786 \cdot 10^{-4} \cdot l_D^2 + 0,0195 \cdot l_D + 0,6439 \quad (27)$$

$$l_D = 5 \cdot \frac{K_L \cdot B}{d_m} \quad (28)$$

$$f_t = \begin{cases} \sin(0,5t), & \text{když } 0 \leq t \leq \pi \\ 1, & \text{když } \pi < t < 2\pi \end{cases} \quad (29)$$

$$R_s = 0,36 \cdot d_m^2 \cdot (t - \sin(t)) \cdot f_A \quad (30)$$

$$t = 2 \cdot \cos^{-1} \left( \frac{0,6 \cdot d_m - H}{0,6 \cdot d_m} \right) \quad (31)$$



$$f_A = 0,05 \cdot \frac{K_z \cdot (D+d)}{D-d} \quad (32)$$

kde  $M_{drag}$  [Nmm] je moment od ztrát broděním,  $V_M$  je koeficient ztrát vířením kapaliny,  $B$  [mm] je šířka ložiska,  $d_m$  [mm] je střední průměr ložiska,  $d$  [mm] je vnitřní průměr ložiska,  $D$  [mm] je vnější průměr ložiska,  $H$  [mm] je výška hladiny oleje,  $i_{rw}$  je počet řad kuliček,  $K_z$  je konstanta dle geometrie ložiska,  $K_L$  je konstanta dle geometrie pro válečková ložiska,  $n$  [ot/min] je počet otáček za minutu,  $\nu$  [mm<sup>2</sup>/s] je kinematická viskozita maziva.

Pro mazání ložisek vstřikováním oleje lze tento model použít a výsledek pro moment od ztrát broděním vynásobit dvěma. Pokud není známa hladina oleje, dosazuje se za hodnotu pro výšku hladiny oleje výška poloviny průměru nejspodnějšího valivého elementu.

Po sečtení dílčích ztrátových momentů lze získat celkový ztrátový moment daného ložiska v konkrétních provozních podmínkách. Pro výpočet lze použít nástroj výrobce SKF. U tohoto výrobce je možno také nalézt hodnoty koeficientů potřebných k výpočtu.

Na ztrátový výkon ložisek má kromě již zmíněných veličin vliv také kvalita povrchu jednotlivých dílů a dodržení tolerancí, především sousostí vnitřního a vnějšího kroužku ložiska. [6]

### 3.5 Ztrátové výkony v ozubení

Při přenosu výkonu ozubeným převodem lze ztrátový výkon vyjádřit pomocí Coulombova zákona:

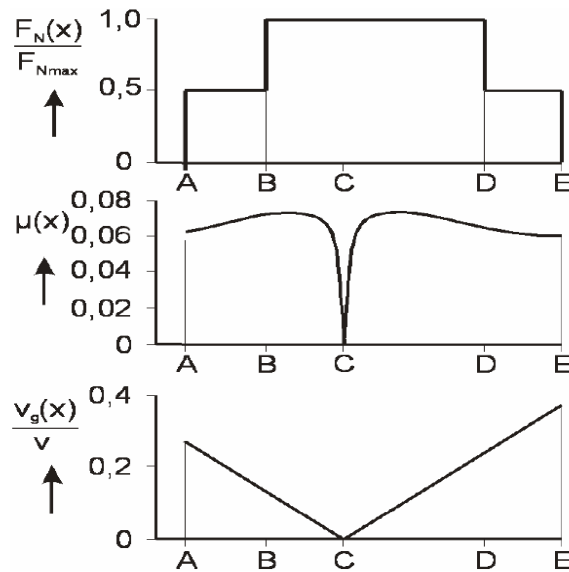
$$P_{VZP} = F_N(x) \cdot \mu(x) \cdot v_g(x) \quad (33)$$

kde  $P_{VZP}$  [kW] je ztrátový výkon v ozubení,  $F_N$  [kN] je normálová síla,  $\mu$  je koeficient smykového tření,  $v_g$  [m/s] je rychlost skluzu.

Po úpravě a dosazení do rovnice 33 získáme pro ztrátový výkon následující vztah:

$$P_{VZP} = F_{tmax} \cdot v \cdot \mu_{mz} \cdot \frac{1}{\cos(\alpha_{wt})} \cdot \frac{1}{p_{et}} \cdot \int_A^E \left[ \frac{F_N(x)}{F_{Nmax}} \cdot \frac{v_g(x)}{v} \right] dx \quad (34)$$

kde  $F_{tmax}$  [kN] je tečná síla,  $v$  [m/s] je obvodová rychlost v místě přenosu síly v ozubení,  $\mu$  je střední koeficient smykového tření,  $\alpha_{wt}$  [°] je úhel záběru,  $p_{et}$  [mm] je rozteč ozubení.



Obrázek 21: Zatížení, koeficient tření a smyková rychlost na trajektorii kontaktu ozubení [7]

Grafy na obrázku 21 znázorňují průběh veličin, na kterých závisí velikost ztrátového výkonu, během přenosu zatížení kontaktem ozubených kol. Tato data ukazují, že ke smyku v ozubení dochází především na začátku a na konci záběru, přibližně uprostřed záběru dochází k téměř ideálnímu odvalování a ztráty tedy budou minimální.

Ztrátový výkon lze vyjádřit také v závislosti na geometrii ozubení. Zavedením ztrátového koeficientu ozubení lze ztrátový výkon vyjádřit následujícím vztahem:

$$P_{VZP} = P_a \cdot \mu_{mz} \cdot H_v \quad (35)$$

kde  $P_a$  [kW] je výkon přiváděný do převodovky,  $\mu_{mz}$  je střední koeficient tření,  $H_v$  je ztrátový koeficient ozubení.

Pro ztrátový koeficient ozubení platí:

$$H_v = \frac{1}{\cos(\alpha_{wt})} \cdot \frac{1}{P_{et}} \cdot \int_A^E \left[ \frac{F_N(x)}{F_{Nmax}} \cdot \frac{v_g(x)}{v} \right] dx = \frac{\pi \cdot (i+1)}{z_1 \cdot i \cdot \cos(\beta_b)} \cdot (1 - \epsilon_\alpha + \epsilon_1^2 + \epsilon_2^2) \quad (36)$$

kde  $i$  je převodový poměr,  $z_1$  je počet zubů pastorku,  $\beta_b$  je úhel slonu zubů na základní kružnici,  $\epsilon_\alpha$  je součinitel trvání záběru,  $\epsilon_{1,2}$  je součinitel špičky zubu v záběru pro pastorek a kolo.

Pro snížení ztrátového výkonu je vhodné navrhovat větší šířku kol a větší úhel sklonu zubů k dosažení vyššího součinitele trvání záběru. Dále je vhodné redukovat oblast, kde dochází k výraznému prokluzu ozubení, čehož lze dosáhnout snížením modulu a tím zvýšením počtu zubů. Na obrázku 22 je zobrazená úprava geometrie ozubení pro snížení ztrátového výkonu. Vlevo je

pastorek a kolo se standardním ozubením a vpravo je pastorek a kolo se stejným převodovým poměrem, ale upravenou geometrií pro snížení ztrát.



Obrázek 22: Optimalizace geometrie ke snížení ztrát v ozubení [7]

Při této změně geometrie dochází ke vzniku axiální síly, což nepříznivě zatěžuje ložiska. Dále kvůli nutnosti dodržení přísnějších tolerančních polí rostou nároky na výrobu a také roste riziko poruchy z důvodu nepřesnosti při montáži. [7]

### 3.6 Ztrátové výkony vířením vzduchu

Při návrhu převodovky pro vysoké otáčky (více než 4000 otáček za minutu) je nutno brát v úvahu i ztráty vznikající vířením vzduchu.

Ztrátový výkon vířením vzduchu je definován vztahem:

$$P_{vent} = a \cdot n^b + c \quad (37)$$

kde  $P_{vent}$  [kW] je ztrátový výkon vířením vzduchu,  $a$ ,  $b$ ,  $c$  jsou konstanty závislé na modulu, šířce kola a počtu zubů,  $n$  [ot/min] jsou otáčky za minutu. [8]

Hodnoty těchto konstant jsou pro vybraná ozubená kola znázorněna v tabulce 1.

Tabulka 1: Konstanty  $a$ ,  $b$ ,  $c$  závislé na modulu, šířce kola a počtu zubů [8]

Modul [mm]	1,5	1,5	3	3	5
Šířka kola [mm]	14	14	24	24	24
Počet zubů [-]	64	102	30	53	30
$a$	$2,51 \cdot 10^{-11}$	$3,52 \cdot 10^{-11}$	$5,4 \cdot 10^{-11}$	$3,44 \cdot 10^{-11}$	$4,22 \cdot 10^{-11}$
$b$	2,99	2,99	2,99	2,99	3
$c$	5,1	14	7,55	-	16,6

### 3.7 Ztrátové výkony broděním kol v oleji

Ztráty, které vznikají broděním kol v oleji nejsou závislé na zatížení, ale na rychlosti otáčení ozubených kol převodovky. Velikost těchto ztrát lze ovlivnit především výškou hladiny oleje a volbou typu oleje, tedy na jeho viskozitě při provozní teplotě. Ztrátové výkony jsou ovlivněny také geometrií ozubení. Čím větší bude víření oleje, tím větší bude vnitřní tření v kapalině a zvýší se tím i ztráty broděním. Vzniklé víření se zvyšuje s modulem ozubení, tedy s velikostí zubů a s šířkou kol.

Víření oleje a vzniklé tření v kapalině lze jen velmi těžko stanovit pomocí výpočtů a tyto výsledky bývají často nepřesné. Z toho důvodu je snaha řešit tuto problematiku dvěma přístupy zároveň. Ztrátový výkon je stanoven analyticky pomocí dostupných výpočtových vztahů a následně jsou ztráty měřeny na fyzickém modelu převodovky. Ten bývá v praxi hojně využíván také pro analýzu mazací schopnosti oleje při broděním. Při návrhu nové převodovky například pro využití v automobilovém průmyslu je nejprve sestaven prototyp. Některé části skříně prototypu jsou nahrazeny plexisklem, aby bylo možné pozorovat pohyb oleje. Při nedostatečném mazání některých částí převodovky jsou ve skříně vytvořeny tvarové prvky, které zajistí optimální rozstřík oleje.

V případě analýzy ztrátových výkonů je měřen výkon převodovky na výstupu a se znalostí výkonu motoru lze určit celkový ztrátový výkon převodovky. Tento výkon je následně nutno rozdělit mezi jednotlivé elementy, které způsobují ztráty. Protože ztráty v ložiskách i ozubení lze poměrně přesně určit výpočtem, je možné získat přibližnou hodnotu ztrát broděním, případně vířením vzduchu. [8]

Analyticky lze ztrátový moment od brodění kol v oleji vyjádřit vztahem:

$$C_{churn} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \left( \frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 \cdot S_m \cdot R_p^3 \cdot C_m \quad (38)$$

kde  $C_{churn}$  [Nm] je ztrátový moment od brodění,  $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] je hustota oleje,  $n$  [ot/min] jsou otáčky za minutu,  $S_m$  [m<sup>2</sup>] je obsah povrchu kola ponořeného v oleji,  $R_p$  [m] je poloměr roztečné kružnice kola,  $C_m$  je koeficient ztrátového momentu brodění.

Ztrátový výkon pak lze dopočítat jednoduchým vztahem:

$$P_{churn} = C_{churn} \cdot \omega \quad (39)$$

kde  $P_{churn}$  [W] je ztrátový výkon od brodění,  $\omega$  [rad/s] je úhlová rychlost rotace.

Důležitým parametrem, který je potřeba definovat pro výpočet, je koeficient ztrátového momentu brodění, který lze určit z následující rovnice:

$$C_m = \left( \frac{h}{R_p} \right)^{0,45} \cdot \left( \frac{V_o}{D_p} \right) \cdot Fr^{-0,6} \cdot Re^{-0,21} \quad (40)$$

kde  $h$  [m] je hloubka ponoření kola v oleji,  $V_o$  [m<sup>3</sup>] je objem oleje ve skříně převodovky,  $D_p$  [m] je průměr roztečné kružnice kola,  $Fr$  je Froudeho číslo,  $Re$  je Reynoldsovo číslo. Rovnice 40 odpovídá výpočtu koeficientu pro převodovky s nižšími rychlostmi otáčení (do 4000 otáček za minutu).

Potřebná podobnostní čísla jsou definována následovně:

$$Fr = \frac{\omega^2 \cdot R_p}{g} ; Re = \frac{\omega \cdot R_p^2}{\nu} \quad (41)$$

kde  $\nu$  [m<sup>2</sup>/s] je kinematická viskozita oleje,  $g$  [m/s<sup>2</sup>] je gravitační zrychlení.

Pro rychloběžné převodovky je koeficient ztrátového momentu brodění vyjádřen vztahem:

$$C_m = 25,1 \cdot \left(\frac{h}{R_p}\right)^{1,39} \cdot \left(\frac{V_o}{D_p^3}\right)^{-0,827} \cdot Fr^{-0,6} \cdot Re^{-0,21} \cdot \left(\frac{b}{D_p}\right)^{1,23} \quad (42)$$

kde  $b$  [m] je šířka kola.

### 3.8 Ztrátové výkony v těsnění

Pro správnou funkci převodovky je nutno zajistit utěsnění mezery mezi rotujícími částmi a nepohyblivými částmi. Tato těsnění mají za úkol zadržet mazivo, zabránit průniku nečistot do mechanismu a v případě působení tlaku utěsnit soustavu.

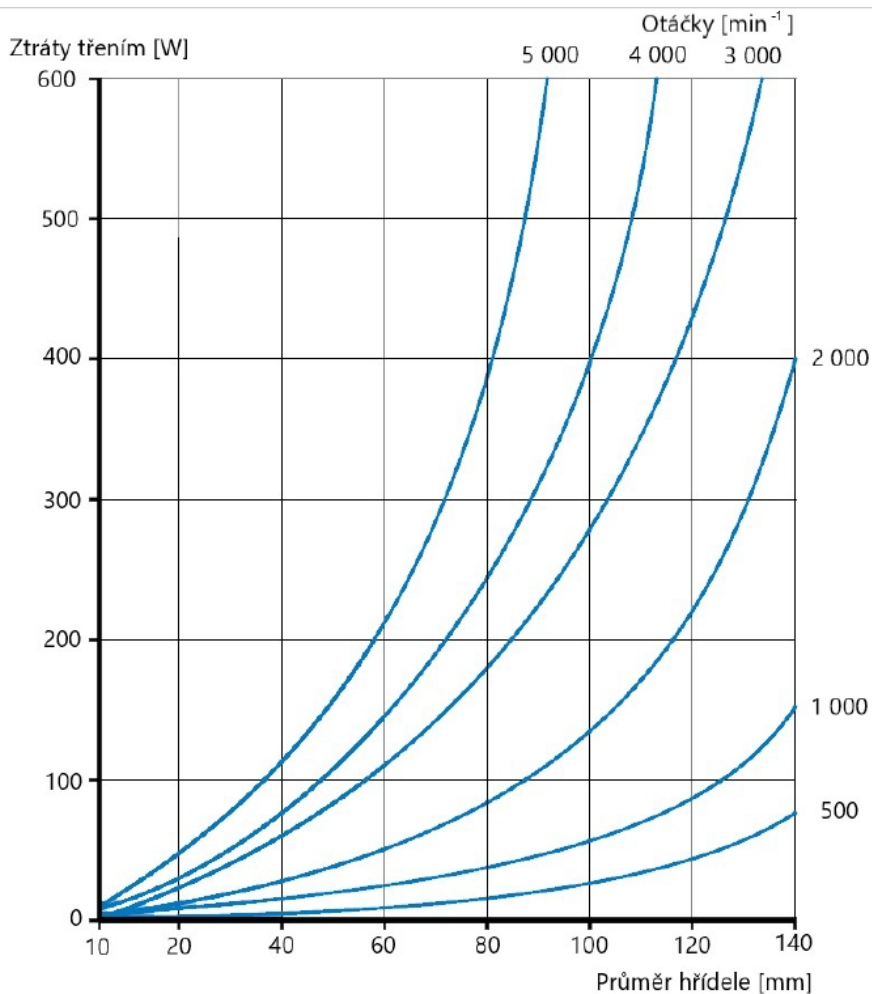
Dle principu těsnění dělíme na kontaktní, bezkontaktní a statická. Statická těsnění lze použít pro utěsnění dvou vzájemně nepohyblivých ploch. Bezkontaktní těsnění využívají tvarového prvku, tzv. labyrintu, který vytváří úzkou štěrbinu mezi statickou a pohyblivou částí. Bezkontaktní těsnění je výhodné především z hlediska nízkých ztrát, které lze zanedbat a také vysoké životnosti. Toto řešení vyžaduje vysokou přesnost výroby a montáže. Pro utěsnění vstupní a výstupní hřídele převodovky se používají labyrintové bezkontaktní těsnění, nebo kontaktní hřídelová těsnění. V některých případech je nutno maximálně zamezit úniku oleje a lze tedy použít i kombinaci kontaktního a bezkontaktního těsnění.

Aby kontaktní těsnění dokázalo plnit své funkce, musí stále působit radiální silou na těsněnou plochu, to však způsobuje tření. Při záběhu, kdy není celý systém dostatečně promazaný, jsou třecí ztráty výrazně vyšší, než při běžném provozu.

Ztráty v kontaktním těsnění jsou závislé na průměru hřídele a rychlosti otáčení. Ztrátový výkon od těsnění lze vyjádřit vztahem:

$$P_{VD} = 7,69 \cdot 10^{-6} \cdot d_{sh}^2 \cdot n \quad (43)$$

kde  $d_{sh}$  [m] je průměr hřídele,  $n$  [ot/min] jsou otáčky za minutu. Závislost ztrátového výkonu na průměru hřídele a rychlosti otáčení je znázorněna na obrázku 23.



Obrázek 23: Ztráty v těsnění v závislosti na otáčkách a průměru [6]

## 4 Faktory ovlivňující ztrátový výkon převodovky

Ztráty v převodovce jsou způsobeny třením, které vzniká při vzájemném pohybu součástí tohoto mechanismu. Toto tření se vyskytuje ve styku pevných těles při přenosu sil, ale i v tekutině při jejím pohybu. Protože výkon lze určit ze znalosti rychlosti otáčení a momentu, jsou ztrátové výkony často vyjadřovány pomocí ztrátových, neboli třecích momentů. Celkový ztrátový výkon převodovky lze rozdělit na základě jednotlivých součástí, mezi které je započteno i mazivo a případně vzduch ve skříní převodovky.

Významnou roli hrají ztráty v ložiskách. Ztrátový moment ložisek je složen ze ztrátového momentu způsobeného valivým odporem, ztrátového momentu od smyku, ztrátového momentu od pouzder ložiska a ztrátového momentu způsobeného broděním valivých elementů v oleji. Ztrátový moment od valení závisí především na použitém valivém elementu. Obecně větší ztráty vznikají v ložiskách s čárovým stykem, než s bodovým stykem. Z hlediska ztrátových výkonů jsou tedy nejvhodnější kuličková ložiska, ta mají ovšem velmi nízkou únosnost. Pro přenos vysokých radiálních i axiálních sil jsou z hlediska stavební struktury výhodnou volbou kuželíková ložiska. Pro dosažení požadovaných provozních vlastností je ovšem velmi důležité přesné dodržení předepínacích sil a přesnosti montáže a výroby. Pro převodovky s šikmými zuby jsou často používána soudečková ložiska z důvodu jejich vysoké únosnosti schopnosti plnit svou funkci i při mírném natočení nebo posunutí hřídele. Ztrátový moment způsobený valivým odporem se obecně zvyšuje s rostoucím zatížením a průměrem ložiska, dále závisí na množství a viskozitě maziva, rychlosti otáčení a typu ložiska. Ztrátový, neboli třecí moment od smyku vzniká z důvodu nedokonalého odvalování valivých elementů, závisí na typu ložiska, viskozitě maziva, rychlosti otáčení a průměru ložiska. Třecí moment od pouzder vzniká v případě, že ložisko je pouzdry opatřeno a závisí na průměru a typu ložiska a pouzdra. Třecí moment způsobený broděním valivých elementů v oleji je závislý na rychlosti otáčení, hladině a viskozitě oleje a na velikosti olejové nádrže.

Ztrátové výkony vznikají také v záběru ozubených kol. V soukolí vznikají ztráty způsobené valivým odporem a ztráty způsobené vířením oleje, který je vytlačován ze styčných ploch záběru. Ztráty v ozubení závisí na přenášeném momentu, rychlosti otáčení, kvalitě zpracování povrchu zubů, rozteči, úhlu záběru a na úhlu sklonu zubů. Velmi výrazné jsou tyto ztrátové momenty v případě šnekového převodu. V tomto případě k minimalizaci ztrát lze využít princip hydrostatického ložiska, kdy do šneku je pomocí vrtaných otvorů přiváděn olej tak, aby byla vytvořena vrstva maziva a docházelo ke kapalinovému tření, namísto suchého tření. Tím jsou ztrátové výkony výrazně sníženy, ovšem je nutno zajistit přívod oleje pod požadovaným tlakem.

Především u rychloběžných převodovek je nutno počítat i se ztrátovým výkonem způsobeným vířením vzduchu. Velikost těchto ztrát závisí na rychlosti otáčení, průměru kol, modulu, na šířce kol, teplotě vzduchu v převodovce, velikosti a tvaru skříně.

Velmi podobné, jako ztráty vířením vzduchu jsou ztráty vířením oleje, tedy ztráty způsobené broděním kol v oleji. Na rozdíl od víření vzduchu je ale nutno tyto ztráty zohlednit i při nízkých otáčkách. Ovlivněny jsou geometrií, shodně jako v předchozím případě, ale značnou roli zde hraje viskozita maziva, výška jeho hladiny, tedy smáčená plocha ozubených kol, celkové množství oleje ve skříní a její tvar.

Při použití kontaktního těsnění jsou vzniklé ztrátové momenty závislé na průměru těsnění a rychlosti otáčení. Při použití bezkontaktních těsnění jsou tyto ztráty zanedbatelné, protože vznikají pouze minimální ztrátové výkony vzniklé třením vzduchu v malém prostoru mezi statickou a rotující částí labyrintu.

Obecně lze ztráty rozdělit na ztráty závislé na zatížení a ztráty nezávislé na zatížení. Ztráty nezávislé na zatížení jsou závislé na rychlosti otáčení a lze mezi ně zařadit ztráty v těsnění, víření vzduchu a oleje, brodění ložisek a třecí moment od pouzder ložisek.

## 5 Konstrukce převodovky

Úkolem této práce je zkonstruovat průmyslovou převodovku bez znalosti konkrétní aplikace. Z toho důvodu jsou při návrhu uvažovány provozní podmínky odpovídající běžné výrobní hale.

### 5.1 Zadané parametry

Technické parametry převodového mechanismu byly specifikovány zadavatelem diplomové práce.

- **Třístupňová čelní převodovka**
- **Celková osová vzdálenost:**  $a = 1\,105\text{ mm}$
- **Dílní osová vzdálenosti:**  
 $a_{12} = 250\text{ mm}$   
 $a_{34} = 355\text{ mm}$   
 $a_{56} = 500\text{ mm}$
- **Celkový převodový poměr:**  $i_c = 70$  (tolerance  $\pm 2\%$ )
- **Výkon motoru:**  $P = 170\text{ kW}$
- **Vstupní otáčky:**  $n = 1\,000\text{ ot/min}$
- **Maximální poměr šířky a průměru kola:**  $\left(\frac{b}{D}\right)_{max} = 1,2$
- **Maximální šířka kola vůči osová vzdálenosti:**  $b_{max} = 0,4 \cdot a$
- **Minimální bezpečnost na pitting:**  $s_h = 1,05$
- **Minimální bezpečnost na ulomení:**  $s_f = 1,4$
- **Materiál ozubení:** 18CrNiMo7-6, cementovaný a kalený, broušený na přesnost 6
- **Vstupní hřídel uložena na třech ložiskách, vstupní čep na obě strany převodovky**
- **Životnost:**  $50\,000\text{ hodin}$



## 5.2 Konkurenční řešení

Jedná se o průmyslovou převodovku, která je vyráběna na základě požadavku zákazníka. Proto výrobci nabízejí typové řady, které nabízejí danou koncepci. Konkrétní převodovka je pak zkonstruována na základě technických parametrů požadovaných zákazníkem.

### 5.2.1 Třístupňová čelní převodovka STM

Požadovaným parametrům odpovídá řada RXP3, model 802 od výrobce STM. Maximální otáčky na vstupu jsou 3500 ot/min, maximální přenesený výkon 191 kW, celková účinnost převodovky 94%.

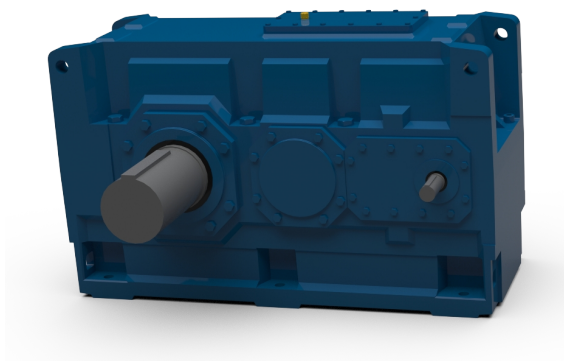
Tento model je vybaven třemi stupni převodu čelními ozubenými koly s šikmými zuby. Mazání je realizováno broděním kol v oleji. [9]



Obrázek 24: Čelní převodovka GSM, RX 802 [9]

### 5.2.2 Třístupňová čelní převodovka Siemens

Výrobce Siemens nabízí výborný nástroj pro konfiguraci převodovky dle požadovaných vlastností. Lze tedy objednat mechanismus vyrobený na míru dle požadavků a získat zjednodušená 3D data a výkresovou dokumentaci zdarma a nezávazně, což může být velmi užitečné ve fázi návrhu celého systému a uchycení převodovky. Převodovka na obrázku 25 je tedy třístupňová čelní převodovka s šikmým ozubením.



Obrázek 25: Čelní převodovka Siemens [10]

### 5.3 Specifikace požadavků

Hlavní požadavky jsou dány zadavatelem. Následně je nutno specifikovat i požadavky, které zadavatelem nebyly zmíněny, ale obecně je nutno s nimi počítat. Kvůli konkurenceschopnosti je vhodné určit i požadavky konstruktéra na technický systém, díky tomu je možné navrhnout inovativní řešení, které má větší potenciál uspět na trhu.

Některé požadavky jsou důležitější než jiné, ale všechny je nutno zohlednit. Z toho důvodu je každému požadavku přiřazena váha od nuly do čtyř. Nula pro nejméně důležité požadavky a čtyřka pro nejdůležitější požadavky. Při určení vah je důležitý postoj zadavatele a konstruktéra k jednotlivým vlastnostem. Jako příklad lze uvést, že někdy jsou určující vlastností náklady, v jiném případě životnost a účinnost. Proto je tato počáteční fáze návrhu velmi důležitá a je nutno správně určit požadavky a váhy, protože na základě těchto požadavků budou následně hodnoceny varianty řešení.

Požadavky na technický systém jsou vypsány v tabulce 2. Parametry požadované zadavatelem je nutno v návrhu dodržet bez výjimky, tento požadavek byl proto shrnut do jednoho bodu s nejvyšší vahou.

Tabulka 2: Specifikace požadavků

Požadavky na technický systém	Váha (0 – 4)
Dodržení parametrů od zadavatele	4
Přenesení výkonu od motoru s maximální účinností	4
Minimální zástavbový prostor	3
Odvádění přebytečného tepla	1
Mazání pohyblivých částí	4
Utěsnění systému	3
Odolnost proti korozi	3
Přípevnění k podlaze	2
Životnost 50 000 provozních hodin	4
Přístup pro servis – výměnu součástí	3
Jednoduchost návrhu	1
Jednoduchost výroby	3
Náklady na výrobu	3
Bezpečnost při provozu	3
Bezpečnost při výrobě a montáži	2
Bezpečnost při demontáži	3
Ekologičnost – recyklovatelnost použitých materiálů	2
Demontovatelnost – separace materiálů	2

## 5.4 Varianty řešení

Většina technických parametrů byla specifikována zadavatelem. Pro hledání variant řešení je nutno definovat funkce převodového mechanismu. Výsledné varianty musí všechny tyto funkce plnit. Pro jednoduchou orientaci a možnost úpravy variant je velmi výhodným nástrojem tzv. morfologická matice. Pro jednotlivé funkce systému jsou vypsány orgány, které tyto funkce mohou nést. Následně lze kombinací těchto orgánů vytvořit velké množství variant řešení. Při pozdější úpravě varianty je možno se rychle zorientovat v postupu a novou variantu upravit pouze změnou některého orgánu. Celá fáze návrhu systému je tím rychlejší a přehlednější i pro nezasvěceného konstruktéra.

Hlavní funkcí převodovky je přenášet výkon v daném převodovém poměru. Dále má převodovka několik vedlejších funkcí: umožnit výměnu hřídelí, ozubených kol a ložisek, umožnit manipulaci a přepravu, umožnit spojení s motorem a s poháněným zařízením, umožnit upevnění, odvádět přebytečné teplo, umožnit kontrolu a servis součástí, zajistit mazání, držet a uzavřít celý systém, utěsnit systém, dodržet osové vzdálenosti, zabránit korozi.

Dle zadání má být navržena třístupňová čelní převodovka. Z toho důvodu není při návrhu variant zohledněna možnost použití např. řemenového převodu. Ovšem při obecném zadání při znalosti pouze přeneseného výkonu, otáček a převodového poměru by bylo vhodné uvažovat všechny možnosti řešení tohoto technického systému.

Konkrétní morfologická matice je zobrazena na obrázku 26.

Funkce	Orgány pro zajištění funkcí		
Výkon přenést	Přímé ozubení	Šikmé ozubení	Šípovité ozubení
Mazání zajistit	Brodění	Vstřikování	Olejevá mlha
Přebytečné teplo odvádět	Žebra na skříní	Chlazení oleje v externím oběhu	Radiací, přestupem
System uzavřít	Odlévaná skřín	Svařovaná skřín	Kombinovaná skřín
System utěsnit	Kontaktní těsnění	Bezkontaktní těsnění	Kombinované těsnění
Osové vzdálenosti dodržet	Úhlopříčné uspořádání	Střídavé uspořádání	
Korozi zabránit	Protikorozi nátěr	Nerezová ocel	

● Varianta A   
 ● Varianta B   
 ● Varianta C

Obrázek 26: Morfologická matice

### 5.4.1 Varianta A

První varianta využívá k přenosu sil přímé ozubení mazané olejovou mlhou. Dle předchozí analýzy jsou ztrátové výkony v přímém ozubení vyšší, než v šikmém. Dále také vznikají drobné rázy při přechodu dvojice zubů do záběru. V případě šikmého ozubení je v záběru vždy více než jeden pár zubů a chod je z toho důvodu plynulejší. Výroba přímého ozubení je ovšem jednodušší a levnější a při provozu nevznikají axiální síly, což umožňuje volbu levnějších ložisek.

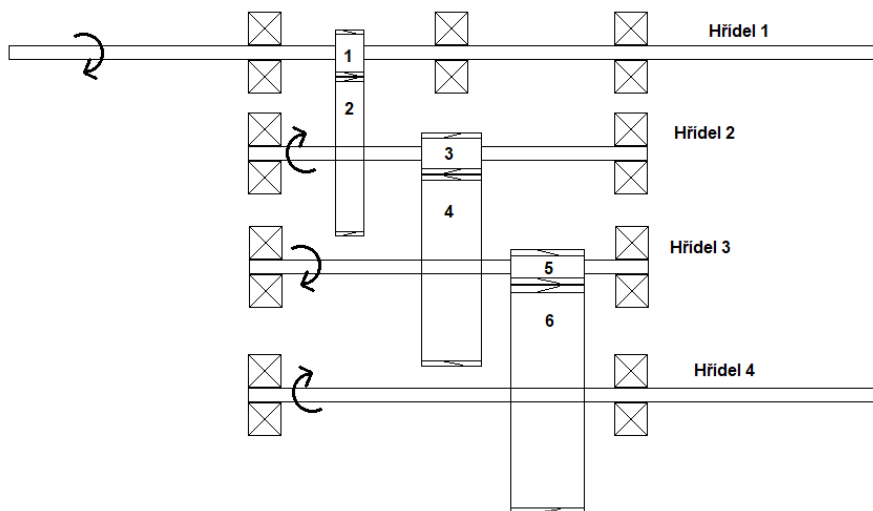
Mazání olejovou mlhou částečně kompenzuje ztráty vzniklé v přímém ozubení, ale celý systém je poměrně složitý a výrazně dražší, než mazání broděním.

Přebytečné teplo je odváděno přestupem a sáláním skříň, které je podpořeno zvýšením povrchu pomocí žeber, což je dostatečné pro zadanou rychlost otáčení.

Svařovaná skříň je výhodné řešení pro kusovou výrobu, což je i případ zadané převodovky. Tato varianta využívá nerezovou ocel jako ochranu proti korozi, tento materiál lze použít k výrobě svařence. Výhodou nerezové oceli je, že není potřeba skříň opatřovat nátěrem, který v případě porušení může vytvořit prostor pro počátek koroze.

Celý systém je utěsněn kontaktním těsněním. Kontaktní těsnění je z hlediska pořizovacích nákladů výhodnou volbou, ovšem je nutno vzít v úvahu ztrátové výkony vzniklé třením těsnění.

Uspořádání převodů je zobrazeno na obrázku 27. Z hlediska zástavbového prostoru není toto uspořádání ideální. Využití by našlo v případě, kdy osová vzdálenost mezi kolem 3 a 4 je příliš malá pro kolo 2 a pastorek 5.



Obrázek 27: Kinematické schéma - úhlopříčné uspořádání

### 5.4.2 Varianta B

Přenos sil varianty B je realizován pomocí čelních válcových ozubených kol se šikmým ozubením. Tato geometrie ozubení vykazuje poměrně nízké ztráty, protože v záběru šikmého ozubení je vždy více, než jeden pár zubů. Na rozdíl od přímého ozubení ovšem vznikají nežádoucí axiální síly, které je nutno zachytit pomocí ložisek.

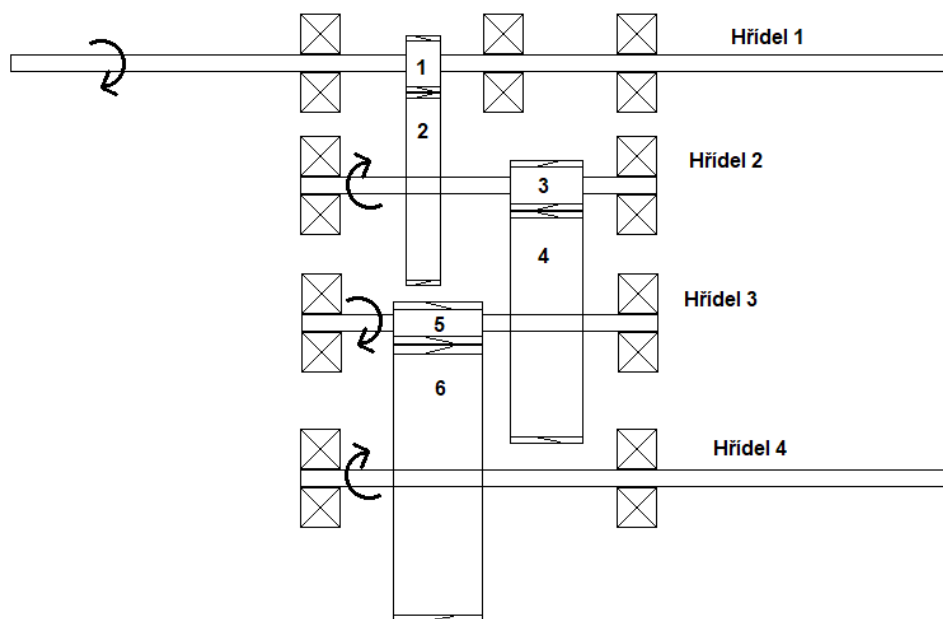
Jako způsob mazání bylo zvoleno vstřikování oleje do všech soukolí a ložisek. Jak vyplývá z analýzy, je nutno správně stanovit množství přiváděného oleje, aby nedocházelo k jeho víření v blízkosti kontaktu součástí a tím se minimalizovaly ztráty. Oběh oleje je výhodný i z toho důvodu, že do potrubního systému lze zařadit i olejový filtr. Nečistoty jsou tedy odváděny ze systému a dále nepoškozují součásti mechanismu.

Ztrátové výkony této varianty nejsou příliš vysoké, což znamená, že vzniklé teplo nezpůsobí přílišný nárůst teploty a k odvodu tohoto tepla postačí přestup z povrchu skříně do okolního prostředí a sálání.

Protože se jedná o kusovou výrobu, je skříň svařovaná a poté opatřena nátěrem pro ochranu proti korozi.

Pro minimalizaci ztrát je zvoleno bezkontaktní těsnění. Při volbě těsnění je nutno zohlednit, v jakých podmínkách bude převodovka provozována. Protože se jedná o průmyslovou převodovku, která bude používána v podmínkách výrobní haly, je drobný únik oleje akceptovatelný, ovšem při konstrukci převodovek např. pro kolejová vozidla je nutno zabránit jakémukoliv úniku oleje kvůli životnímu prostředí, pak je vhodné volit kombinaci kontaktního a bezkontaktního těsnění.

Uspořádání převodů je znázorněno na obrázku 28. Toto uspořádání je prostorově výhodné a umožňuje dodržení osové vzdálenosti.



Obrázek 28: Kinematické schéma - střídavé uspořádání

### 5.4.3 Varianta C

Výkon je v případě varianty C realizován pomocí čelních válcových ozubených kol se šípovým ozubením. Toto ozubení je z hlediska výroby složitější, než pouze šikmé ozubení a je náchylnější na přesnost uložení. Výhody tohoto typu ozubení jsou nižší ztráty ze stejného důvodu, jako u šikmého ozubení. Vzniklé axiální síly jsou stejně veliké a působí v opačném směru, takže se

vzájemně vyruší a není nutné je zachytit v ložiskách. Kvůli náročné výrobě a nutnosti dodržení přísných tolerancí na uložení se tato kola užívají především v rychloběžných převodovkách.

Celý systém je mazán broděním ozubeného kola v oleji. Toto řešení je z hlediska návrhu a výroby nejjednodušší, ale vykazuje největší ztrátové výkony.

Teplo vzniklé ztrátami je odváděno přestupem z povrchu skříně do okolního prostředí a sáláním. Pro efektivnější chlazení je skříň opatřena žebry pro zvětšení plochy povrchu.

Pro jednoduchost návrhu a výroby je jako polotovar skříně zvolen odlitek.

Převodovka je utěsněna pomocí kontaktního těsnění, což je levné a jednoduché řešení, ale nevýhodné z hlediska ztrátových výkonů.

Uspořádání převodů je shodné s variantou B, jak je zobrazeno na obrázku 28.

Pro ochranu proti korozi je povrch skříně opatřen protikorozním nátěrem.

## 5.5 Hodnocení variant

Jednotlivé varianty byly hodnoceny na základě predikovaných vlastností ze specifikace požadavků. Vlastnosti byly hodnoceny na známku od nuly do čtyř, kde nula je nesplnění požadavku a čtyři je plné splnění požadavku. Hodnocení je znázorněno v tabulce 3.

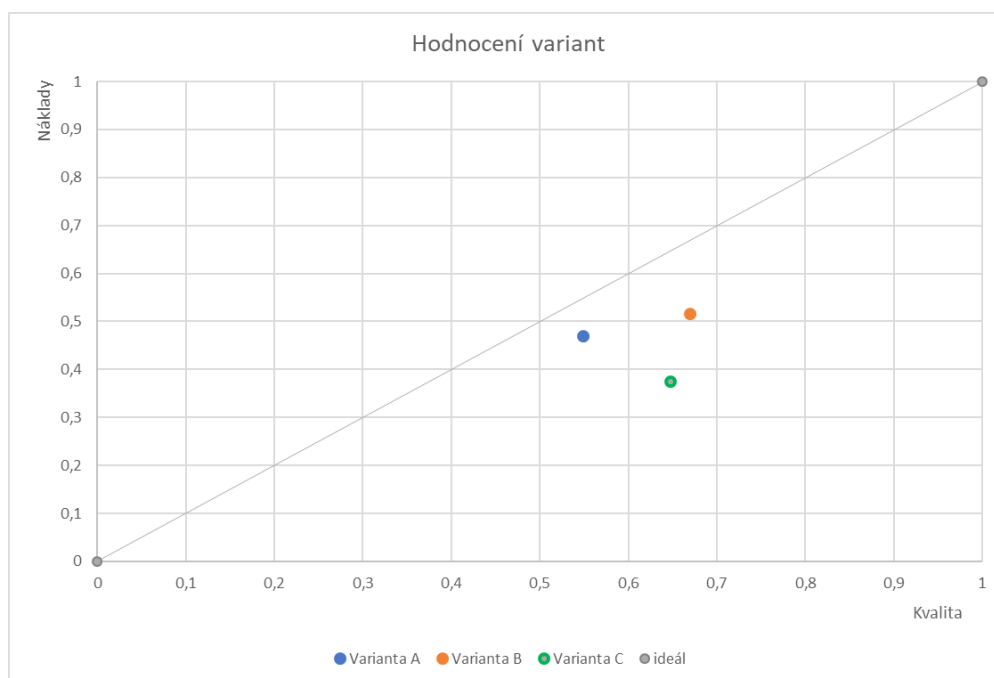
Tabulka 3: Hodnocení variant dle požadavků

	Požadavky na technický systém	Váha (0 – 4)	Varianta A	Varianta B	Varianta C
Q	Dodržení parametrů od zadavatele	4	4	4	4
	Přenesení výkonu od motoru s maximální účinností	4	2	4	3
	Minimální zástavbový prostor	3	1	4	4
	Odvádění přebytečného tepla	1	4	3	4
	Mazání pohyblivých částí	4	4	3	2
	Utěsnění systému	3	3	3	3
	Odolnost proti korozi	3	3	4	4
	Přípevnění k podlaze	2	4	4	4
	Životnost 50 000 provozních hodin	4	4	4	4
	Přístup pro servis – výměnu součástí	3	2	2	4
	Bezpečnost při provozu	3	3	4	4
	Bezpečnost při výrobě a montáži	2	3	4	2
	Bezpečnost při demontáži	3	3	4	4
	Ekologičnost – recyklovatelnost použitých materiálů	2	2	4	4
C	Jednoduchost návrhu	3	2	4	3
	Jednoduchost výroby	3	2	2	1
	Náklady na výrobu	3	2	2	1
	Demontovatelnost – separace materiálů	3	4	3	3

V tabulce 3 jsou požadavky rozděleny na ty, které ovlivňují výslednou kvalitu (Q) technického systému a na ty, které ovlivňují náklady (C). Na základě hodnocení byla vytvořena poměrová známka od nuly do jedné, kdy jedna vyjadřuje ideální řešení.

Ideální řešení tedy dosahuje hodnoty jedna v kategorii kvality i nákladů. Pokud tyto poměrové známky vyneseme do grafu, kde na vodorovné ose je kvalita a na svislé ose náklady, lze přehledně porovnat predikované vlastnosti a vybrat optimální variantu řešení. Tento graf je vykreslen na obrázku 29.

K vyhodnocení lze využít více přístupů. V některých případech je nutno učinit rozhodnutí, jestli je pro řešení důležitější co nejvyšší kvalita na úkor nákladů, či naopak, nebo jestli je cílem hledat tzv. zlatou střední cestu.



Obrázek 29: Hodnocení variant dle kvality a nákladů

Na základě hodnocení variant dle kvality a nákladů je jako suboptimální varianta zvolena varianta B. Toto řešení bude dále podrobněji zpracováno.

## 5.6 Výpočet a návrh ozubení

Byla zvolena varianta, kde přenos výkonu je realizován čelními válcovými ozubenými koly s šikmým ozubením. Je zadán vstupní výkon, otáčky, celkový převodový poměr a počet stupňů. Nejprve je tedy nutno rozdělit převodový poměr na jednotlivé stupně.

### 5.6.1 Volba dílčích převodových poměrů

Dle poznatků z praxe je vhodné volit dílčí převodové poměry u převodovky do pomala tak, aby se s každým stupněm snižovaly. Celkový převodový poměr je roven součinu dílčích převodových poměrů. Při aplikaci na řešený problém lze celkový převodový poměr zapsat následujícím vztahem:

$$i_{zc} = i_{21} \cdot i_{43} \cdot i_{65} = 70 \quad (44)$$

kde  $i_{zc}$  je zadaný celkový převodový poměr,  $i_{21}$ ,  $i_{43}$ ,  $i_{65}$  jsou dílčí převodové poměry pro první, druhý a třetí stupeň převodovky.

Ve vztahu 4 byl definován převodový poměr pomocí poloměrů valivých kružnic. Protože spoluzabírající ozubená kola mají stejný modul, lze tento vztah vyjádřit pomocí počtu zubů:

$$i_{21} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (45)$$

protože přesného převodového poměru nelze ve většině případů dosáhnout, je nutno stanovit toleranci, ta v případě průmyslových převodovek bývá většinou 2% celkového převodového poměru.

$$i_{21} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{79}{19} = 4,158 \quad ; \quad i_{43} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{78}{19} = 4,105 \quad ; \quad i_{65} = \frac{z_6}{z_5} = \frac{85}{21} = 4,048 \quad (46)$$

$$i_c = i_{21} \cdot i_{43} \cdot i_{65} = 69,09 \quad (47)$$

Skutečný celkový převodový poměr je tedy 69,09. Odchylka od zadaného převodového poměru je rovna 1,3% ze zadaného převodového poměru, což je v toleranci.

Obecně platí, že je vhodné volit dílčí převodové poměry pro čelní ozubená kola s vnějším ozubením menší, než 4. Ovšem zadána byla třístupňová převodovka s daným celkovým převodem a přenášeným výkonem. Vzhledem k vysokému převodovému poměru a vysokému přenášenému výkonu je celý návrh ozubení poměrně složitý. Parametry zadané převodovky jsou totiž hraniční pro třístupňovou převodovku, proto byl celý návrh všech ozubení opakovaně přepracováván tak, aby celý mechanismus pevnostně vyhovoval.

### 5.6.2 Výpočet točivých momentů a otáček

Pro návrh ozubení je nutno určit zatížení a rychlost otáčení jednotlivých kol. Zadán byl výkon motoru a vstupní otáčky. Točivý moment na první hřídeli převodovky lze vyjádřit vztahem:

$$M_{t1} = \frac{P}{\omega_1} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_1} \quad (48)$$

kde  $M_{t1}$  [Nm] je točivý moment na první hřídeli,  $P$  [W] je výkon motoru,  $\omega_1$  je úhlová rychlost první hřídele,  $n_1$  [ot/s] je počet otáček za sekundu pro první hřídel.

Aby bylo možné určit točivý moment na dalších hřídelích převodovky, je nutno uvažovat účinnost mechanického převodu. Točivý moment na druhé hřídeli je pak:



$$M_{t2} = M_{t1} \cdot i_{21} \cdot \eta \quad (49)$$

kde  $\eta$  je účinnost převodu.

Otáčky druhé hřídele lze určit pomocí úpravy vztahu pro převodový poměr:

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{21}} \quad (50)$$

Stejným způsobem lze postupovat i pro výpočet zatížení ostatních hřídelí převodovky.

### 5.6.3 Geometrie ozubení

Pro návrh geometrie ozubení je nutné určit moduly pro jednotlivá soukolí. Pro šikmé ozubení lze modul určit pomocí vztahu:

$$m = 7,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_t \cdot \cos(\beta)}{\psi \cdot c \cdot z_1}} \quad (51)$$

Kde  $M_t$  [Nm] je točivý moment daného ozubeného kola,  $\beta$  [°] je úhel sklonu zubů,  $c$  [MPa] je konstanta, která vychází z dovoleného namáhání zubu v ohybu  $\sigma_{Do}$  [MPa]. Vzhledem k tomu, že pata zubu působí jako vrub, volí se tato konstanta:

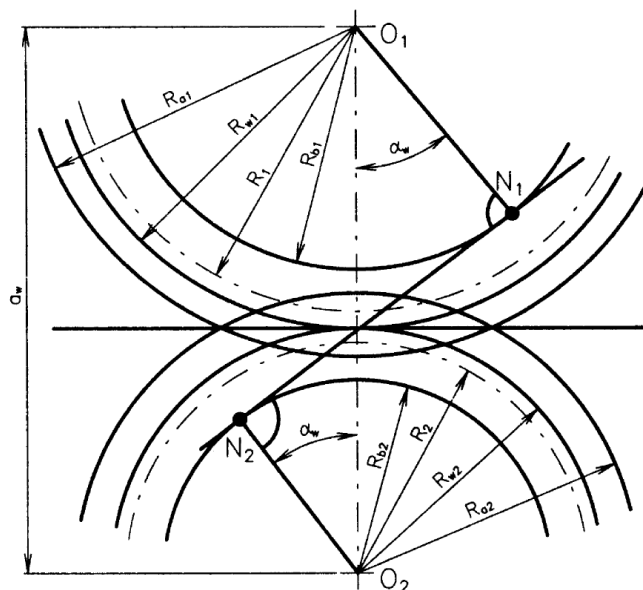
$$c = (0,03 \div 0,08) \cdot \sigma_{Do} \quad (52)$$

Další konstantou ve vztahu 52 je  $\psi$ . Tato hodnota se v praxi určuje v rozmezí 10 – 30.

Vypočtená hodnota modulu je následně upravena na nejbližší doporučenou hodnotu.

Při výše uvedeném postupu návrhu nebyly zohledněny další vlivy, jako je namáhání jiným způsobem, než ohybem, jestli je korigovaný, nebo ne, přesnost výroby a požadovaná životnost. Proto je nutno provést kontrolní výpočet, zda zvolený modul vyhovuje. Tento kontrolní výpočet byl proveden softwarem KISSsys. Na základě výsledků byly upravovány moduly, úhly sklonu zubů a šířky kol tím způsobem, aby bylo dosaženo požadované životnosti.

Při znalosti modulů a počtu zubů lze navrhnout přesné rozměry ozubených kol. Pro návrh skutečného převodu je ve většině případů nutná korekce osové vzdálenosti. Pro splnění zadání je nutno dodržet jednotlivé osové vzdálenosti, proto jsou navrhována korigovaná ozubená kola. Rozměry ozubení vyplývají z geometrie, která je znázorněna na obrázku 30.



Obrázek 30: Základní rozměry korigovaných ozubených kol [3]

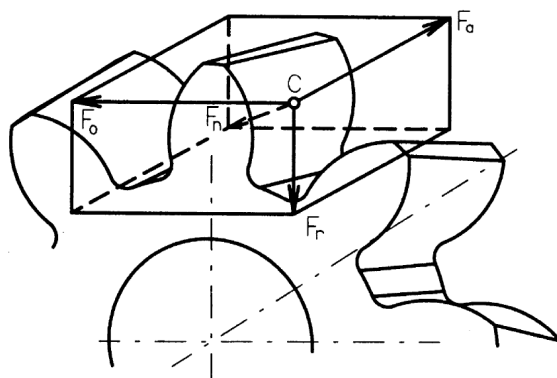
Všechny potřebné rozměry byly spočteny pomocí softwaru KISSsys a jsou zobrazeny v tabulce 4.

Tabulka 4: Rozměry ozubených kol

Parametr	Jednotky		Soukolí 12		Soukolí 34		Soukolí 56	
			Pastorek	Kolo	Pastorek	Kolo	Pastorek	Kolo
Převodový poměr		-	4,158		4,105		4,048	
Modul	m	mm	5		7		9	
Úhel záběru	$\alpha$	$^{\circ}$	20		20		20	
Úhel sklonu zubů	$\beta$	$^{\circ}$	12		12		12	
Počet zubů	z	-	19	79	19	78	21	85
Šířka ozubení	b	mm	90	90	125	125	180	180
Otáčky	n	ot/min	1000	240,5	240,5	58,6	58,6	14,5
Točivý moment	$M_t$	Nm	1623,4	6749,8	6749,8	27709,9	27709,9	112159,1
Osová vzdálenost	a	mm	250		355		500	
Směr stoupání ozubení			pravý	levý	levý	pravý	pravý	levý
Materiál ozubení			18CrNiMo7-6		18CrNiMo7-6		18CrNiMo7-6	
Třída přesnosti výroby			6	6	6	6	6	6
Korekce ozubení	x	-	0,143	-0,237	0,322	0,895	0,554	0,933
Průměr roztečné kružnice	d	mm	97,122	403,825	135,971	558,198	193,222	782,091
Průměr základní kružnice	$d_b$	mm	91,025	378,472	127,435	523,154	181,092	732,990
Průměr hlavové kružnice	$d_a$	mm	108,542	411,452	153,269	583,517	219,112	814,801
Průměr patní kružnice	$d_f$	mm	86,048	388,958	122,983	553,231	180,698	776,387
Průměr valivé kružnice	$d_w$	mm	96,939	403,061	139,072	570,928	198,113	801,887
Rozteč na roztečné kružnici	p	mm	16,059		22,482		28,906	

## 5.7 Volba ložisek

Následně je potřeba navrhnout ložiska pro umožnění rotace hřídelí a zachycení všech působících sil. Síly v ozubení lze odvodit z geometrie a jsou znázorněny na obrázku 31.



Obrázek 31: Síly v ozubení [3]

Obvodová síla působí ve směru tečny k valivé kružnici a lze ji vyjádřit vztahem:

$$F_o = \frac{2 \cdot M_t}{d_w} \quad (53)$$

kde  $F_o$  [N] je obvodová síla,  $M_t$  [Nm] je točivý moment a  $d_w$  [m] je průměr valivé kružnice.

Síla ve směru kolmém na osu rotace se nazývá radiální a její velikost je závislá na obvodové síle  $F_o$  [N] a úhlu záběru  $\alpha_t$  [°]:

$$F_r = F_o \cdot \operatorname{tg}(\alpha_t) \quad (54)$$

Pro volbu ložisek je také velmi důležitá velikost axiální síly, která působí ve směru osy rotace a je závislá na obvodové síle  $F_o$  [N] a úhlu sklonu zubů  $\beta$  [°]:

$$F_a = F_o \cdot \operatorname{tg}(\beta) \quad (55)$$

### 5.7.1 Statická únosnost ložisek

Ke statickému zatížení ložisek dochází v klidu, nebo při pomalém otáčení. Výrobce ložisek uvádí pro jednotlivé modely statickou únosnost  $C_o$  [N].

Pro kombinované statické zatížení je nutno definovat tzv. ekvivalentní statické zatížení  $F_{eo}$  [N]:

$$F_{eo} = X_o \cdot F_{ro} + Y_o \cdot F_{ao} \leq \frac{C_o}{s_o} \quad (56)$$

kde  $X_o$  je součinitel statického radiálního zatížení,  $Y_o$  je součinitel statického axiálního zatížení,  $s_o$  je statická bezpečnost ložiska,  $F_{ro}$  [N] je statické radiální zatížení,  $F_{ao}$  [N] je statické axiální zatížení. Hodnoty  $C_o$ ,  $X_o$ ,  $Y_o$  uvádí výrobce ložisek.

### 5.7.2 Trvanlivost ložisek

Pro ložiska lze definovat skutečnou trvanlivost, které dosáhne každé ložisko do vzniku prvních známek únavy. Další termínem je základní trvanlivost  $L$ , která definuje životnost 90% ložisek určitého typu při daném zatížení. Střední trvanlivost pak vyjadřuje trvanlivost, které dosahuje minimálně 50% ložisek.

Základní trvanlivost vyjadřuje počet otáček, kterých minimálně 90% ložisek dosáhne před vznikem únavových porušení.

$$L_n = \left(\frac{C}{F}\right)^p \cdot 10^6 \quad (57)$$

Vztah pro základní trvanlivost valivých ložisek  $L_n$  [ot] je zobrazen v rovnici 57, kde  $C$  [N] je základní dynamická únosnost,  $F$  [N] je dynamické zatížení ložiska,  $p$  je konstanta (pro ložiska s bodovým stykem  $p = 3$ , pro ložiska s čárovým stykem  $p = 3,3$ )

### 5.7.3 Životnost ložisek

Pro návrh ložisek bývá nejdůležitější hodnotou jejich životnost. Ta je vypočítávána na základě provozních otáček a zatížení. Životnost vyjadřuje počet hodin provozu ložiska při určitých otáčkách v daném zatížení, než dojde k porušení ložiska.

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L_n}{60 \cdot n} = \frac{16667}{n} \cdot \left(\frac{C}{P_{dyn}}\right)^p \quad (58)$$

kde  $L_h$  [h] je životnost ložiska,  $n$  [ot/min] je rychlost otáčení,  $P_{dyn}$  [N] je dynamické zatížení ložiska:

$$P_{dyn} = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (59)$$

kde  $X$  je součinitel radiálního zatížení a  $Y$  je součinitel axiálního zatížení.

Při znalosti všech působících sil, provozních podmínek, rychlosti otáčení a požadované životnosti lze s pomocí katalogu výrobce ložisek, nebo softwaru pro volbu ložisek zvolit rozměr a typ ložiska tak, aby bylo dosaženo požadované životnosti.

Ve fázi volby konkrétního typu ložiska je nutno zohlednit ztrátový moment, který při rotaci hřídele v ložisku vznikne, případně vlastnosti daného typu ložiska. Při zatěžování ložisek nezanedbatelnou axiální silou v kombinaci s radiální silou jsou navrhována radiálně axiální ložiska. V převodovkách bývají často používána soudečková, kuličková a kuželíková ložiska. Pokud to podmínky a zatížení umožňují, nejjednodušší a z hlediska ztrát nejefektivnější jsou kuličková ložiska. Kuželíková ložiska jsou schopna přenést poměrně vysoké axiální i radiální síly, ovšem jsou velmi náročné na přesnost montáže a je nutno je předepnout. Při odchylce od požadovaného předepnutí může dojít k zadření ložiska. Soudečková ložiska nejsou příliš náročná na přesnost

montáže a dovolují i mírný posun vnitřního kroužku ložiska vůči vnějšímu. Jejich nevýhodou jsou poměrně vysoké ztrátové výkony.

S použitím softwaru KISSsys byla navržena ložiska pro všechny hřídele převodovky. Tento software dokáže z geometrie a zatížení ozubených kol určit radiální i axiální síly působící na ložiska včetně gravitační síly způsobené hmotností kol a hřídele. S požadavkem na životnost 50000 hodin byla postupně navržena ložiska tak, aby této životnosti bylo dosaženo. Zvolená ložiska a jejich základní vlastnosti jsou vypsány v následujících tabulkách 5, 6, 7, 8.

Tabulka 5: Ložiska na hřídeli 1

Hřídel 1					
Parametr		Jednotky			
Rychlost otáčení	$n$	ot/min	1000		
			<b>Ložisko 1 - levé</b>	<b>Ložisko 1 - prostřední</b>	<b>Ložisko 1 - pravé</b>
Označení ložiska	-	-	SKF 22213 EK	SKF 22315 EK	SKF 6213
Typ ložiska	-	-	Soudečkové	Soudečkové	Kuličkové
Vnitřní průměr	$d$	mm	65	75	65
Vnější průměr	$D$	mm	120	160	120
Šířka	$b$	mm	31	55	23
Statická únosnost	$C_o$	kN	208	475	40,5
Dynamická únosnost	$C$	kN	198	462	58,5
Ekvivalentní zatížení	$P_{dyn}$	kN	17,38	32,87	0,17
<b>Životnost</b>	<b><math>L_h</math></b>	<b>h</b>	<b>55443,21</b>	<b>111697,1</b>	<b>1000000</b>

Tabulka 6: Ložiska na hřídeli 2

Hřídel 2				
Parametr		Jednotky		
Rychlost otáčení	$n$	ot/min	240,51	
			<b>Ložisko 2 - levé</b>	<b>Ložisko - 2 pravé</b>
Označení ložiska	-	-	SKF 23222 CCK/W33	SKF 22322 EJA/VA406
Typ ložiska	-	-	Soudečkové	Soudečkové
Vnitřní průměr	$d$	mm	110	110
Vnější průměr	$D$	mm	200	240
Šířka	$b$	mm	69,8	80
Statická únosnost	$C_o$	kN	765	1120
Dynamická únosnost	$C$	kN	626	989
Ekvivalentní zatížení	$P_{dyn}$	kN	53,51	112,7
<b>Životnost</b>	<b><math>L_h</math></b>	<b>h</b>	<b>251804,77</b>	<b>96611,15</b>

Tabulka 7: Ložiska na hřídeli 3

Hřídel 3				
Parametr		Jednotky		
Rychlost otáčení	$n$	ot/min	58,58	
			<b>Ložisko 3 -levé</b>	<b>Ložisko - 3 pravé</b>
Označení ložiska	-	-	SKF 23232 CCK/W33	SKF 23232 CCK/W33
Typ ložiska	-	-	Soudečkové	Soudečkové
Vnitřní průměr	$d$	mm	160	160
Vnější průměr	$D$	mm	290	290
Šířka	$b$	mm	104	104
Statická únosnost	$C_o$	kN	1660	1660
Dynamická únosnost	$C$	kN	1281	1281
Ekvivalentní zatížení	$P_{dyn}$	kN	216,97	243,35
<b>Životnost</b>	$L_h$	<b>h</b>	<b>105822,79</b>	<b>72186,23</b>

Tabulka 8: Ložiska na hřídeli 4

Hřídel 4				
Parametr		Jednotky		
Rychlost otáčení	$n$	ot/min	14,47	
			<b>Ložisko 4 -levé</b>	<b>Ložisko - 4 pravé</b>
Označení ložiska	-	-	SKF 22240-2CS5/VT143	SKF 22240-2CS5/VT143
Typ ložiska	-	-	Soudečkové	Soudečkové
Vnitřní průměr	$d$	mm	200	200
Vnější průměr	$D$	mm	360	360
Šířka	$b$	mm	98	98
Statická únosnost	$C_o$	kN	1930	1930
Dynamická únosnost	$C$	kN	1529	1529
Ekvivalentní zatížení	$P_{dyn}$	kN	409,58	96,32
<b>Životnost</b>	$L_h$	<b>h</b>	<b>92929,12</b>	<b>&gt; 1000000</b>

## 5.8 Geometrie hřídelí

Geometrie hřídelí je navrhována tak, aby bylo možné na ně umístit ložiska a zajistit přenos točivého momentu z kola na hřídel a z hřídele na kolo. Pro zajištění přenosu momentu lze využít tvarového prvku (pero, drážkování), nebo tření v případě nalisovaného spoje. Při použití tvarového prvku je častým problémem vznik vůlí mezi perem, popř. drážkováním a drážkou. Tato vůle následně způsobuje nežádoucí rotaci kol na hřídeli a nedochází k ideálnímu záběru ozubených kol. Z hlediska výroby je nejjednodušší a nejlevnější řešení přenos momentu pomocí nalisovaného spoje. Tento způsob přenosu sil je při správném provedení i nejspolehlivější. Nevýhodou by mohla

být obtížná rozebíratelnost, ovšem je nutno přihlídnout k tomu, že při výměně ozubených kol je vyměňována i celá hřídel a není tedy nutno oddělit tyto součásti od sebe.

### 5.8.1 Návrh nalisovaných spojů

Nalisovaný spoj je spojení dvou částí na principu stálého předpětí pomocí přesahu ve stykové ploše. Předpětí způsobuje vysokou normálovou sílu na plochu a tím se zvyšuje i třecí síla.

Toto spojení je vhodné i pro přenos velkých zatížení, lze dosáhnout vysoké přesnosti spojení a spoj nevyžaduje pravidelnou údržbu. Nevýhodou je požadavek na přesnost výroby a složitá montáž. Při nalisování za studena je potřeba lisovací zařízení a při natažení za tepla je nutno ohřát vnější část, případně i podchladi vnitřní část rovnoměrně, aby nedošlo k deformaci.

Pro výpočet potřebných tolerancí pro nalisovaný spoj a teploty ohřátí pro montáž je nutná znalost průměru hřídele, vnitřního a vnějšího průměru náboje, mechanických vlastností obou materiálů, délky náboje, součinitele tření a sil působících na náboj. Pro přenos momentu je zásadní určit potřebný tlak v nalisování:

$$p_{potř} = \frac{2 \cdot s_f \cdot M_t}{\pi \cdot d_1^2 \cdot L \cdot f} \quad (60)$$

kde  $p_{potř}$  [Pa] je potřebný tlak v nalisování,  $s_f$  je bezpečnost proti prokluzu,  $d_1$  [m] je průměr hřídele,  $L$  [m] je délka náboje,  $f$  je koeficient tření.

Dále je nutno určit konstanty  $C_1$  a  $C_2$ :

$$C_1 = \frac{d_1^2 + d_0^2}{d_1^2 - d_0^2} ; \quad C_2 = \frac{d_2^2 + d_1^2}{d_2^2 - d_1^2} \quad (61)$$

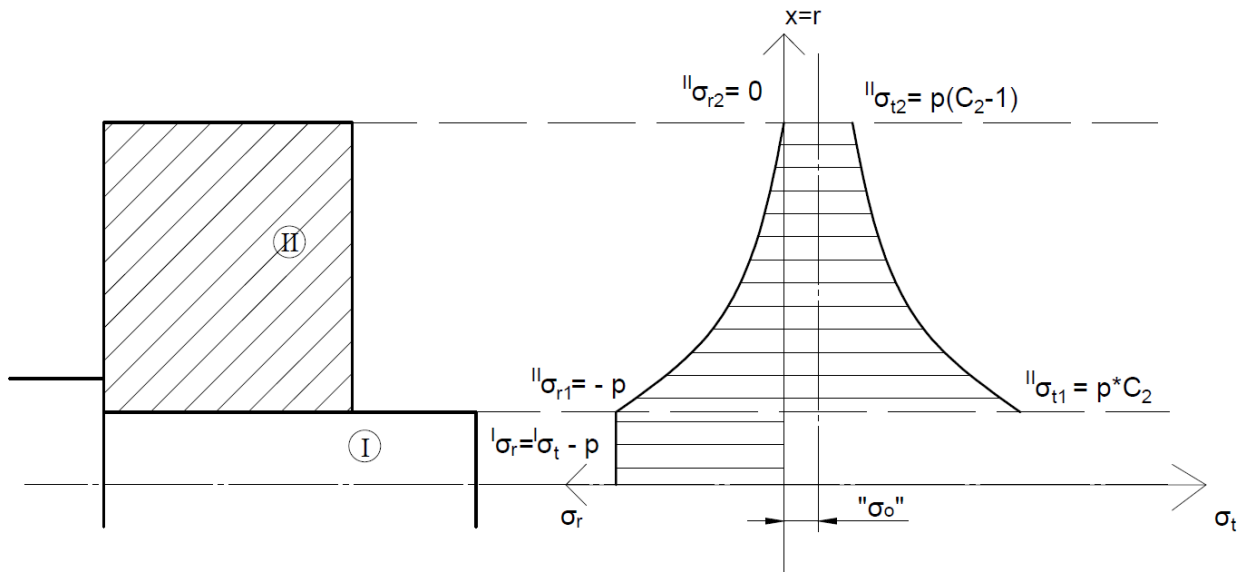
kde  $d_1$  [mm] je vnější průměr hřídele,  $d_0$  [mm] je vnitřní průměr pro duté hřídele,  $d_2$  [mm] je vnější průměr náboje. Pro plnou hřídel je  $C_1 = 1$ .

Následně lze určit potřebnou změnu průměru  $\Delta d_{1potř}$  [m]:

$$\Delta d_{1potř} = \frac{d_1}{E} \cdot p_{potř} \cdot (C_1 + C_2) \quad (62)$$

Dle potřebné změny průměru je zvoleno odpovídající uložení. Se znalostí uložení je známa maximální změna průměru  $\Delta d_{1max}$ , ke které může v rámci výrobních tolerancí dojít a je nutno zkontrolovat velikost tlaku ve spoji, aby nedošlo k porušení.

$$p_{1max} = \frac{E \cdot \Delta d_{1max}}{(C_1 + C_2) \cdot d_1} \quad (63)$$



Obrázek 32: Průběh napětí v nalisování

Průběh napětí v nalisovaném spoji je zobrazen na obrázku 32. Velikost radiálního a tečného napětí v rovinné napjatosti jsou důležité pro určení tzv. redukovaného napětí.

$$\sigma_{red} = \sigma_{t1} - \sigma_{r1} = p_{max} \cdot C_2 - (-p_{max}) = p_{max} \cdot (C_2 + 1) \quad (64)$$

Bezpečnost z hlediska pevnosti materiálu je pak:

$$k = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{red}} \quad (65)$$

Pro montáž za tepla je potřebný teplotní rozdíl mezi vnitřní a vnější částí. Tento rozdíl je dán změnou teploty, která je potřebná k roztažení vnější části o změnu průměru  $\Delta d_{1mont}$ .

$$\Delta t = \frac{\Delta d_{1mont}}{d_1 \cdot \alpha} \quad (66)$$

kde  $\Delta d_{1mont}$  [m] je změna průměru potřebná pro montáž,  $\alpha$  [1/°C] je koeficient teplotní roztažnosti. Změna průměru pro montáž je maximální změna průměru daná výrobní tolerancí a montážní vůle  $v$  [m].

$$\Delta d_{1mont} = \Delta d_{1max} + v \quad (67)$$

Předepsaná toleranční pro nalisovaná ozubená kola a potřebné změny teploty pro montáž jsou zobrazeny v tabulce 9. Ostatní výpočetní hodnoty jsou umístěny v příloze.



Tabulka 9: Nalisované spoje

Parametr	Jednotky	Kolo 2	Kolo 4	Kolo 6
Průměr hřídele	$d_1$ mm	110	172	200
Toleranční pole díry	-	H6	H6	H6
Toleranční pole hřídele	-	t6	t6	t6
Potřebná změna teploty pro montáž	$\Delta t$ °C	182,515	152,755	146,270
Bezpečnost pro $\sigma_{red}$	k	1,35	1,55	1,58

Z výsledků výpočtů pro nalisované spoje vyplývá, že nalisování je dostačující pro přenos točivého momentu. Spoje byly kontrolovány také, aby nedošlo k posunutí vlivem axiálních sil.

$$P_{potř2} = \frac{F_a \cdot S_f}{\pi \cdot d_1 \cdot L \cdot f} \quad (68)$$

Potřebný tlak pro zabránění posunutí byl ve všech případech výrazně nižší, než tlak vyvozený uložením s přesahem, takže při navrženém uložení nedojde k posunutí vlivem axiálních sil.

### 5.8.2 Přenos sil na vstupu a výstupu z převodovky

Na vstupu i výstupu z převodovky je točivý moment přenášen pomocí per. Jedná se o snadno rozebíratelná spojení pomocí tvarového prvku. Pero je namáháno na tlak a na smyk. Délka pera byla zvolena dle dovoleného namáhání na tlak a zkontrolována dle dovoleného namáhání na smyk.

$$p_D \geq \frac{F}{S} = \frac{\frac{2 \cdot M_k}{d}}{k_{ef} \cdot i \cdot \frac{h}{2} \cdot (L - b)} \quad (69)$$

Ve vztahu 69 je ze základního vzorce pro tlak vyjádřen dovolený tlak  $p_D$  [Pa] ve spoji perem, kde  $M_k$  [Nm] je točivý moment,  $d$  [m] je průměr hřídele,  $k_{ef}$  je součinitel efektivního počtu nesoucích per,  $i$  je počet per,  $h$  [m] je výška pera,  $L$  [m] je délka pera,  $b$  [m] je šířka pera.

Pro určení potřebné délky pera byla ze vztahu 69 vyjádřena délka  $L$ :

$$l \geq \frac{4 \cdot M_k}{p_D \cdot k_{ef} \cdot i \cdot h \cdot d} + b \quad (70)$$

Po určení délky pera je nutno zkontrolovat pero na smyk:

$$\tau_s = \frac{F}{S} = \frac{\frac{2 \cdot M_t}{d}}{k_{ef} \cdot i \cdot \left[ (L - b) \cdot b + \frac{\pi \cdot b^2}{4} \right]} \quad (71)$$

Vypočtené a zvolené hodnoty pro vstupní a výstupní hřídel jsou vypsány v tabulce 10.

Tabulka 10: Výpočet a kontrola per na vstupní a výstupní hřídeli

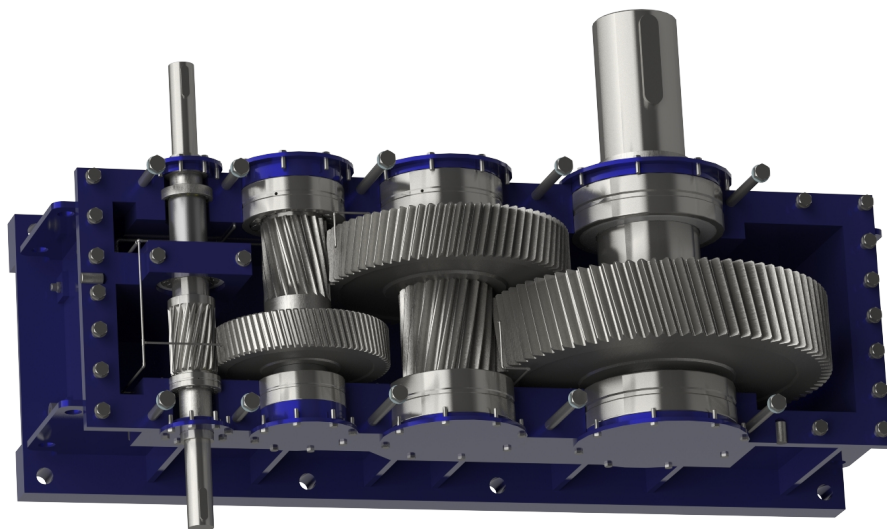
Parametr		Hřídel 4	Hřídel 1	Jednotky
Mez kluzu v tahu	$\sigma_{kt}$	430	430	MPa
Dovolené normálové napětí	$\sigma_D$	245	245	MPa
Dovolené smykové napětí	$\tau_{Ds}$	147	147	MPa
Dovolený tlak	$p_D$	171,5	175,5	MPa
Šířka	$b$	0,045	0,018	m
Výška	$h$	0,025	0,011	m
Kroutící moment	$M_k$	112159,10	1623,38	Nm
Počet per	$i$	2	2	-
Součinitel efektivního počtu nesoucích per	$k_{ef}$	0,6	0,6	-
Průměr hřídele	$d$	200	60	mm
Zvolená délka jednoho pera	$L_s$	220	75	mm

## 5.9 Návrh skříně převodovky

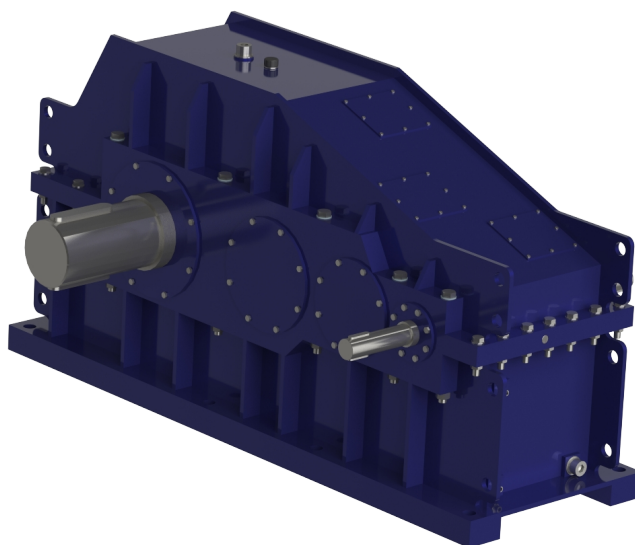
Vzhledem k nízkému počtu vyrobených kusů je nejjednodušším způsobem výroby skříně svařování. Pro základní tvar byl použit ocelový plech o tloušťce 15 mm a pro usazení hřídelí a připevnění skříně k podkladu byly použity frézované části.

Jako materiál byla zvolena konstrukční ocel S355JR. Tato ocel je dobře svařitelná a mez kluzu je 350 MPa. Víko a dno skříně jsou spojeny šrouby M20 a celý systém je utěsněn pomocí labyrintů.

Výsledná konstrukce skříně je znázorněna na následujících obrázcích. Pro zobrazení vnitřních součástí je na obrázku 33 skříň bez víka. Na obrázku 36 je pak převodovka zobrazena na vizualizaci s tmavě modrým nátěrem.



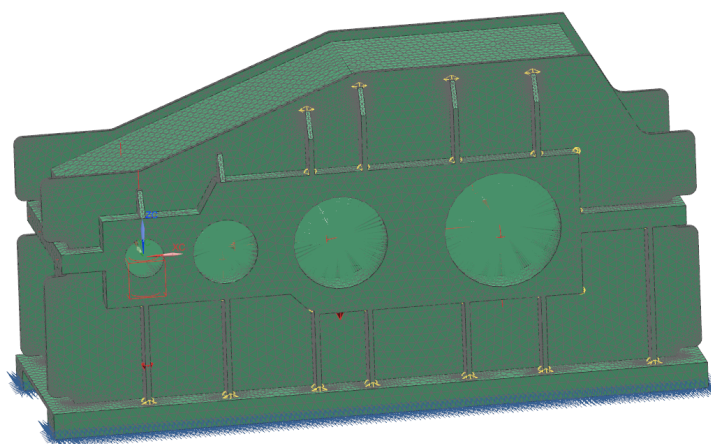
Obrázek 33: Pohled do vnitřku převodovky



Obrázek 34: Vizualizace převodovky s modrým nátěrem

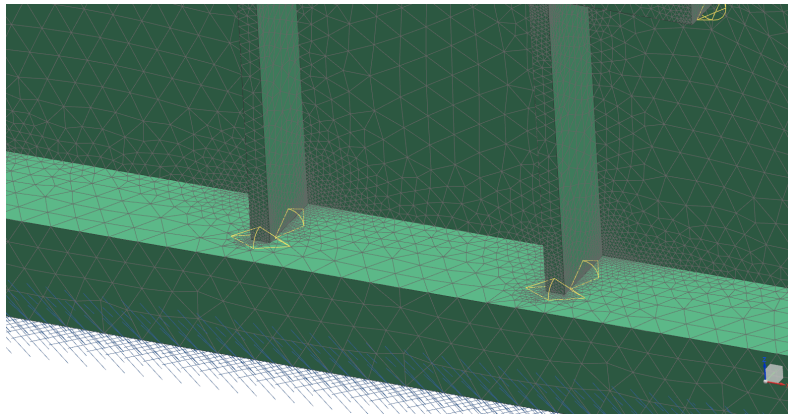
Ozubení a hřídele byly z hlediska napětí a deformace zkontrolovány pomocí softwaru KISSsys. Pro kontrolu napětí a deformace skříně byl použit software NX Nastran. Nejprve byla vytvořena 3D síť, která dělí objem na konečný počet prvků.

Skříň byla zatížena silami, které vznikají při přenosu výkonu a na skříň jsou přenášeny ložisky. Dále byla skříň zatížena tíhou všech součástí, včetně skříně samotné. Na obrázku 35 je zobrazen zasíťovaný model skříně s definovanými okrajovými podmínkami a zatěžujícími silami.



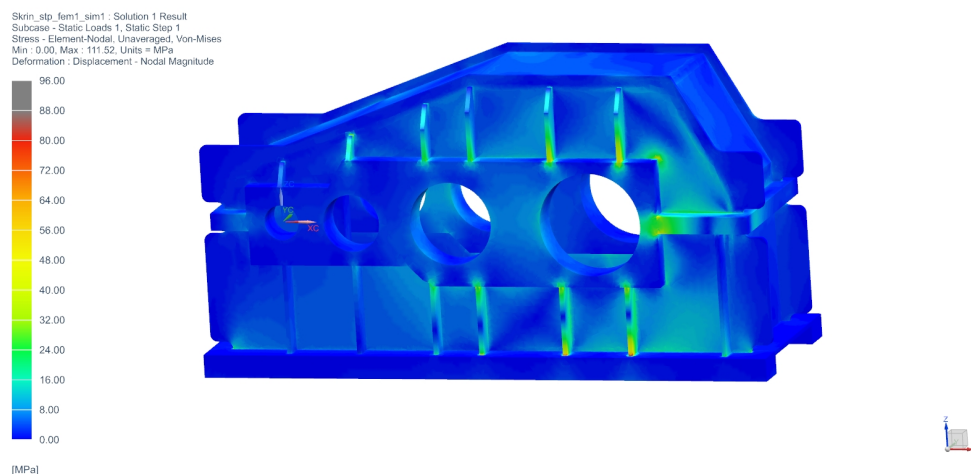
Obrázek 35: Zasítovaný model skříně převodovky s okrajovými podmínkami a zatěžujícími silami

Pro odpovídající výsledky analýzy je nutno síť upravit dle geometrie součásti. Na obrázku 36 je zobrazen detail znázorňující zahuštění sítě v oblasti hrany.



Obrázek 36: Detail upravené hustoty sítě

Tato analýza byla provedena pouze pro kontrolu, zda při zatěžování nevzniká příliš vysoké napětí. Maximální vypočtená hodnota napětí je 111,52 MPa, toto napětí se nachází v ostré hraně a není reálné, protože v tomto místě vznikne po svaření radius. Tato hodnota je pod mezí kluzu použitého materiálu S355JR, nehrozí tedy vznik velkých deformací nebo trhlin.



Obrázek 37: Analýza napětí metodou konečných prvků

Skříň převodovky byla zkontrolována na maximální napětí a deformaci při působení sil od ozubených převodů. Převodovka je vystavena frekvenčnímu zatěžování. Pokud se budící frekvence shodují s vlastní frekvencí součásti, dochází k rezonanci. Tento jev způsobuje nezanedbatelné deformace a napětí. Proto je nutno určit vlastní frekvence součástí a zkontrolovat, zda se neshodují s budící frekvencí.

Vlastní frekvence součástí byly vypočítány modální analýzou softwaru Nastran. V tabulce 11 jsou vypsané vypočtené hodnoty vlastních frekvencí a budící frekvence. Při porovnání těchto hodnot je patrné, že budící frekvence jsou svými hodnotami odlišné od vlastních frekvencí. Dle provedených výpočtů tedy k rezonanci nedojde.

Tabulka 11: Vlastní a budící frekvence převodovky

	1. vlastní frekvence	2. vlastní frekvence	3. vlastní frekvence	Budící frekvence		Otáčky za minutu
				Nevyvážené hřídele	Soukolí	
				[Hz]	[Hz]	[Hz]
Skříň	0,0001290	240,5765	331,560	-	-	-
Hřídel 1	0,0004422	296,8810	640,680	16,667	316,667	1000,0
Hřídel 2	0,0002317	1437,3050	2574,980	4,008	76,158	240,5
Hřídel 3	0,0002260	1467,7300	1806,550	0,977	20,51	58,6
Hřídel 4	0,0001896	450,8755	1265,775	0,242	5,075	14,5

## 6 Výpočet ztrátových výkonů navržené převodovky

Ztrátové výkony převodovek byly v této práci teoreticky popsány. Výpočet těchto výkonů dle uvedených vztahů vyžaduje velké množství informací o vlastnostech použitých součástí. Software KISSsys má ve svých knihovnách uloženy veškeré důležité informace o ložiskách, mazivech, materiálech a kvalitě zpracování součástí. Tyto informace software použije pro výpočet ztrátových výkonů na základě vztahů, které byly stručně popsány v této práci. Aby bylo možné pozorovat

rozdílné vlivy různých parametrů, budou pro výpočet ztrát definovány různé způsoby mazání, druhy olejů a zátěžové stavy.

Ztráty byly dle zadání analyzovány pro tři různé režimy mazání a pro každý režim byly použity dva různé typy oleje. Prvním režimem mazání je nucený oběh oleje. Tento olej je přiváděn k jednotlivým soukolím a k ložiskům. Dalším režimem mazání je brodění kol v oleji tak, aby byl smáčený povrch kola co nejmenší a rozstříku je dosaženo pomocí žlábků pro zachycení a rozvedení oleje. Množství oleje bylo stanoveno tak, aby hladina dosahovala nad patu spodního zubu největšího ozubeného kola převodovky. Třetím režimem mazání je také brodění, ovšem hladina oleje dosahuje až k vnitřnímu kroužku nejmenšího ložiska převodovky. S touto hladinou oleje je tedy velký smáčený povrch ozubeného kola, což je důležitý parametr z hlediska ztrát broděním. Pro výpočet byly uvažovány oleje VG150 a VG320, což jsou převodové oleje, kde číslo označení vyjadřuje střední kinematickou viskozitu [ $\text{mm}^2/\text{s}$ ] při teplotě  $40^\circ\text{C}$ .

Ze vztahů pro ztráty vyplývá, že důležitým faktorem je viskozita oleje. Ta je dána typem oleje a jeho teplotou. Aby byl výpočet odpovídající, je nutno nejprve stanovit provozní teplotu oleje. Před začátkem výpočtu ztrát pro jednotlivé typy mazání byla vypočtena provozní teplota oleje při plném výkonu převodovky. Tato teplota se ve všech případech pohybovala mezi  $40$  a  $50^\circ\text{C}$  při uvažování okolní teploty vzduchu  $20^\circ\text{C}$ . Z toho důvodu byla pro všechny výpočty zadána teplota oleje  $50^\circ\text{C}$ .

Pro některé aplikace je vhodné optimalizovat ztráty i pro tzv. volnoběh, kdy přenášený výkon je minimální a projevují se tak ve větší míře ztráty nezávislé na zatížení. Z toho důvodu byly ztrátové výkony počítány pro výkony od  $2$  do  $170$  kW.

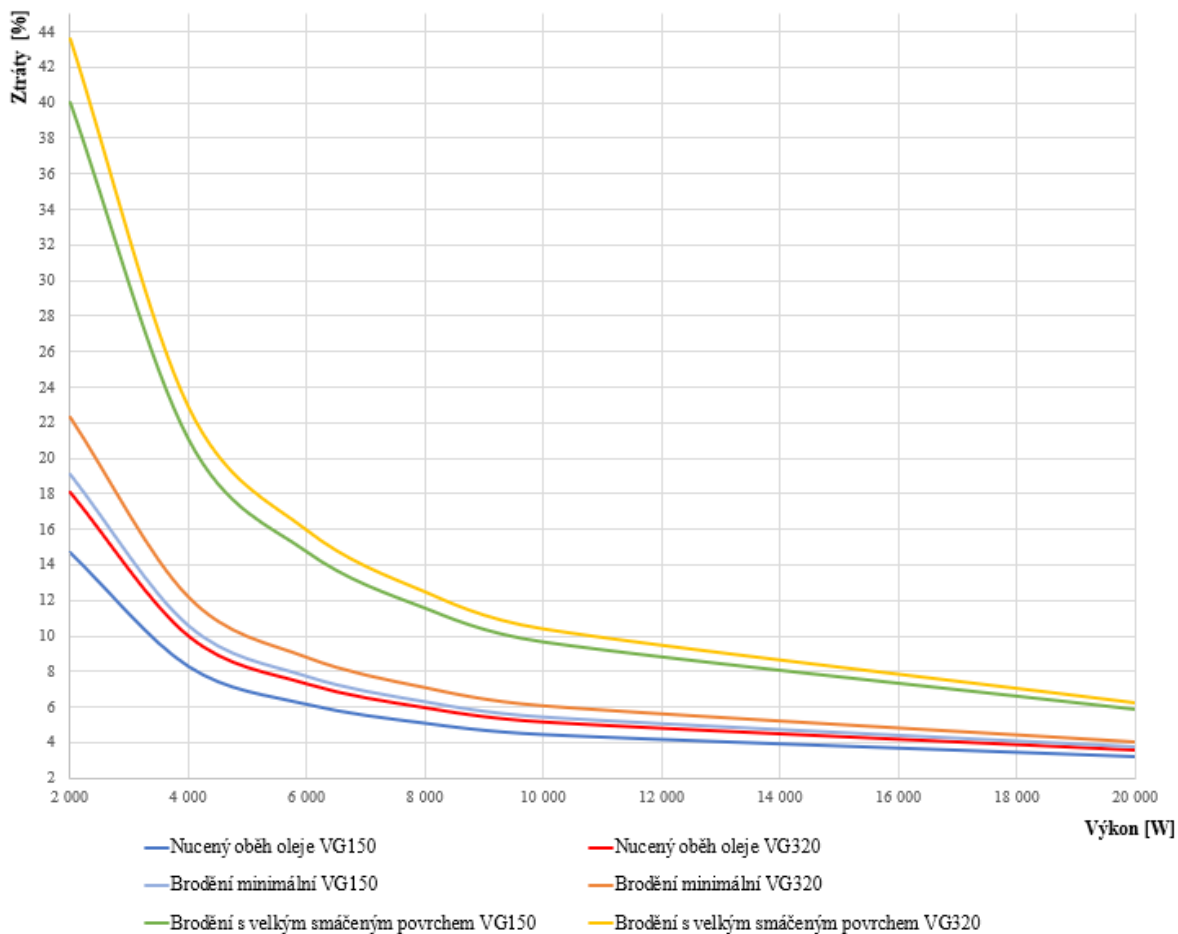
Ve zmíněném rozmezí výkonů bylo zvoleno 21 hodnot, pro které byly ztráty spočteny, pro zjednodušení jsou v tabulce 12 vypsány pouze některé hodnoty, všechny hodnoty pak byly vyneseny do grafů na obrázcích 38 a 39.

Tabulka 12: Ztráty při různých způsobech mazání

Způsob mazání	Vstupní výkon	Jedn.	2 000	10 000	50 000	100 000	150 000	170 000
použitý olej								
Nucený oběh oleje	Ztrátový výkon	W	294,10	449,10	1 427,30	3 050,80	4 854,50	5 611,50
VG150	Ztráty	%	14,71	4,49	2,85	3,05	3,24	3,30
Brodění minimální	Ztrátový výkon	W	382,60	547,30	1 616,00	3 258,80	5 144,20	5 933,60
VG150	Ztráty	%	19,13	5,47	3,23	3,26	3,43	3,49
Brodění s velkým smáčeným povrchem	Ztrátový výkon	W	800,40	956,10	2 035,40	3 676,80	5 561,70	6 350,30
VG150	Ztráty	%	40,02	9,65	4,07	3,68	3,71	3,74
Nucený oběh oleje	Ztrátový výkon	W	361,70	513,50	1 462,50	3 032,60	4 758,60	5 480,30
VG320	Ztráty	%	18,09	5,14	2,93	3,03	3,17	3,22
Brodění minimální	Ztrátový výkon	W	446,00	610,40	1 693,00	3 286,30	5 108,20	5 867,10
VG320	Ztráty	%	22,30	6,10	3,39	3,29	3,41	3,45
Brodění s velkým smáčeným povrchem	Ztrátový výkon	W	872,40	1 037,00	2 127,60	3 719,90	5 541,20	6 299,50
VG320	Ztráty	%	43,62	10,37	4,26	3,72	3,69	3,71

Při nízkých výkonech jsou ztráty při různých způsobech mazání při použití dvou typů olejů velmi rozdílné. Pro lepší znázornění rozdílů ve ztrátách jsou na obrázcích 38 a 39 vykresleny dva grafy pro výkony od 2 do 20 kW a od 20 do 170 kW.

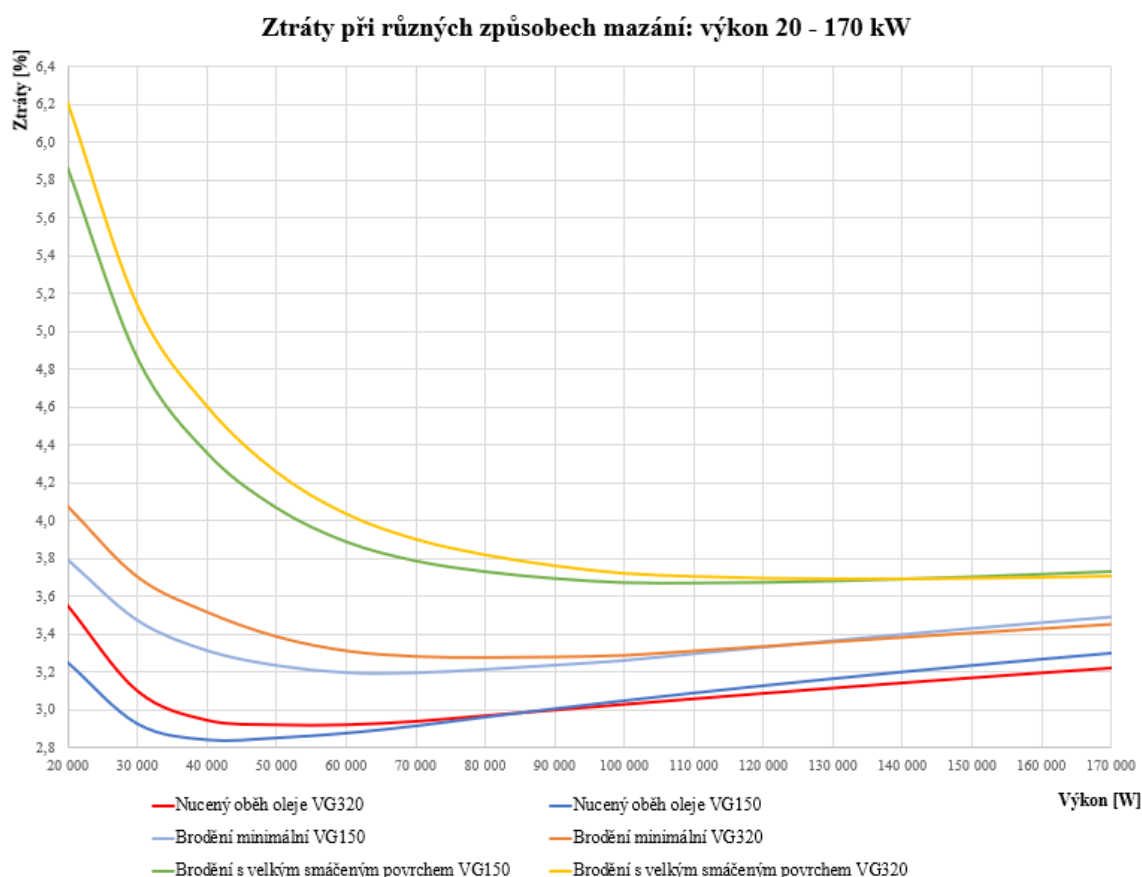
**Ztráty při různých způsobech mazání: výkon 2 - 20 kW**



Obrázek 38: Ztráty při různých způsobech mazání pro výkony od 2 do 20 kW

Z obrázku 38 je patrné, že při nízkých výkonech jsou rozdíly ve ztrátách velmi výrazné a velikost těchto ztrát není zanedbatelná. Důvod je především ten, že při nízkých výkonech je podíl ztrát nezávislých na zatížení větší, než při vysokých výkonech. Na první pohled si lze všimnout, že mazání broděním vykazuje větší ztráty, než nucený oběh oleje. Ztráty jsou při nízkých výkonech tím vyšší, čím je vyšší hladina oleje a jeho viskozita, což naznačují vztahy popsané dříve v této práci.

Při přenosu vyšších výkonů se rozdíly ve ztrátách snižují, tyto ztráty jsou znázorněny na obrázku 39.



Obrázek 39: Ztráty při různých způsobech mazání pro výkony od 20 do 170 kW

Ze závislosti výkonu na ztrátách při výkonech od 20 do 170 kW lze vyčíst drobnou změnu při porovnání maziv s různou viskozitou. Při vysokých přenášených výkonech vykazuje mazivo s vyšší viskozitou nižší ztráty. Tato skutečnost souvisí s tzv. vytlačováním maziva z kontaktních ploch ozubení a ložisek. Mazivo s vyšší viskozitou ulpí na povrchu i při vysokém zatížení a zajistí potřebné mazání, zatímco mazivo s nižší viskozitou je z kontaktní plochy vytlačeno a mazací schopnost klesá. Zmiňovaný rozdíl ztrát u olejů s různou viskozitou je nejvýraznější v případě nuceného oběhu oleje, protože vysoká viskozita negativně ovlivňuje ztráty broděním. Proto je tento rozdíl při mazání broděním z velké části kompenzován.

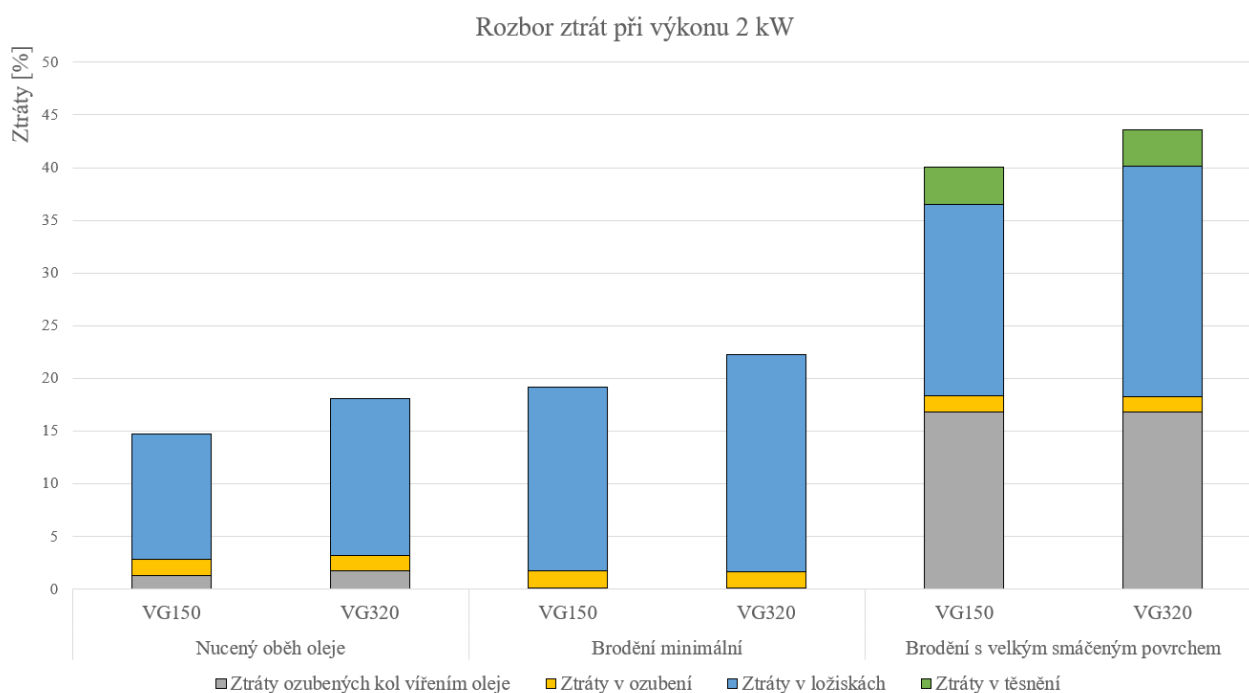
## 6.1 Rozbor ztrát při přenášeném výkonu 2 kW

Pro porozumění různým vlivům, které způsobují ztráty v převodovce je vhodné tyto ztráty zkoumat při vysokém i při nízkém výkonu. Ztrátové výkony byly rozděleny do čtyř skupin: víření oleje vlivem rotace a záběru ozubených kol, ztráty v ozubení, ztráty v ložiskách a v těsnění. Kontaktní těsnění byla použita pouze v režimu mazání broděním s velkým smáčeným povrchem. V tabulce 13 a na obrázku 40 jsou ztrátové výkony převedeny na procentuální ztráty z přenášeného výkonu.



Tabulka 13: Rozbor ztrát při přenášeném výkonu 2 kW

	Jednotky	Nucený oběh oleje		Brodění minimální		Brodění s velkým smáčeným povrchem	
		VG150	VG320	VG150	VG320	VG150	VG320
Výkon	W	2 000					
Ztráty ozubených kol vířením oleje	%	1,255	1,755	0,080	0,080	16,82	16,82
Ztráty v ozubení	%	1,600	1,465	1,675	1,575	1,495	1,395
Ztráty v ložiskách	%	11,850	14,865	17,375	20,645	18,235	21,935
Ztráty v těsnění	%	0	0	0	0	3,470	3,470
Celkové ztráty	%	14,705	18,085	19,130	22,30	40,020	43,620



Obrázek 40: Rozbor ztrát při výkonu 2 kW

Při nastaveném režimu mazání jsou ztráty vířením oleje vlivem brodění a záběru ozubených kol nejnižší při minimálním brodění. Při nuceném oběhu oleje jsou tyto ztráty vyšší z toho důvodu, v záběru ozubených kol dochází k víření oleje a tím vznikají ztrátové výkony. Vyšší hodnotu těchto ztrát pak ve všech režimech mazání vykazuje olej s vyšší viskozitou, tedy VG320. Tyto ztráty jsou nejvyšší při brodění s velkým smáčeným povrchem, kde olej klade vysoký odpor rotaci ozubených kol a dochází k velkému víření oleje, což se projevuje vysokým ztrátovým výkonem.

Ztráty v ozubení jsou obecně nižší pro olej s vyšší viskozitou. Nejnižší hodnoty těchto ztrát pak vykazuje režim mazání broděním s velkým smáčeným povrchem, nejvyšší ztráty pak brodění s minimálním smáčeným povrchem.

Největší podíl ve všech režimech mazání mají při takto nízkém přenášeném výkonu ztráty v ložiskách. Soudečková ložiska mají velmi vysokou únosnost a nejsou příliš citlivé na nepřesnosti, ale vykazují poměrně vysoké ztráty.

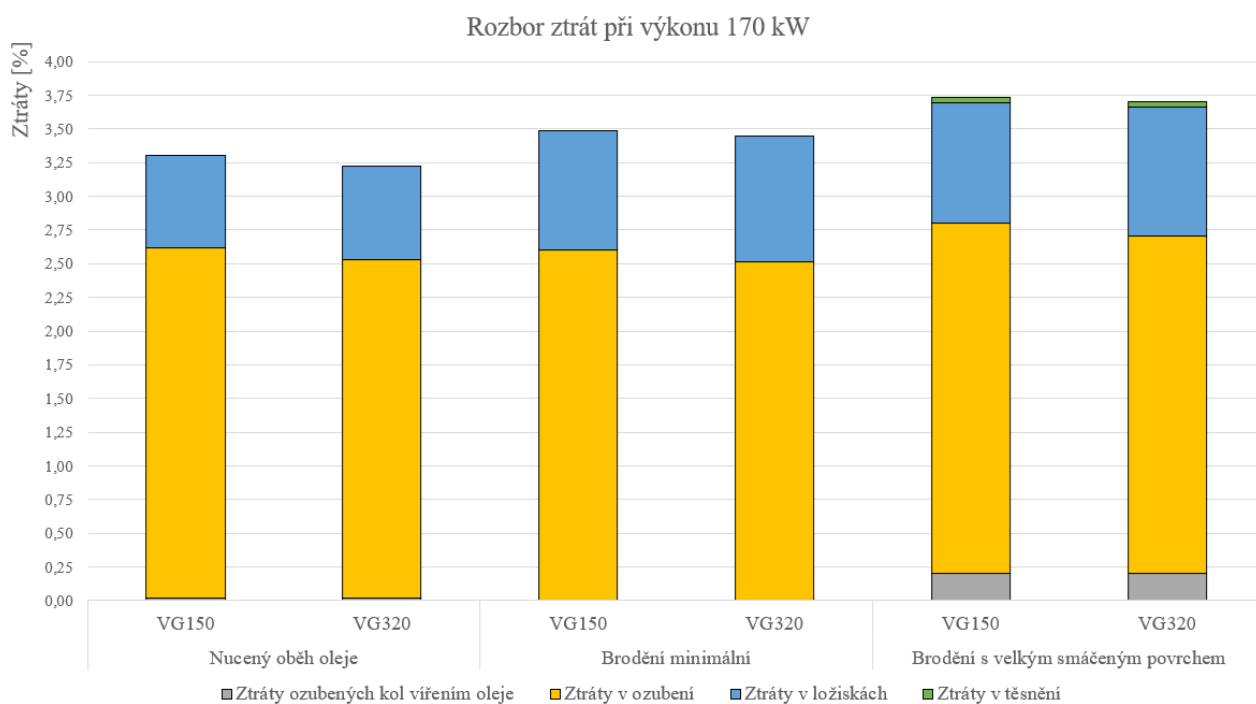
## 6.2 Rozbor ztrát při přenášeném výkonu 170 kW

Požadovaný přenášený výkon pro zadanou převodovku je 170 kW, proto je důležité analyzovat ztrátové výkony, které mohou v této převodovce vzniknout při daném výkonu. Rychlost otáčení je shodná s rychlostí v případě analýzy pto 2 kW, tedy 1000 otáček za minutu na vstupní hřídeli.

Procentuální ztráty pro jednotlivé režimy mazání jsou znázorněny v tabulce 14 a v grafu na obrázku 41.

Tabulka 14: Rozbor ztrát při přenášeném výkonu 170 kW

	Jednotky	Nucený oběh oleje		Brodění minimální		Brodění s velkým smáčeným povrchem	
		VG150	VG320	VG150	VG320	VG150	VG320
Výkon	W	170 000					
Ztráty ozubených kol vířením oleje	%	0,015	0,021	0,001	0,001	0,198	0,198
Ztráty v ozubení	%	2,604	2,510	2,604	2,511	2,601	2,507
Ztráty v ložiskách	%	0,682	0,693	0,885	0,939	0,896	0,960
Ztráty v těsnění	%	0	0	0	0	0,041	0,041
<b>Celkové ztráty</b>	<b>%</b>	<b>3,301</b>	<b>3,224</b>	<b>3,490</b>	<b>3,451</b>	<b>3,735</b>	<b>3,706</b>



Obrázek 41: Rozbor ztrát při výkonu 170 kW

Nejnižších ztrát bylo dosaženo při mazání nuceným oběhem oleje s označením VG320, tedy s vyšší viskozitou. Při použití oleje s nižší viskozitou byly ztráty vyšší jen o minimální hodnotu. Velmi nízkých hodnot dosahovaly při nuceném oběhu především ztráty v ložiskách.

Ztráty vířením oleje hrají roli především v režimu mazání broděním s vysokým smáčeným povrchem ozubených kol.

Ztráty v ozubení se při různých režimech příliš nelišily, ovšem lepších výsledků bylo dosaženo při použití oleje o vyšší viskozitě s označením VG320.

### **6.3 Ztrátové výkony při nuceném oběhu oleje**

Tento způsob mazání je z hlediska návrhu a výroby poměrně složitý a je nutno zajistit oběh oleje pomocí externího zařízení. Ovšem z hlediska ztrátových výkonů dosahuje nejlepších výsledků. Další výhodou je schopnost odvádět s olejem nečistoty a zachytit je v olejovém filtru, což prodlužuje životnost celého mechanismu, protože je minimalizováno opotřebení ozubení a ložisek.

Nejvýraznější rozdíl ve ztrátových výkonech ve srovnání s ostatními režimy mazání lze pozorovat ve ztrátách v ložiskách. Nízké ztráty v ložiskách při nuceném mazání jsou způsobeny tím, že k ložisku je přiváděno množství oleje, které zajistí potřebné mazání, ale nezpůsobí příliš velké ztráty broděním. Přebytný olej je pak z ložisek odváděn pomocí kanálků a tím jsou odváděny nečistoty.

V drobné míře dochází i ke ztrátám vířením oleje a to z toho důvodu, že k víření dochází i v ozubení, kam je olej přiváděn. Při záběru kol je tak olej vytlačován z kontaktních ploch a dochází k pohybu v tekutině, což má za následek tření. Velikost tohoto tření pak závisí na viskozitě oleje a rychlosti pohybu.

### **6.4 Ztrátové výkony při minimálním brodění**

Minimální brodění je z hlediska ztrátových výkonů uspokojivé řešení, kdy ztráty nejsou příliš vysoké a není nutné zajistit oběh oleje. Nevýhodou je, že aby bylo dosaženo mazání všech ložisek a převodů, je nutno olej rozstříkat do všech potřebných míst. Ve fázi návrhu je toto řešení velmi problematické, protože předpovídání chování kapalin je velmi složité a nepřesné. V praxi jsou tyto převodovky navrhovány pomocí experimentů. Pro vývoj je sestrojena skříň převodovky s průhlednými plastovými částmi, aby bylo možné sledovat pohyb oleje. Rozstřík je pak upravován pomocí korytek a různých tvarových elementů, které jsou přivařeny na vnitřní povrch skříně.

Tento režim mazání dosahoval nejlepších výsledků z hlediska ztrátových výkonů vířením oleje, ale nejhorších výsledků ve ztrátách v ozubení.

### **6.5 Ztrátové výkony při brodění s vysokým smáčeným povrchem**

Tato varianta je pro návrh a výrobu nejjednodušší. Hladina oleje dosahuje až k vnitřnímu kroužku nejmenšího ložiska, takže všechny elementy převodovky jsou mazány. Pro utěsnění je nutno použít kontaktní těsnění, aby nedocházelo k výraznému úniku oleje. Toto těsnění způsobuje ztrátové výkony vlivem tření. Kromě ztrát v těsnění zde dochází k výrazným ztrátám vířením oleje.

## 6.6 Volba způsobu mazání

Byly analyzovány ztráty pro nucený oběh oleje a brodění kol v oleji při různě velkém smáčeném povrchu. Výsledná volba systému mazání je komplexní proces, kdy je nutno vzít v úvahu všechny vlivy a požadavky na daný systém. Stejným způsobem je pak nutno přistupovat i k volbě maziva.

Pro sériovou výrobu, kde je prostor k vývoji může být vhodné zvolit mazání broděním s minimálním smáčeným povrchem. Důležitá je pak fáze vývoje, kdy jsou navrženy tvarové prvky pro rozstřík oleje. Toto řešení je výhodné především z hlediska provozní jednoduchosti a nízkých nároků na údržbu.

Při kusové výrobě, kde je kladen důraz na nízkou cenu a nízké nároky na údržbu a zástavbový prostor se většinou volí varianta mazání broděním s vyšší hladinou oleje. Je ovšem nutno zajistit utěsnění systému.

Tato práce je zaměřena na minimalizaci ztrát převodovky, proto byl jako způsob mazání zvolen nucený oběh oleje. Volba maziva pak záleží především na charakteru provozu. Při nízkých výkonech byly vypočteny nižší ztráty při použití maziva VG150 a tento rozdíl byl poměrně vysoký (přes 3%). Při vysokých výkonech pak byly trochu nižší ztráty při použití maziva VG320 (0,08%). Tento rozdíl je ale téměř zanedbatelný, proto je nutno přihlídnout k charakteru provozu převodovky. Pokud své životnosti bude přenášen výkon 170 kW, je vhodné použít olej VG320. V případě, že převodovka bude často zatěžována na nižší výkon, je výhodnější volba maziva VG150.

Pro tento případ bylo použito zmíněné mazivo VG150.

Jednotlivá soukolí jsou mazána pomocí trysek, které vstříkují olej přímo do záběru kol. K ložiskům je olej přiváděn vrtanými kanálky ve skříni převodovky a odváděn je opět kanálky na dně válcového prostoru za ložisky. Pro realizaci tohoto způsobu mazání je nutno vytvořit uvnitř skříně potrubí pro rozvod oleje. Z hlediska návrhu je vhodné tuto potrubní síť upevnit k víku převodovky, ovšem pro servis je toto řešení zcela nevýhodné. Při demontáži víka je nutno rozpojit potrubní vedení a celá manipulace je pak mnohem složitější. Z toho důvodu je při tomto návrhu použita potrubní síť připevněna ke spodku skříně.

## Závěr

Cílem práce bylo navrhnout průmyslovou převodovku a analyzovat ztrátové výkony pro různé způsoby mazání.

Nejprve bylo provedeno seznámení se základními součástmi převodovky a jejich geometrií. Následně byly analyzovány vlivy vlastností součástí na vznik ztrátových výkonů. Protože ztráty vznikají třením ve stykových plochách pevných těles, ale i třením v tekutinách, lze ztrátové výkony dělit dle součásti, ve které vznikají na ztráty v ložiskách, v ozubení, ztráty vířením oleje, vířením vzduchu a ztráty v těsnění. Ztrátová energie se přeměňuje v teplo a dochází tak ke zvyšování teploty, což může poškodit celý systém.

Na základě znalosti vlastností součástí, které mají vliv na velikost ztrát byla navržena průmyslová převodovka. Nejprve byly dimenzovány ozubené převody. Protože se jedná o převod do pomala, modul kol se pro soukolí od vstupu k výstupu zvyšuje. Pro přenos momentů byla použita čelní ozubená kola se šikmými zuby. Při znalosti axiálních a radiálních sil byla navržena a zkontrolována ložiska od výrobce SKF. Skříň je svařena z ocelového plechu tloušťky 15mm a frézovaných částí. Ochranu proti korozi zajišťuje nátěr. Konstrukce skříně byla zkontrolována na maximální napětí při působení sil od ozubených převodů a byla provedena modální analýza pro kontrolu vlastních a budících frekvencí.

Pro tuto převodovku byly vypočteny ztrátové výkony pro tři různé režimy mazání a pro dva druhy oleje pro každý režim. Z hlediska účinnosti bylo pro navrhovanou převodovku použito mazání nuceným oběhem oleje VG 150, kde při přenášeném výkonu 170 kW byly vypočteny ztráty 3,3 %.

V příloze této práce je výpočtová zpráva ze softwaru KISSsys, která obsahuje výpočet ozubených převodů, ložisek a hřídelí navrhované převodovky. Dále je součástí přílohy výkres sestavy, kusovník, výrobní výkres vybrané hřídele a ozubeného kola.

## Použitá literatura

[1] Struktura skupiny Wikov - Wikov. [online]. Copyright © 2020 Wikov Industry a.s. [cit. 20.07.2020]. Dostupné z: <https://www.wikov.com/cs/o-nas/struktura-skupiny-wikov>

[2] Krátký, J., Krónerová, E. a Hosnedl, S. *Obecné strojní části 2*. Plzeň : ZČU v Plzni, 2011.

[3] Hosnedl, S. a Krátký, J. *Příručka strojního inženýra 2*. Praha : Computer Press.

[4] Řasa, J. a Vladimír, G. *Strojírenská technologie 3, 1. díl*. Praha : Scientia, spol. s.r.o., 2000

[5] ŠTĚPINA, Václav a Václav VESELÝ. *Maziva v tribologii*. Bratislava: Veda, 1985.

[6] SKF General Catalogue 6000 EN, SKF, November 2005.

[7] Hoehn, Bernd-Robert & Michaelis, Klaus & Hinterstoißer, Michael. (2009). Optimization of gearbox efficiency. GOMABN. 488330184301821134. 441-480.

[8] Albers, P. (2004). *A study to oil churning losses in a gearbox*. (DCT rapporten; Vol. 2004.035). Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven.

[9] Katalog GSM 2012 S.T.M. S.p.A. Via del Maccabreccia, 39 Lippo di Calderara di Reno 40012 - Bologna (Italy)

[10] Flender [online]. Copyright © Flender 2017 [cit. 20.07.2020]. Dostupné z: <https://www.flender.com/en/>

## Seznam příloh

Příloha č. 1 - Výpočtová zpráva z KISSsysu.....	73
Příloha č. 2 - Seznam položek.....	112
Příloha č. 3 - Výkres sestavy.....	volně
Příloha č. 4 - Výrobní výkres ozubeného kola číslo 4.....	volně
Příloha č. 5 - Výrobní výkres hřídele číslo 3.....	volně

## **PŘÍLOHA č. 1**

### **Výpočtová zpráva z KISSsysu**



## Soukolí 12 – 1. stupeň převodovky

### CALCULATION OF A HELICAL GEAR PAIR

Drawing or article number:

Gear 1: z1(GearPair\_const1)

Gear 2: z2(GearPair\_const1)

Calculation method DIN 3990:1987 Method B

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Power (kW)	[P]		170.000
Speed (1/min)	[n]	1000.0	240.5
Torque (Nm)	[T]	1623.4	6749.8
Application factor	[KA]		1.25
Required service life (h)	[H]		50000.00
Gear driving (+) / driven (-)		+	-
Sense of rotation gear 1 clockwise			

### 1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

Center distance (mm)	[a]	250.000	
Normal module (mm)	[mn]	5.0000	
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]	20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[beta]	12.0000	
Number of teeth	[z]	19	79
Facewidth (mm)	[b]	90.00	90.00
Surface hardness		HRC 61	HRC 61
Fatigue strength. tooth root stress (N/mm <sup>2</sup> )	[σFlim]	500.00	500.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm <sup>2</sup> )	[σHlim]	1500.00	1500.00

Gear reference profile 1 :

Reference profile 1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A

Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250
Root radius factor	[rhofP*]	0.380 (rhofPmax*=0.472)
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[alfprP]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[alfKP]	0.000

not topping

Gear reference profile 2 :

Reference profile 1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A

Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250
Root radius factor	[rhofP*]	0.380 (rhofPmax*=0.472)
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[alfprP]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[alfKP]	0.000

not topping

Lubrication type

Oil injection lubrication

Kinem. viscosity oil at 40 °C (mm <sup>2</sup> /s)	[nu40]	150.00
Oil temperature (°C)	[TS]	50.000

Overall transmission ratio	[itot]		-4.158	
Profile shift coefficient	[x]	0.1426		-0.2366
Tooth thickness (Arc) (module) (module)	[sn*]	1.6746		1.3986
Reference diameter (mm)	[d]	97.122		403.825
Base diameter (mm)	[db]	91.025		378.472
Tip diameter (mm)	[da]	108.542		411.452
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	96.939		403.061
Root diameter (mm)	[df]	86.048		388.958
Specific sliding at the tip	[zetaa]	0.541		0.728
Specific sliding at the root	[zetaf]	-2.676		-1.179
Transverse contact ratio	[eps_a]		1.613	
Overlap ratio	[eps_b]		1.191	
Total contact ratio	[eps_g]		2.805	

## 2. FACTORS OF GENERAL INFLUENCE

Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]		33429.6	
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]		5.09	
Meshing stiffness (N/mm/μm)	[cg]		19.332	
Resonance ratio (-)	[N]		0.080	
Load according to Figure 6.8, (0:6.8a, 1:6.8b, 2:6.8c, 3:6.8d, 4:6.8e)	DIN 3990-1:1987 [-]	4		
Without support effect				
Tooth trace deviation (active) (μm)	[Fby]		4.25	
Tooth without tooth trace modification				
Position of Contact pattern: favorable				
Dynamic factor	[KV]		1.017	
Face load factor - flank	[KHb]		1.087	
- Tooth root	[KFb]		1.076	
- Scuffing	[KBb]		1.087	
Transverse load factor - flank	[KH <sub>a</sub> ]		1.058	
- Tooth root	[KF <sub>a</sub> ]		1.058	
- Scuffing	[KB <sub>a</sub> ]		1.058	
Helical load factor scuffing	[Kbg]		1.266	

## 3. TOOTH ROOT STRENGTH

Calculation of Tooth form coefficients according method: B

Tooth form factor	[YF]	1.33		1.35
Stress correction factor	[YS]	2.01		2.00
Contact ratio factor	[Yeps]		1.000	
Helix angle factor	[Ybet]		0.900	
Tooth root stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigF]	257.55		261.31
Notch sensitivity factor	[YdrelT]	0.994		0.996
Surface factor	[YRrelT]	0.957		0.957
size factor (Tooth root)	[YX]	1.000		1.000
Finite life factor	[YNT]	1.000		1.000
Alternating bending factor (mean stress influence coefficient)	[YM]		1.000	1.000
Limit strength tooth root (N/mm <sup>2</sup> )	[sigFG]	951.41		952.67
Safety for tooth root stress	[SF=sigFG/sigF]	3.69		3.65

## 4. SAFETY AGAINST PITTING (TOOTH FLANK)

Zone factor	[ZH]		2.469	
Elasticity factor (√N/mm <sup>2</sup> )	[ZE]		189.812	
Contact ratio factor	[Zeps]		0.787	

Helix angle factor	[Zbet]	0.989	
Contact stress at operating pitch circle (N/mm <sup>2</sup> )	[sigHw]	961.26	
Contact stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigHB, sigHD]	961.26	961.26
Lubrication coefficient at NL	[ZL]	0.992	0.992
Speed coefficient at NL	[ZV]	0.983	0.983
Roughness coefficient at NL	[ZR]	0.987	0.987
Material pairing coefficient at NL	[ZW]	1.000	1.000
Finite life factor	[ZNT]	1.000	1.000
Size factor (flank)	[ZX]	1.000	1.000
Pitting stress limit (N/mm <sup>2</sup> )	[sigHG]	1443.15	1443.15
Safety factor for contact stress at operating pitch circle	[SHw]	1.50	1.50
Safety for stress at single tooth contact	[SHBD=sigHG/sigHBD]	1.50	1.50

#### **4b. MICROPITTING ACCORDING TO ISO/TR 15144-1:2014**

Calculation did not run. (Lubricant: Load stage micropitting test is unknown.)

#### **5. SCUFFING LOAD CAPACITY**

Calculation method according to DIN 3990:1987

Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt]	687.659
Flash temperature-criteria		
Tooth mass temperature (°C)	[theMB]	113.40
Scuffing temperature (°C)	[theS]	416.23
Safety factor for scuffing (flash temperature)	[SB]	2.083
Integral temperature-criteria		
Tooth mass temperature (°C)	[theMC]	67.05
Integral scuffing temperature (°C)	[theSint]	416.23
Integral tooth flank temperature (°C)	[theint]	97.50
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]	4.269

#### **6. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS**

		DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25
Tooth thickness deviation			
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.070 / -0.110	-0.130 / -0.190
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	38.806	130.549
Actual base tangent length ('span') (mm)	[Wk.e/i]	38.741 / 38.703	130.426 / 130.370
(mm)	[ΔWk.e/i]	-0.066 / -0.103	-0.122 / -0.179
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	9.000	9.000
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	111.048	415.066
Diametral two ball measure (mm)	[MdK.e/i]	110.902 / 110.818	414.722 / 414.563
Diametral measurement over pins without clearance (mm)	[MdR]	111.398	415.147
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	111.251 / 111.167	414.802 / 414.643
Measurement over 2 pins (free) according to AGMA 2002 (mm)	[dk2f.e/i]	110.884 / 110.800	414.718 / 414.559
Measurement over 2 pins (transverse) according to AGMA 2002 (mm)	[dk2t.e/i]	111.588 / 111.504	414.882 / 414.722
Measurement over 3 pins (axial) according to AGMA 2002 (mm)	[dk3A.e/i]	111.251 / 111.167	414.802 / 414.643
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jtw]	0.323 / 0.187	
Normal backlash (mm)	[jnw]	0.297 / 0.172	
Entire torsional angle (°)	[j.tSys]		0.3818/0.2213

#### **7. GEAR ACCURACY**

#### **8. ADDITIONAL DATA**

Mass (kg) [m] 5.018 88.425

## 9. MODIFICATIONS AND TOOTH FORM DEFINITION

### 10. SERVICE LIFE, DAMAGE

Required safety for tooth flank	[SHmin]	1.00	
System service life (h)	[Hatt]	> 1000000	
Tooth root service life (h)	[HFatt]	1e+006	1e+006
Tooth flank service life (h)	[HHatt]	1e+006	1e+006

End of Report lines: 198

## Soukolí 34 – 2. stupeň převodovky

### CALCULATION OF A HELICAL GEAR PAIR

Drawing or article number:

Gear 1: z3(GearPair\_const2)

Gear 2: z5(GearPair\_const2)

Calculation method DIN 3990:1987 Method B

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --
Power (kW)	[P]	170.000	
Speed (1/min)	[n]	240.5	58.6
Torque (Nm)	[T]	6749.8	27709.9
Application factor	[KA]		1.25
Required service life (h)	[H]	50000.00	
Gear driving (+) / driven (-)		+	-
Sense of rotation gear 1 counterclockwise			

### 1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

Center distance (mm)	[a]	355.000	
Normal module (mm)	[mn]	7.0000	
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]	20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[beta]	12.0000	
Number of teeth	[z]	19	78
Facewidth (mm)	[b]	125.00	125.00
Surface hardness		HRC 61	HRC 61
Fatigue strength. tooth root stress (N/mm <sup>2</sup> )	[σFlim]	500.00	500.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm <sup>2</sup> )	[σHlim]	1500.00	1500.00
Gear reference profile	1 :		
Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A		
Dedendum coefficient	[hfP*]		1.250
Root radius factor	[rhofP*]		0.380 (rhofPmax*=0.472)
Addendum coefficient	[haP*]		1.000
Tip radius factor	[rhoaP*]		0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]		0.000
Protuberance angle	[alfprP]		0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]		0.000
Ramp angle	[alfKP]		0.000
		not topping	
Gear reference profile	2 :		
Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A		
Dedendum coefficient	[hfP*]		1.250

Root radius factor	[rhofP*]	0.380 (rhofPmax*=0.472)
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[alfprP]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[alfKP]	0.000

not topping

Lubrication type	Oil injection lubrication		
Kinem. viscosity oil at 40 °C (mm <sup>2</sup> /s)	[nu40]	150.00	
Oil temperature (°C)	[TS]	50.000	
Overall transmission ratio	[itot]	-4.105	
Profile shift coefficient	[x]	0.3222	0.8952
Tooth thickness (Arc) (module) (module)	[sn*]	1.8054	2.2225
Reference diameter (mm)	[d]	135.971	558.198
Base diameter (mm)	[db]	127.435	523.154
Tip diameter (mm)	[da]	153.269	583.517
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	139.072	570.928
Root diameter (mm)	[df]	122.983	553.231
Specific sliding at the tip	[zetaa]	0.430	0.589
Specific sliding at the root	[zetaf]	-1.435	-0.755
Transverse contact ratio	[eps_a]	1.407	
Overlap ratio	[eps_b]	1.182	
Total contact ratio	[eps_g]	2.589	

## 2. FACTORS OF GENERAL INFLUENCE

Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]	99283.4
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]	1.71
Meshing stiffness (N/mm/μm)	[cg]	19.226
Resonance ratio (-)	[N]	0.028
Load according to Figure 6.8, DIN 3990-1:1987 (-)	[ ]	4
(0:6.8a, 1:6.8b, 2:6.8c, 3:6.8d, 4:6.8e)		
Without support effect		
Tooth trace deviation (active) (μm)	[Fby]	4.67
Tooth without tooth trace modification		
Position of Contact pattern: favorable		
Dynamic factor	[KV]	1.005
Face load factor - flank	[KHb]	1.045
- Tooth root	[KFb]	1.039
- Scuffing	[KBb]	1.045
Transverse load factor - flank	[KHa]	1.008
- Tooth root	[KFa]	1.008
- Scuffing	[KBa]	1.008
Helical load factor scuffing	[Kbg]	1.238

## 3. TOOTH ROOT STRENGTH

Calculation of Tooth form coefficients according method: B

Tooth form factor	[YF]	1.36	1.21
Stress correction factor	[YS]	2.07	2.38
Contact ratio factor	[Yeps]	1.000	
Helix angle factor	[Ybet]	0.900	
Tooth root stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigF]	380.18	388.52
Notch sensitivity factor	[YdrelT]	0.998	1.005
Surface factor	[YRrelT]	0.957	0.957

size factor (Tooth root)	[YX]	0.980	0.980
Finite life factor	[YNT]	1.000	1.000
Alternating bending factor (mean stress influence coefficient)	[YM]	1.000	1.000
Limit strength tooth root (N/mm <sup>2</sup> )	[sigFG]	935.49	942.66
Safety for tooth root stress	[SF=sigFG/sigF]	2.46	2.43

**4. SAFETY AGAINST PITTING (TOOTH FLANK)**

Zone factor	[ZH]	2.260	
Elasticity factor ( $\sqrt{N/mm^2}$ )	[ZE]	189.812	
Contact ratio factor	[Zeps]	0.843	
Helix angle factor	[Zbet]	0.989	
Contact stress at operating pitch circle (N/mm <sup>2</sup> )	[sigHw]	1109.02	
Contact stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigHB, sigHD]	1109.02	1109.02
Lubrication coefficient at NL	[ZL]	0.992	0.992
Speed coefficient at NL	[ZV]	0.962	0.962
Roughness coefficient at NL	[ZR]	0.996	0.996
Material pairing coefficient at NL	[ZW]	1.000	1.000
Finite life factor	[ZNT]	1.000	1.000
Size factor (flank)	[ZX]	1.000	1.000
Pitting stress limit (N/mm <sup>2</sup> )	[sigHG]	1425.78	1425.78
Safety factor for contact stress at operating pitch circle	[SHw]	1.29	1.29
Safety for stress at single tooth contact	[SHBD=sigHG/sigHBD]	1.29	1.29

**4b. MICROPITTING ACCORDING TO ISO/TR 15144-1:2014**

Calculation did not run. (Lubricant: Load stage micropitting test is unknown.)

**5. SCUFFING LOAD CAPACITY**

Calculation method according to DIN 3990:1987

Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt]	1301.368
Flash temperature-criteria		
Tooth mass temperature (°C)	[theMB]	88.16
Scuffing temperature (°C)	[theS]	416.23
Safety factor for scuffing (flash temperature)	[SB]	3.461
Integral temperature-criteria		
Tooth mass temperature (°C)	[theMC]	67.95
Integral scuffing temperature (°C)	[theSint]	416.23
Integral tooth flank temperature (°C)	[theint]	100.00
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]	4.162

**6. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS**

Tooth thickness deviation		DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.095 / -0.145	-0.130 / -0.190
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	55.189	229.413
Actual base tangent length ('span') (mm)	[Wk.e/i]	55.100 / 55.053	229.291 / 229.234
(mm)	[ΔWk.e/i]	-0.089 / -0.136	-0.122 / -0.179
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	14.000	14.000
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	161.606	592.960
Diametral two ball measure (mm)	[MdK.e/i]	161.428 / 161.334	592.669 / 592.534
Diametral measurement over pins without clearance (mm)	[MdR]	162.112	592.960
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	161.933 / 161.839	592.669 / 592.534
Measurement over 2 pins (free) according to AGMA 2002 (mm)	[dk2f.e/i]	161.399 / 161.305	0.000 / 0.000
Measurement over 2 pins (transverse) according to AGMA 2002 (mm)			

	[dk2t.e/i]	162.417 / 162.322	0.000 / 0.000
Measurement over 3 pins (axial) according to AGMA 2002 (mm)			
	[dk3A.e/i]	161.933 / 161.839	592.669 / 592.534
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jtw]	0.375 /	0.210
Normal backlash (mm)	[jnw]	0.345 /	0.193
Entire torsional angle (°)	[j.tSys]		0.3092/0.1733

## 7. GEAR ACCURACY

## 8. ADDITIONAL DATA

Mass (kg)	[m]	14.359	248.023
-----------	-----	--------	---------

## 9. MODIFICATIONS AND TOOTH FORM DEFINITION

## 10. SERVICE LIFE, DAMAGE

Required safety for tooth flank	[SHmin]	1.00	
System service life (h)	[Hatt]	> 1000000	
Tooth root service life (h)	[HFatt]	1e+006	1e+006
Tooth flank service life (h)	[HHatt]	1e+006	1e+006

End of Report lines: 198

# Soukolí 56 – 3. stupeň převodovky

## CALCULATION OF A HELICAL GEAR PAIR

Drawing or article number:

Gear 1: z4(GearPair\_const3)

Gear 2: z6(GearPair\_const3)

Calculation method DIN 3990:1987 Method B

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Power (kW)	[P]	170.000	
Speed (1/min)	[n]	58.6	14.5
Torque (Nm)	[T]	27709.9	112159.1
Application factor	[KA]		1.25
Required service life (h)	[H]	50000.00	
Gear driving (+) / driven (-)		+	-
Sense of rotation gear 1 clockwise			

## 1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

Center distance (mm)	[a]	500.000	
Normal module (mm)	[mn]	9.0000	
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]	20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[beta]	12.0000	
Number of teeth	[z]	21	85
Facewidth (mm)	[b]	180.00	180.00
Surface hardness		HRC 61	HRC 61
Fatigue strength. tooth root stress (N/mm <sup>2</sup> )	[σFlim]	500.00	500.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm <sup>2</sup> )	[σHlim]	1500.00	1500.00
Gear reference profile	1 :		
Reference profile		1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A	
Dedendum coefficient	[hfP*]		1.250
Root radius factor	[rhofP*]		0.380 (rhofPmax*=0.472)

Addendum coefficient	[haP*]	1.000	
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000	
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	
Protuberance angle	[alfprP]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Ramp angle	[alfKP]	0.000	
			not topping
Gear reference profile	2 :		
Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A		
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250	
Root radius factor	[rhofP*]	0.380 (rhofPmax*=0.472)	
Addendum coefficient	[haP*]	1.000	
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000	
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	
Protuberance angle	[alfprP]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Ramp angle	[alfKP]	0.000	
			not topping
Lubrication type			Oil injection lubrication
Kinem. viscosity oil at 40 °C (mm <sup>2</sup> /s)	[nu40]	150.00	
Oil temperature (°C)	[TS]	50.000	
Overall transmission ratio	[itot]	-4.048	
Profile shift coefficient	[x]	0.5542	0.9331
Tooth thickness (Arc) (module) (module)	[sn*]	1.9742	2.2501
Reference diameter (mm)	[d]	193.222	782.091
Base diameter (mm)	[db]	181.092	732.990
Tip diameter (mm)	[da]	219.112	814.801
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	198.113	801.887
Root diameter (mm)	[df]	180.698	776.387
Specific sliding at the tip	[zetaa]	0.435	0.435
Specific sliding at the root	[zetaf]	-0.769	-0.769
Transverse contact ratio	[eps_a]	1.360	
Overlap ratio	[eps_b]	1.324	
Total contact ratio	[eps_g]	2.683	

## 2. FACTORS OF GENERAL INFLUENCE

Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]	286818.6	
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]	0.59	
Meshing stiffness (N/mm/μm)	[cg]	19.551	
Resonance ratio (-)	[N]	0.011	
Load according to Figure 6.8, DIN 3990-1:1987 [-]	4		
(0:6.8a, 1:6.8b, 2:6.8c, 3:6.8d, 4:6.8e)			
Without support effect			
Tooth trace deviation (active) (μm)	[Fby]	15.36	
Tooth without tooth trace modification			
Position of Contact pattern: favorable			
Dynamic factor	[KV]	1.001	
Face load factor - flank	[KHb]	1.075	
- Tooth root	[KFb]	1.067	
- Scuffing	[KBb]	1.075	
Transverse load factor - flank	[KHa]	1.000	
- Tooth root	[KFa]	1.000	
- Scuffing	[KBa]	1.000	
Helical load factor scuffing	[Kbg]	1.252	



### 3. TOOTH ROOT STRENGTH

Calculation of Tooth form coefficients according method: B

Tooth form factor	[YF]	1.22	1.26
Stress correction factor	[YS]	2.28	2.35
Contact ratio factor	[Yeps]	1.000	
Helix angle factor	[Ybet]	0.900	
Tooth root stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigF]	590.49	627.52
Notch sensitivity factor	[YdrelT]	1.002	1.005
Surface factor	[YRrelT]	0.957	0.957
size factor (Tooth root)	[YX]	0.960	0.960
Finite life factor	[YNT]	1.000	1.000
Alternating bending factor (mean stress influence coefficient)	[YM]	1.000	1.000
Limit strength tooth root (N/mm <sup>2</sup> )	[sigFG]	920.34	923.41
Safety for tooth root stress	[SF=sigFG/sigF]	1.56	1.47

### 4. SAFETY AGAINST PITTING (TOOTH FLANK)

Zone factor	[ZH]	2.244	
Elasticity factor ( $\sqrt{N/mm^2}$ )	[ZE]	189.812	
Contact ratio factor	[Zeps]	0.858	
Helix angle factor	[Zbet]	0.989	
Contact stress at operating pitch circle (N/mm <sup>2</sup> )	[sigHw]	1343.87	
Contact stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigHB, sigHD]	1343.87	1343.87
Lubrication coefficient at NL	[ZL]	0.992	0.992
Speed coefficient at NL	[ZV]	0.949	0.950
Roughness coefficient at NL	[ZR]	1.005	1.005
Material pairing coefficient at NL	[ZW]	1.000	1.000
Finite life factor	[ZNT]	1.000	1.011
Size factor (flank)	[ZX]	1.000	1.000
Pitting stress limit (N/mm <sup>2</sup> )	[sigHG]	1419.71	1436.73
Safety factor for contact stress at operating pitch circle	[SHw]	1.06	1.07
Safety for stress at single tooth contact	[SHBD=sigHG/sigHBD]	1.06	1.07

### 4b. MICROPITTING ACCORDING TO ISO/TR 15144-1:2014

Calculation did not run. (Lubricant: Load stage micropitting test is unknown.)

### 5. SCUFFING LOAD CAPACITY

Calculation method according to DIN 3990:1987

Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt]	2684.590
Flash temperature-criteria		
Tooth mass temperature (°C)	[theMB]	93.93
Scuffing temperature (°C)	[theS]	416.23
Safety factor for scuffing (flash temperature)	[SB]	3.006
Integral temperature-criteria		
Tooth mass temperature (°C)	[theMC]	72.26
Integral scuffing temperature (°C)	[theSint]	416.23
Integral tooth flank temperature (°C)	[theint]	112.01
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]	3.716

### 6. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

Tooth thickness deviation	DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.095 / -0.145    -0.175 / -0.255
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	99.223    322.702

Actual base tangent length ('span') (mm)	[Wk.e/i]	99.134 / 99.087	322.538 / 322.462
(mm)	[ΔWk.e/i]	-0.089 / -0.136	-0.164 / -0.240
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	18.000	18.000
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	229.315	827.406
Diametral two ball measure (mm)	[MdK.e/i]	229.140 / 229.048	827.011 / 826.830
Diametral measurement over pins without clearance (mm)	[MdR]	229.908	827.544
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	229.732 / 229.640	827.149 / 826.968
Measurement over 2 pins (free) according to AGMA 2002 (mm)	[dk2f.e/i]	229.106 / 229.014	827.004 / 826.823
Measurement over 2 pins (transverse) according to AGMA 2002 (mm)	[dk2t.e/i]	230.301 / 230.208	827.286 / 827.105
Measurement over 3 pins (axial) according to AGMA 2002 (mm)	[dk3A.e/i]	229.732 / 229.640	827.149 / 826.968
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jtw]	0.447 / 0.255	
Normal backlash (mm)	[jnw]	0.411 / 0.234	
Entire torsional angle (°)	[j.tSys]		0.2587/0.1475

## 7. GEAR ACCURACY

## 8. ADDITIONAL DATA

Mass (kg)	[m]	43.793	700.217
-----------	-----	--------	---------

## 9. MODIFICATIONS AND TOOTH FORM DEFINITION

## 10. SERVICE LIFE, DAMAGE

Required safety for tooth flank	[SHmin]	1.00	
System service life (h)	[Hatt]	> 1000000	
Tooth root service life (h)	[HFatt]	1e+006	1e+006
Tooth flank service life (h)	[HHatt]	1e+006	1e+006

End of Report

lines: 198

## Hřídel 1

### Analysis of shafts, axle and beams

#### Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Shaft1
Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	944.000
Speed (1/min)	1000.00
Sense of rotation: clockwise	
Material	C45 (1)
Young's modulus (N/mm <sup>2</sup> )	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Density (kg/m <sup>3</sup> )	7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 <sup>-6</sup> /K)	11.500
Temperature (°C)	20.000
Weight of shaft (kg)	26.129
Weight of shaft, including additional masses (kg)	26.129
Mass moment of inertia (kg*m <sup>2</sup> )	0.015

Momentum of mass GD2 (Nm<sup>2</sup>) 0.586  
 The direction of the weight is not considered  
 Consider deformations due to shearing  
 Shear correction coefficient 1.100  
 Contact angle of rolling bearings is considered  
 Tolerance field: Mean value

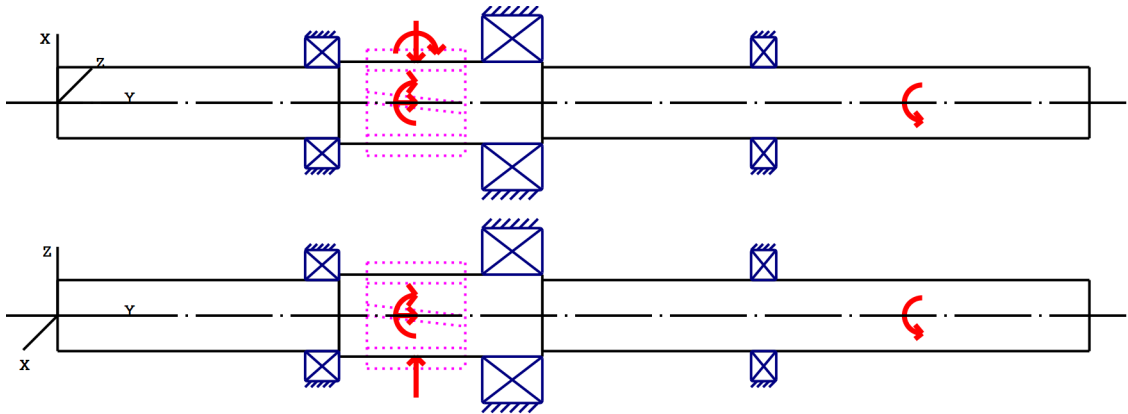


Figure: Load applications

**Shaft definition (Shaft1)**

**Outer contour**

Cylinder (Cylinder)			0.000mm ... 257.500mm
Diameter (mm)	[d]	65.0000	
Length (mm)	[l]	257.5000	
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000	
Cylinder (Cylinder)			257.500mm ... 443.500mm
Diameter (mm)	[d]	75.0000	
Length (mm)	[l]	186.0000	
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000	
Cylinder (Cylinder)			443.500mm ... 944.000mm
Diameter (mm)	[d]	65.0000	
Length (mm)	[l]	500.5000	
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000	

**Forces**

Type of force element		Coupling
Label in the model		Coupling1(Boundary1)
Position on shaft (mm)	[y <sub>local</sub> ]	791.0000
Effective diameter (mm)		65.0000
Radial force factor (-)		0.0000
Direction of the radial force (°)		0.0000
Axial force factor (-)		0.0000
Length of load application (mm)		15.0000
Power (kW)		170.0000 driven (Input)
Torque (Nm)		1623.3804
Axial force (N)		0.0000

Shearing force X (N)	0.0000
Shearing force Z (N)	0.0000
Bending moment X (Nm)	0.0000
Bending moment Z (Nm)	0.0000
Mass (kg)	0.0000
Mass moment of inertia Jp (kg*m <sup>2</sup> )	0.0000
Mass moment of inertia Jxx (kg*m <sup>2</sup> )	0.0000
Mass moment of inertia Jzz (kg*m <sup>2</sup> )	0.0000
Eccentricity (mm)	0.0000

Type of force element		<b>Cylindrical gear</b>
Label in the model		z1(GearPair_const1)
Position on shaft (mm)	[y <sub>local</sub> ]	328.0000
Operating pitch diameter (mm)		96.9388
Helix angle (°)		11.9780 right
Working pressure angle at normal section (°)		19.7128
Position of contact (°)		0.0000
Length of load application (mm)		90.0000
Power (kW)		170.0000 driving (Output)
Torque (Nm)		-1623.3804
Axial force (N)		7105.6793
Shearing force X (N)		-12267.7243
Shearing force Z (N)		33492.9007
Bending moment X (Nm)		-0.0000
Bending moment Z (Nm)		344.4079

#### Bearing

Label in the model		RollerBearing_01_L
Bearing type		Spherical roller bearings SKF Explorer
Bearing position (mm)	[y <sub>local</sub> ]	242.000
Attachment of external ring		Set fixed bearing left
Basic static load rating (kN)	[C <sub>0</sub> ]	208.000
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	198.000
Fatigue load rating (kN)	[C <sub>u</sub> ]	23.200

Label in the model		RollerBearing_01_M
Bearing type		Spherical roller bearings SKF Explorer
Bearing position (mm)	[y <sub>local</sub> ]	416.000
Attachment of external ring		Fixed bearing
Basic static load rating (kN)	[C <sub>0</sub> ]	475.000
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	462.000
Fatigue load rating (kN)	[C <sub>u</sub> ]	48.000

Label in the model		RollerBearing_01_R
Bearing type		Deep groove ball bearing (single row) SKF Explorer
Bearing position (mm)	[y <sub>local</sub> ]	646.000
Attachment of external ring		Set fixed bearing right
Basic static load rating (kN)	[C <sub>0</sub> ]	40.500
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	58.500
Fatigue load rating (kN)	[C <sub>u</sub> ]	1.700

## Results

### Shaft

Maximum deflection ( $\mu\text{m}$ )	51.851
Position of the maximum (mm)	944.000
Mass center of gravity (mm)	464.554
Total axial load (N)	7105.679
Torsion under torque ( $^{\circ}$ )	0.276

### Bearing

Probability of failure	[n]	10.00	%
Axial clearance	[ $u_A$ ]	10.00	$\mu\text{m}$
Lubricant	Oil: ISO-VG 150		
Lubricant - service temperature	[ $T_B$ ]	50.00	$^{\circ}\text{C}$

Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)

### Shaft 'Shaft1' Rolling bearing 'RollerBearing\_01\_L'

Position (Y-coordinate)	[y]	242.00	mm
Equivalent load	[P]	17.44	kN
Equivalent load	[ $P_0$ ]	17.44	kN
Nominal bearing service life	[ $L_{nh}$ ]	54776.62	h
Static safety factor	[ $S_0$ ]	11.92	
Bearing reaction force	[Fx]	4.268	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-16.914	kN
Bearing reaction force	[Fr]	17.444	kN (-75.84 $^{\circ}$ )

### Shaft 'Shaft1' Rolling bearing 'RollerBearing\_01\_M'

Position (Y-coordinate)	[y]	416.00	mm
Equivalent load	[P]	32.94	kN
Equivalent load	[ $P_0$ ]	31.20	kN
Nominal bearing service life	[ $L_{nh}$ ]	110885.16	h
Static safety factor	[ $S_0$ ]	15.22	
Bearing reaction force	[Fx]	7.967	kN
Bearing reaction force	[Fy]	-7.105	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-16.597	kN
Bearing reaction force	[Fr]	18.410	kN (-64.36 $^{\circ}$ )

### Shaft 'Shaft1' Rolling bearing 'RollerBearing\_01\_R'

Position (Y-coordinate)	[y]	646.00	mm
Equivalent load	[P]	0.04	kN
Equivalent load	[ $P_0$ ]	0.04	kN
Nominal bearing service life	[ $L_{nh}$ ]	> 1000000	h
Static safety factor	[ $S_0$ ]	1083.67	
Bearing reaction force	[Fx]	0.032	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	0.019	kN
Bearing reaction force	[Fr]	0.037	kN (29.72 $^{\circ}$ )
Oil level	[H]	0.000	mm
Load-independent moment of friction	[ $M_0$ ]	0.309	Nm
Load-dependent moment of friction	[ $M_1$ ]	0.000	Nm
Moment of friction, cylindrical roller bearing [ $M_2$ ]		0.000	Nm
Moment of friction for seals: no seals present			
Torque of friction	[ $M_{loss}$ ]	0.309	Nm
Power loss	[ $P_{loss}$ ]	32.323	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 1994.

Damage (%)	[Lreq] ( 50000.000)		
Bin no	B1	B2	B3
1	91.28	45.09	5.00
-----			
Σ	91.28	45.09	5.00

Utilization (%)	[Lreq] ( 50000.000)		
B1	B2	B3	
97.30	78.75	36.84	
Note: Utilization = (Lreq/Lh)^(1/k)			
Ball bearing: k = 3, roller bearing: k = 10/3			

- B1: RollerBearing\_01\_L
- B2: RollerBearing\_01\_M
- B3: RollerBearing\_01\_R

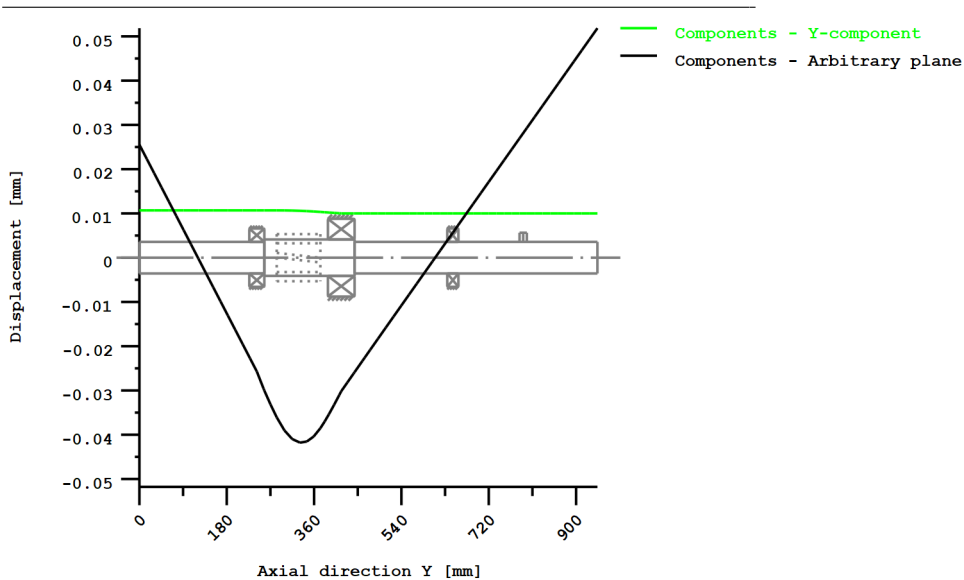
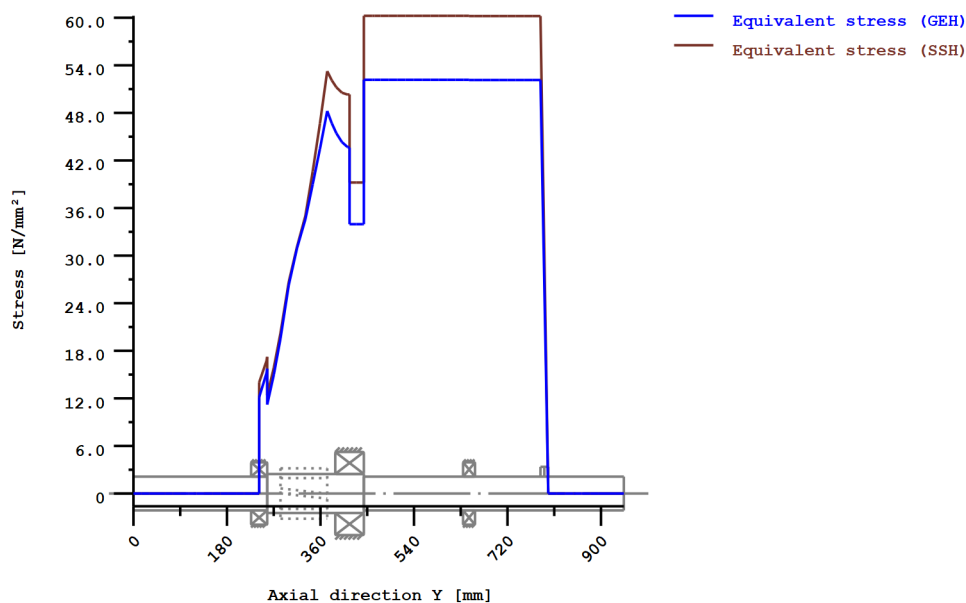


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 272.9547109 121)



Nominal stresses, without taking into account stress concentrations

GEH(von Mises):  $\sigma_V = ((\sigma_B + \sigma_{Z,D})^2 + 3 \cdot (\tau_T + \tau_S)^2)^{1/2}$

SSH(Tresca):  $\sigma_V = ((\sigma_B - \sigma_{Z,D})^2 + 4 \cdot (\tau_T + \tau_S)^2)^{1/2}$

Figure: Equivalent stress

## Strength calculation according to DIN 743:2012

### Summary

#### Shaft1

Material	C45 (1)
Material type	Through hardened steel
Material treatment	unalloyed, through hardened
Surface treatment	No

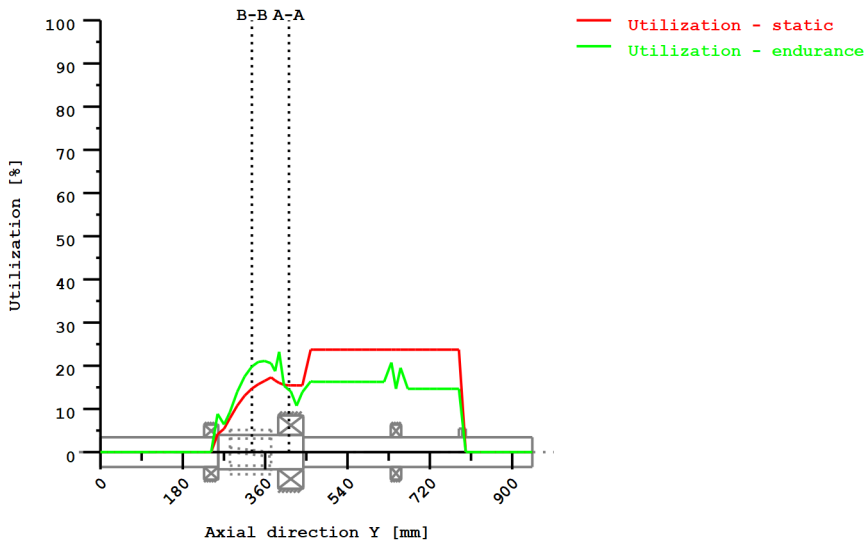
Calculation of endurance limit and the static strength

Calculation for load case 2 ( $\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$ )

Results:

Cross section	$K_{fb}$	$K_{f\sigma}$	$K_{2d}$	SD	SS
B-B	1.00	0.91	0.85	6.06	8.16
A-A	1.00	0.91	0.85	8.33	7.77

Required safeties:		1.20	1.20
--------------------	--	------	------



Utilization =  $S_{min}/S$  (%)

Figure: Strength

**Calculation details**

**General statements**

Material C45 (1)  
 Material type Through hardened steel  
 Material treatment unalloyed, through hardened  
 Surface treatment No

Reference diameter material (mm)	[dB]	16.00
$\sigma_B$ according to DIN 743 (at dB) (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma_B$ ]	700.00
$\sigma_S$ according to DIN 743 (at dB) (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma_S$ ]	490.00
[ $\sigma_{dW}$ ] (bei dB) (N/mm <sup>2</sup> )		280.00
[ $\sigma_{bW}$ ] (bei dB) (N/mm <sup>2</sup> )		350.00
[ $\tau_{tW}$ ] (bei dB) (N/mm <sup>2</sup> )		210.00
Thickness of raw material (mm)	[dWerkst]	80.00
[ $\sigma_{BRand}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )		628.00

Endurance limit for single stage use  
 Calculation for load case 2 ( $\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$ )

**Cross section 'B-B' Smooth shaft**

Comment	Fit at bearing 2	
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	331.000
External diameter (mm)	[da]	75.000
Inner diameter (mm)	[di]	0.000
Notch effect		Smooth shaft
Mean roughness ( $\mu\text{m}$ )	[Rz]	8.000

Stresses: (N/mm<sup>2</sup>)

[ $\sigma_{dm}$ , $\sigma_{bm}$ , $\tau_m$ , $\tau_{qm}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	-0.429	0.000	5.226	0.000
[ $\sigma_{da}$ , $\sigma_{ba}$ , $\tau_a$ , $\tau_{qa}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	0.429	27.785	5.226	0.744
[ $\sigma_{dmax}$ , $\sigma_{bmax}$ , $\tau_{max}$ , $\tau_{qmax}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	-1.458	47.235	17.769	1.265

			Tension/Compression	Bending	Torsion
Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000	



Total influence coefficient	[K]	1.100	1.282	1.237
Present safety for endurance limit:				
Fatigue limit of part (N/mm <sup>2</sup> )	[σWK]	208.314	223.483	138.944
Permissible amplitude (N/mm <sup>2</sup> )	[σADK]	16.918	207.145	122.109
Safety against fatigue	[S]		6.056	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		504.7	

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Yield stress of part (N/mm <sup>2</sup> )	[σFK]	373.552	448.262	258.804
Safety yield stress	[S]		8.162	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		680.2	

### Cross section 'A-A' Smooth shaft

Comment

Fit at gear 1

Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]		412.000	
External diameter (mm)	[da]		75.000	
Inner diameter (mm)	[di]		0.000	
Notch effect			Smooth shaft	
Mean roughness (μm)	[Rz]		8.000	

Stresses: (N/mm<sup>2</sup>)

[σ <sub>zdm</sub> , σ <sub>bm</sub> , τ <sub>m</sub> , τ <sub>qm</sub> ] (N/mm <sup>2</sup> )	-0.804	0.000	9.799	0.000
[σ <sub>zda</sub> , σ <sub>ba</sub> , τ <sub>a</sub> , τ <sub>qa</sub> ] (N/mm <sup>2</sup> )	0.804	1.773	9.799	5.556
[σ <sub>zdmax</sub> , σ <sub>bmax</sub> , τ <sub>max</sub> , τ <sub>qmax</sub> ] (N/mm <sup>2</sup> )	-2.734	3.014	33.316	9.445

Tension/Compression Bending Torsion

Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	1.100	1.282	1.237
Present safety for endurance limit:				
Fatigue limit of part (N/mm <sup>2</sup> )	[σWK]	208.314	223.483	138.944
Permissible amplitude (N/mm <sup>2</sup> )	[σADK]	16.918	42.436	122.109
Safety against fatigue	[S]		8.329	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		694.1	

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Yield stress of part (N/mm <sup>2</sup> )	[σFK]	373.552	448.262	258.804
Safety yield stress	[S]		7.768	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		647.3	

End of Report

lines: 359

## Hřídel 2

### Analysis of shafts, axle and beams

#### Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label

Shaft2

Drawing

Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	526.800
Speed (1/min)	240.51

Sense of rotation: counter clockwise

Material	C45 (1)
Young's modulus (N/mm <sup>2</sup> )	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Density (kg/m <sup>3</sup> )	7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 <sup>-6</sup> /K)	11.500
Temperature (°C)	20.000
Weight of shaft (kg)	41.808
Weight of shaft, including additional masses (kg)	41.808
Mass moment of inertia (kg*m <sup>2</sup> )	0.068
Momentum of mass GD2 (Nm <sup>2</sup> )	2.651

The direction of the weight is not considered

Consider deformations due to shearing

Shear correction coefficient 1.100

Contact angle of rolling bearings is considered

Tolerance field: Mean value

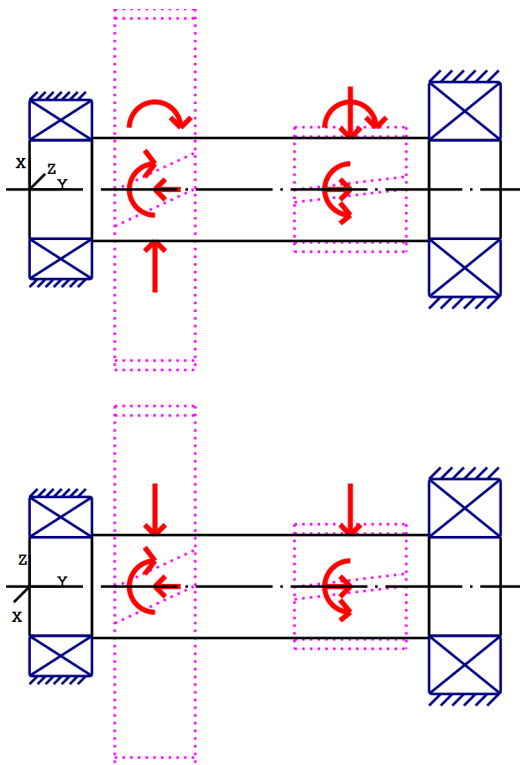


Figure: Load applications

**Shaft definition** (Shaft2)

**Outer contour**

Cylinder (Cylinder)			0.000mm ...	69.800mm
Diameter (mm)	[d]	110.0000		
Length (mm)	[l]	69.8000		

Surface roughness ( $\mu\text{m}$ ) [Rz] 8.0000

Cylinder (Cylinder) 69.800mm ... 446.800mm

Diameter (mm) [d] 115.0000

Length (mm) [l] 377.0000

Surface roughness ( $\mu\text{m}$ ) [Rz] 8.0000

Cylinder (Cylinder) 446.800mm ... 526.800mm

Diameter (mm) [d] 110.0000

Length (mm) [l] 80.0000

Surface roughness ( $\mu\text{m}$ ) [Rz] 8.0000

### Forces

Type of force element		<b>Cylindrical gear</b>
Label in the model		z2(GearPair_const1)
Position on shaft (mm)	[y <sub>local</sub> ]	140.3000
Operating pitch diameter (mm)		403.0612
Helix angle (°)		11.9780 left
Working pressure angle at normal section (°)		19.7128
Position of contact (°)		-180.0000
Length of load application (mm)		90.0000
Power (kW)		170.0000 driven (Input)
Torque (Nm)		-6749.8449
Axial force (N)		-7105.6793
Shearing force X (N)		12267.7243
Shearing force Z (N)		-33492.9007
Bending moment X (Nm)		-0.0000
Bending moment Z (Nm)		1432.0119

Type of force element		<b>Cylindrical gear</b>
Label in the model		z3(GearPair_const2)
Position on shaft (mm)	[y <sub>local</sub> ]	358.8000
Operating pitch diameter (mm)		139.0722
Helix angle (°)		12.2655 left
Working pressure angle at normal section (°)		23.1242
Position of contact (°)		-0.0000
Length of load application (mm)		125.0000
Power (kW)		170.0000 driving (Output)
Torque (Nm)		6749.8449
Axial force (N)		21103.3333
Shearing force X (N)		-42420.3914
Shearing force Z (N)		-97069.6734
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		1467.4431

### Bearing

Label in the model		RollerBearing_02_L
Bearing type		Spherical roller bearings
		SKF Explorer
Bearing position (mm)	[y <sub>local</sub> ]	34.900
Attachment of external ring		Set fixed bearing left
Basic static load rating (kN)	[C <sub>0</sub> ]	765.000
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	626.000
Fatigue load rating (kN)	[C <sub>u</sub> ]	76.500

Label in the model		RollerBearing_02_R
Bearing type		Spherical roller bearings SKF Explorer
Bearing position (mm)	[y <sub>lokal</sub> ]	486.800
Attachment of external ring		Set fixed bearing right
Basic static load rating (kN)	[C <sub>0</sub> ]	1120.000
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	989.000
Fatigue load rating (kN)	[C <sub>u</sub> ]	100.000

## Results

### Shaft

Maximum deflection (μm)		163.289
Position of the maximum (mm)		274.100
Mass center of gravity (mm)		263.082
Total axial load (N)		13997.654
Torsion under torque (°)		0.062

### Bearing

Probability of failure	[n]	10.00	%
Axial clearance	[u <sub>A</sub> ]	10.00	μm
Lubricant		Oil: ISO-VG 150	
Lubricant - service temperature	[T <sub>B</sub> ]	50.00	°C

Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)

### Shaft 'Shaft2' Rolling bearing 'RollerBearing\_02\_L'

Position (Y-coordinate)	[y]	34.90	mm
Equivalent load	[P]	53.31	kN
Equivalent load	[P <sub>0</sub> ]	53.31	kN
Nominal bearing service life	[L <sub>nh</sub> ]	255010.99	h
Static safety factor	[S <sub>0</sub> ]	14.35	
Bearing reaction force	[F <sub>x</sub> ]	-3.807	kN
Bearing reaction force	[F <sub>y</sub> ]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F <sub>z</sub> ]	53.176	kN
Bearing reaction force	[F <sub>r</sub> ]	53.312	kN (94.1°)
Bearing reaction moment	[M <sub>x</sub> ]	-0.00	Nm
Bearing reaction moment	[M <sub>y</sub> ]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[M <sub>z</sub> ]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[M <sub>r</sub> ]	0.00	Nm (180°)
Oil level	[H]	0.000	mm
Load-independent moment of friction	[M <sub>0</sub> ]	1.684	Nm
Load-dependent moment of friction	[M <sub>1</sub> ]	2.786	Nm
Moment of friction, cylindrical roller bearing[M <sub>2</sub> ]		0.000	Nm
Moment of friction for seals: no seals present			
Torque of friction	[M <sub>loss</sub> ]	4.470	Nm
Power loss	[P <sub>loss</sub> ]	112.591	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 1994.

### Shaft 'Shaft2' Rolling bearing 'RollerBearing\_02\_R'

Position (Y-coordinate)	[y]	486.80	mm
Equivalent load	[P]	112.51	kN
Equivalent load	[P <sub>0</sub> ]	112.51	kN
Nominal bearing service life	[L <sub>nh</sub> ]	97156.04	h
Static safety factor	[S <sub>0</sub> ]	9.96	

Bearing reaction force	[Fx]	33.960	kN
Bearing reaction force	[Fy]	-13.998	kN
Bearing reaction force	[Fz]	77.386	kN
Bearing reaction force	[Fr]	84.510	kN (66.31°)

Damage (%) [Lreq] ( 50000.000)

Bin no	B1	B2
1	19.61	51.46

-----  
Σ 19.61 51.46

Utilization (%) [Lreq] ( 50000.000)

B1	B2
61.34	81.93

Note: Utilization = (Lreq/Lh)^(1/k)

Ball bearing: k = 3, roller bearing: k = 10/3

B1: RollerBearing\_02\_L

B2: RollerBearing\_02\_R

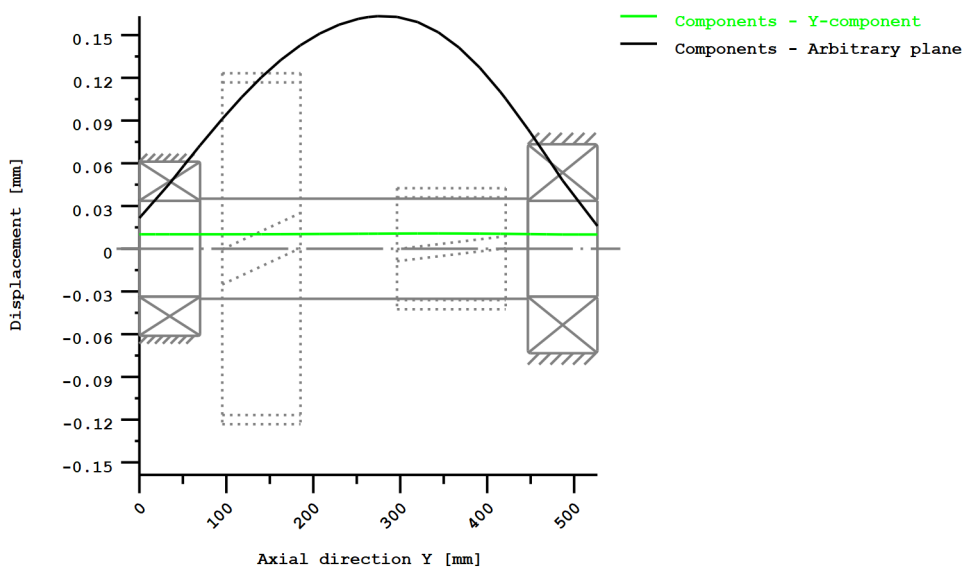
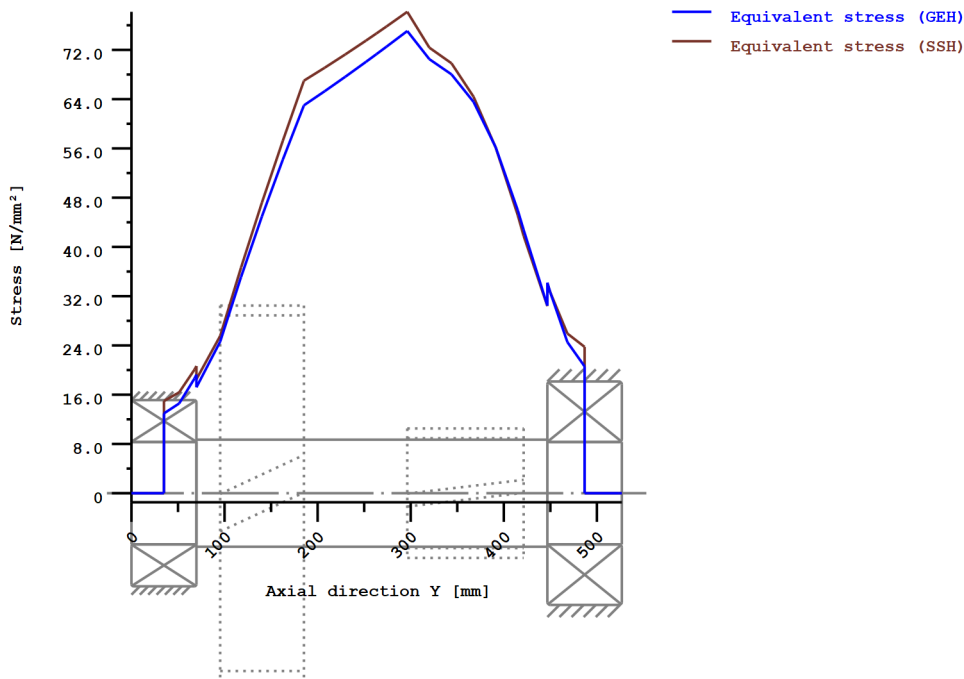


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 256.5110016 121)



Nominal stresses, without taking into account stress concentrations

GEH(von Mises):  $\sigma_V = \sqrt{(\sigma_B + \sigma_{Z,D})^2 + 3 \cdot (\tau_T + \tau_S)^2}$

SSH(Tresca):  $\sigma_V = \sqrt{(\sigma_B - \sigma_{Z,D})^2 + 4 \cdot (\tau_T + \tau_S)^2}$

Figure: Equivalent stress

## Strength calculation according to DIN 743:2012

### Summary

#### Shaft2

Material	C45 (1)
Material type	Through hardened steel
Material treatment	unalloyed, through hardened
Surface treatment	No

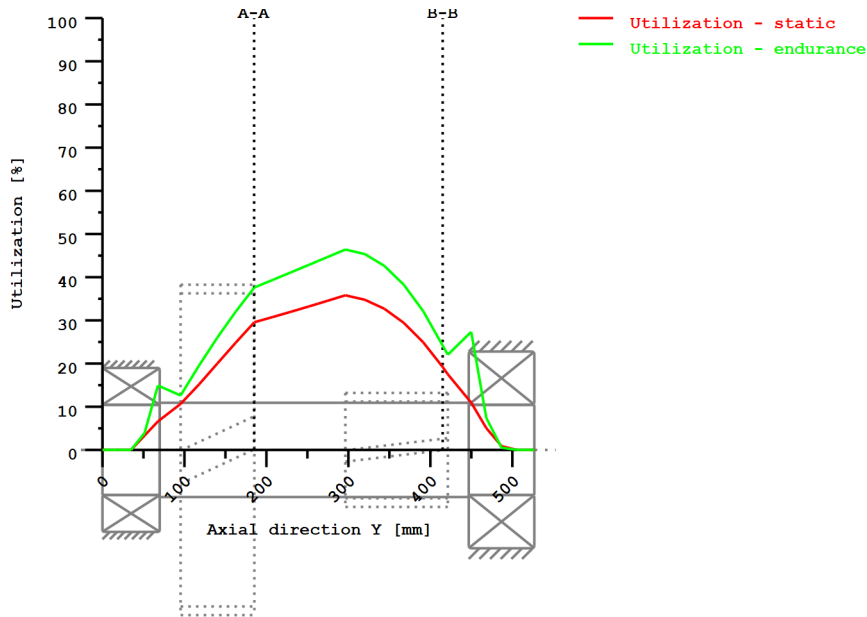
Calculation of endurance limit and the static strength

Calculation for load case 2 ( $\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$ )

Results:

Cross section	$K_{fb}$	$K_{f\sigma}$	$K_{2d}$	SD	SS
A-A	1.00	0.91	0.82	3.20	4.07
B-B	1.00	0.91	0.82	4.97	6.25

Required safeties: 1.20 1.20



Utilization =  $S_{min}/S$  (%)

Figure: Strength

#### Calculation details

##### General statements

Material	C45 (1)
Material type	Through hardened steel
Material treatment	unalloyed, through hardened
Surface treatment	No

Reference diameter material (mm)	[dB]	16.00
$\sigma_B$ according to DIN 743 (at dB) (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma_B$ ]	700.00
$\sigma_S$ according to DIN 743 (at dB) (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma_S$ ]	490.00
[ $\sigma_{zdW}$ ] (bei dB) (N/mm <sup>2</sup> )		280.00
[ $\sigma_{bW}$ ] (bei dB) (N/mm <sup>2</sup> )		350.00
[ $\tau_{tW}$ ] (bei dB) (N/mm <sup>2</sup> )		210.00
Thickness of raw material (mm)	[dWerkst]	120.00
[ $\sigma_{BRand}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )		628.00
Endurance limit for single stage use		
Calculation for load case 2 ( $\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$ )		

##### Cross section 'A-A' Smooth shaft

Comment	Fit at Gear 2		
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	185.000	
External diameter (mm)	[da]	115.000	
Inner diameter (mm)	[di]	0.000	
Notch effect		Smooth shaft	
Mean roughness ( $\mu\text{m}$ )	[Rz]	8.000	

Stresses: (N/mm <sup>2</sup> )				
[ $\sigma_{zdm}$ , $\sigma_{bm}$ , $\tau_m$ , $\tau_{qm}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	0.341	0.000	11.264	0.000
[ $\sigma_{zda}$ , $\sigma_{ba}$ , $\tau_a$ , $\tau_{qa}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	0.341	44.436	11.264	2.761
[ $\sigma_{zdmax}$ , $\sigma_{bmax}$ , $\tau_{max}$ , $\tau_{qmax}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	1.159	75.541	38.297	4.694

		Tension/Compression Bending Torsion		
Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	1.094	1.317	1.275
Present safety for endurance limit:				
Fatigue limit of part (N/mm <sup>2</sup> )	[σWK]	197.733	205.329	127.253
Permissible amplitude (N/mm <sup>2</sup> )	[σADK]	5.911	186.170	112.278
Safety against fatigue	[S]		3.196	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		266.3	

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Yield stress of part (N/mm <sup>2</sup> )	[σFK]	344.215	413.058	238.479
Safety yield stress	[S]		4.066	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		338.9	

### Cross section 'B-B' Smooth shaft

Comment	Fit at gear 3			
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]		415.000	
External diameter (mm)	[da]		115.000	
Inner diameter (mm)	[di]		0.000	
Notch effect		Smooth shaft		
Mean roughness (μm)	[Rz]		8.000	

Stresses: (N/mm<sup>2</sup>)

[σ <sub>zdm</sub> , σ <sub>bm</sub> , τ <sub>m</sub> , τ <sub>qm</sub> ] (N/mm <sup>2</sup> )		-0.623	0.000	0.570	0.000
[σ <sub>zda</sub> , σ <sub>ba</sub> , τ <sub>a</sub> , τ <sub>qa</sub> ] (N/mm <sup>2</sup> )		0.623	40.329	0.570	10.163
[σ <sub>zdmax</sub> , σ <sub>bmax</sub> , τ <sub>max</sub> , τ <sub>qmax</sub> ] (N/mm <sup>2</sup> )		-2.117	68.560	1.937	17.277

Tension/Compression Bending Torsion

Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	1.094	1.317	1.275

Present safety for endurance limit:

Fatigue limit of part (N/mm <sup>2</sup> )	[σWK]	197.733	205.329	127.253
Permissible amplitude (N/mm <sup>2</sup> )	[σADK]	154.413	204.420	115.323
Safety against fatigue	[S]		4.966	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		413.8	

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Yield stress of part (N/mm <sup>2</sup> )	[σFK]	344.215	413.058	238.479
Safety yield stress	[S]		6.249	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		520.7	

End of Report

lines: 336



## Hřídel 3

### Analysis of shafts, axle and beams

#### Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Shaft3
Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	584.000
Speed (1/min)	58.58
Sense of rotation: clockwise	

Material	C45 (1)
Young's modulus (N/mm <sup>2</sup> )	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Density (kg/m <sup>3</sup> )	7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 <sup>-6</sup> /K)	11.500
Temperature (°C)	20.000
Weight of shaft (kg)	103.559
Weight of shaft, including additional masses (kg)	103.559
Mass moment of inertia (kg*m <sup>2</sup> )	0.376
Momentum of mass GD2 (Nm <sup>2</sup> )	14.749

The direction of the weight is not considered

Consider deformations due to shearing

Shear correction coefficient 1.100

Contact angle of rolling bearings is considered

Tolerance field: Mean value

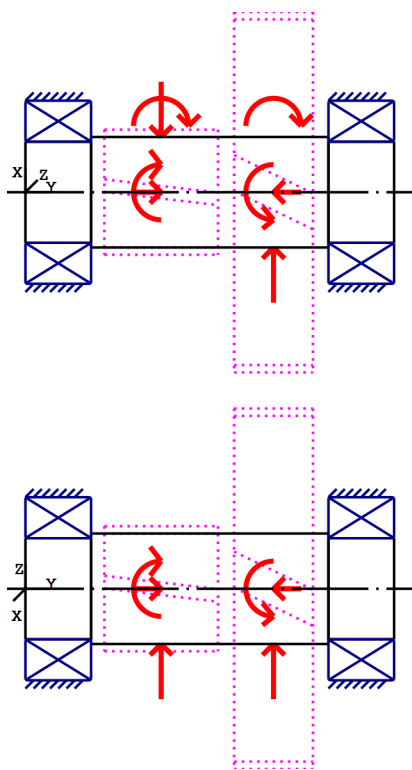


Figure: Load applications

**Shaft definition (Shaft3)**

**Outer contour**

Cylinder (Cylinder)			0.000mm ... 104.000mm
Diameter (mm)	[d]	160.0000	
Length (mm)	[l]	104.0000	
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000	
Cylinder (Cylinder)			104.000mm ... 480.000mm
Diameter (mm)	[d]	175.0000	
Length (mm)	[l]	376.0000	
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000	
Cylinder (Cylinder)			480.000mm ... 584.000mm
Diameter (mm)	[d]	160.0000	
Length (mm)	[l]	104.0000	
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000	

**Forces**

Type of force element		<b>Cylindrical gear</b>
Label in the model		z4(GearPair_const3)
Position on shaft (mm)	[y <sub>local</sub> ]	215.0000
Operating pitch diameter (mm)		198.1132
Helix angle (°)		12.2946 right
Working pressure angle at normal section (°)		23.4354
Position of contact (°)		-0.0000
Length of load application (mm)		180.0000
Power (kW)		170.0000 driving (Output)
Torque (Nm)		-27709.8896
Axial force (N)		60965.1851
Shearing force X (N)		-124104.7677
Shearing force Z (N)		279737.9292
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		6039.0043

Type of force element		<b>Cylindrical gear</b>
Label in the model		z5(GearPair_const2)
Position on shaft (mm)	[y <sub>local</sub> ]	393.0000
Operating pitch diameter (mm)		570.9278
Helix angle (°)		12.2655 right
Working pressure angle at normal section (°)		23.1242
Position of contact (°)		180.0000
Length of load application (mm)		125.0000
Power (kW)		170.0000 driven (Input)
Torque (Nm)		27709.8896
Axial force (N)		-21103.3333
Shearing force X (N)		42420.3914
Shearing force Z (N)		97069.6733
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		6024.2403

**Bearing**

Label in the model		RollerBearing_03_L
Bearing type		Spherical roller bearings SKF Explorer
Bearing position (mm)	[y <sub>lokal</sub> ]	52.000
Attachment of external ring		Set fixed bearing left
Basic static load rating (kN)	[C <sub>0</sub> ]	1660.000
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	1281.000
Fatigue load rating (kN)	[C <sub>u</sub> ]	153.000

Label in the model		RollerBearing_03_R
Bearing type		Spherical roller bearings SKF Explorer
Bearing position (mm)	[y <sub>lokal</sub> ]	532.000
Attachment of external ring		Set fixed bearing right
Basic static load rating (kN)	[C <sub>0</sub> ]	1660.000
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	1281.000
Fatigue load rating (kN)	[C <sub>u</sub> ]	153.000

### Results

#### Shaft

Maximum deflection (μm)		163.287
Position of the maximum (mm)		267.500
Mass center of gravity (mm)		292.000
Total axial load (N)		39861.852
Torsion under torque (°)		0.039

#### Bearing

Probability of failure	[n]	10.00	%
Axial clearance	[u <sub>A</sub> ]	10.00	μm
Lubricant		Oil: ISO-VG 150	
Lubricant - service temperature	[T <sub>B</sub> ]	50.00	°C

Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)

#### Shaft 'Shaft3' Rolling bearing 'RollerBearing\_03\_L'

Position (Y-coordinate)	[y]	52.00	mm
Equivalent load	[P]	217.38	kN
Equivalent load	[P <sub>0</sub> ]	217.38	kN
Nominal bearing service life	[L <sub>nh</sub> ]	105157.19	h
Static safety factor	[S <sub>0</sub> ]	7.64	
Bearing reaction force	[F <sub>x</sub> ]	44.527	kN
Bearing reaction force	[F <sub>y</sub> ]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F <sub>z</sub> ]	-212.769	kN
Bearing reaction force	[F <sub>r</sub> ]	217.378	kN (-78.18°)
Bearing reaction moment	[M <sub>x</sub> ]	-0.00	Nm
Bearing reaction moment	[M <sub>y</sub> ]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[M <sub>z</sub> ]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[M <sub>r</sub> ]	0.00	Nm (175.91°)
Oil level	[H]	0.000	mm
Load-independent moment of friction	[M <sub>0</sub> ]	2.010	Nm
Load-dependent moment of friction	[M <sub>1</sub> ]	27.438	Nm
Moment of friction, cylindrical roller bearing[M <sub>2</sub> ]		0.000	Nm
Moment of friction for seals: no seals present			
Torque of friction	[M <sub>loss</sub> ]	29.448	Nm
Power loss	[P <sub>loss</sub> ]	180.661	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 1994.

**Shaft 'Shaft3' Rolling bearing 'RollerBearing\_03\_R'**

Position (Y-coordinate)	[y]	532.00	mm
Equivalent load	[P]	243.74	kN
Equivalent load	[P <sub>0</sub> ]	239.75	kN
Nominal bearing service life	[L <sub>nh</sub> ]	71805.64	h
Static safety factor	[S <sub>0</sub> ]	6.92	
Bearing reaction force	[F <sub>x</sub> ]	37.121	kN
Bearing reaction force	[F <sub>y</sub> ]	-39.849	kN
Bearing reaction force	[F <sub>z</sub> ]	-163.872	kN
Bearing reaction force	[F <sub>r</sub> ]	168.024	kN (-77.24°)
Oil level	[H]	0.000	mm
Load-independent moment of friction	[M <sub>0</sub> ]	2.010	Nm
Load-dependent moment of friction	[M <sub>1</sub> ]	25.644	Nm
Moment of friction, cylindrical roller bearing[M <sub>2</sub> ]		0.000	Nm
Moment of friction for seals: no seals present			
Torque of friction	[M <sub>loss</sub> ]	27.653	Nm
Power loss	[P <sub>loss</sub> ]	169.653	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 1994.

Damage (%) [Lreq] ( 50000.000)

Bin no	B1	B2
1	47.55	69.63

-----  
Σ 47.55 69.63

Utilization (%) [Lreq] ( 50000.000)

B1	B2
80.01	89.71

Note: Utilization = (Lreq/Lh)^(1/k)

Ball bearing: k = 3, roller bearing: k = 10/3

B1: RollerBearing\_03\_L

B2: RollerBearing\_03\_R

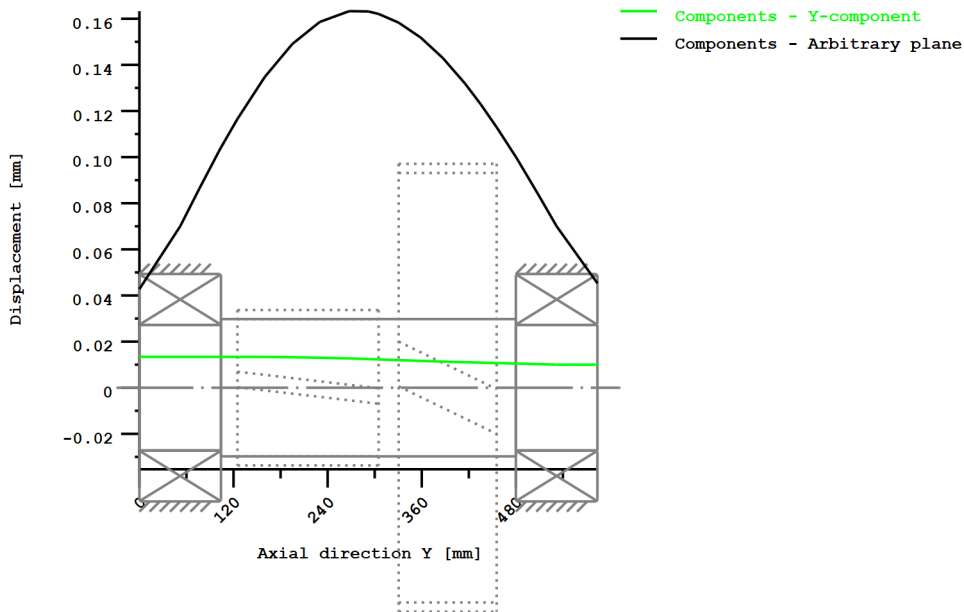
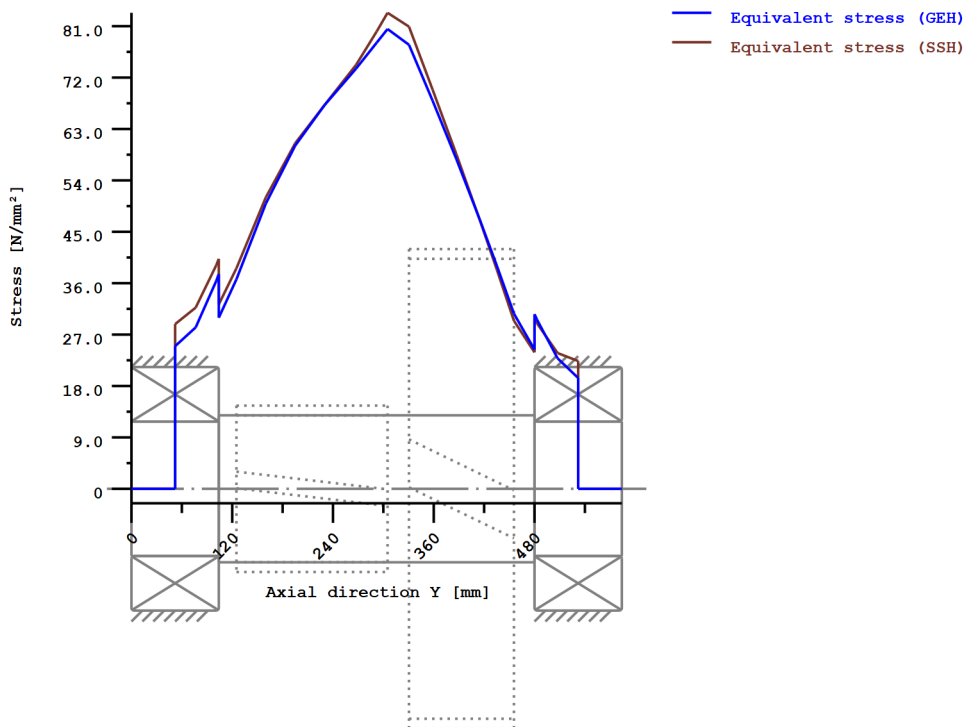


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 102.505514 121)



Nominal stresses, without taking into account stress concentrations  
 GEH(von Mises):  $\sigma_V = \sqrt{(\sigma_B + \sigma_{Z,D})^2 + 3 \cdot (\tau_T + \tau_S)^2}$   
 SSH(Tresca):  $\sigma_V = \sqrt{(\sigma_B - \sigma_{Z,D})^2 + 4 \cdot (\tau_T + \tau_S)^2}$

Figure: Equivalent stress

### Strength calculation according to DIN 743:2012

## Summary

### Shaft3

Material	C45 (1)
Material type	Through hardened steel
Material treatment	unalloyed, through hardened
Surface treatment	No

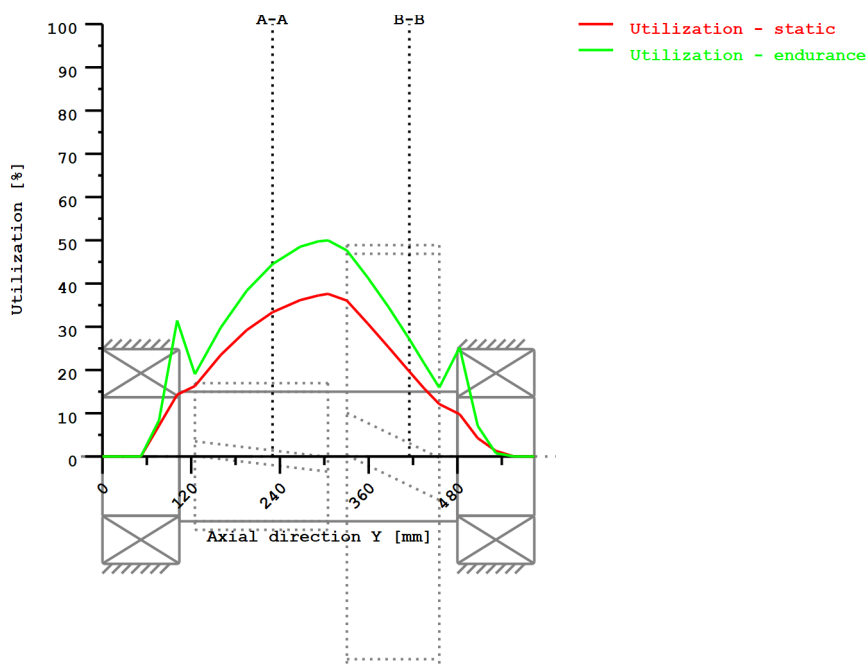
Calculation of endurance limit and the static strength

Calculation for load case 2 ( $\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$ )

Results:

Cross section	Kfb	Kfσ	K2d	SD	SS
A-A	1.00	0.92	0.80	2.70	3.60
B-B	1.00	0.92	0.80	4.42	6.11

Required safeties: 1.20      1.20



Utilization =  $S_{min}/S$  (%)

Figure: Strength

## Calculation details

### General statements

Material	C45 (1)
Material type	Through hardened steel
Material treatment	unalloyed, through hardened
Surface treatment	No

Reference diameter material (mm)	[dB]	16.00
$\sigma_B$ according to DIN 743 (at dB) (N/mm <sup>2</sup> )	[σB]	700.00
$\sigma_S$ according to DIN 743 (at dB) (N/mm <sup>2</sup> )	[σS]	490.00

$[\sigma_{dW}]$ (bei dB) (N/mm <sup>2</sup> )		280.00
$[\sigma_{bW}]$ (bei dB) (N/mm <sup>2</sup> )		350.00
$[\tau_{tW}]$ (bei dB) (N/mm <sup>2</sup> )		210.00
Thickness of raw material (mm)	[dWerkst]	180.00
$[\sigma_{BRand}]$ (N/mm <sup>2</sup> )		628.00
Endurance limit for single stage use		
Calculation for load case 2 ( $\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$ )		

#### Cross section 'A-A' Smooth shaft

Comment	Fit at gear 5			
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]		230.000	
External diameter (mm)	[da]		175.000	
Inner diameter (mm)	[di]		0.000	
Notch effect		Smooth shaft		
Mean roughness ( $\mu\text{m}$ )	[Rz]		8.000	
Stresses: (N/mm <sup>2</sup> )				
$[\sigma_{dm}, \sigma_{bm}, \tau_m, \tau_{qm}]$ (N/mm <sup>2</sup> )		-0.739	0.000	7.680
$[\sigma_{da}, \sigma_{ba}, \tau_a, \tau_{qa}]$ (N/mm <sup>2</sup> )		0.739	57.560	7.680
$[\sigma_{dmax}, \sigma_{bmax}, \tau_{max}, \tau_{qmax}]$ (N/mm <sup>2</sup> )		-2.514	97.851	26.113
				5.360
		Tension/Compression Bending Torsion		
Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	1.088	1.338	1.299

Present safety for endurance limit:

Fatigue limit of part (N/mm <sup>2</sup> )	$[\sigma_{WK}]$	187.086	190.149	117.520
Permissible amplitude (N/mm <sup>2</sup> )	$[\sigma_{ADK}]$	16.602	180.572	103.963
Safety against fatigue	[S]		2.697	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		224.8	

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Yield stress of part (N/mm <sup>2</sup> )	$[\sigma_{FK}]$	314.878	377.854	218.154
Safety yield stress	[S]		3.596	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		299.7	

#### Cross section 'B-B' Smooth shaft

Comment	Fit at gear 6			
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]		415.000	
External diameter (mm)	[da]		175.000	
Inner diameter (mm)	[di]		0.000	
Notch effect		Smooth shaft		
Mean roughness ( $\mu\text{m}$ )	[Rz]		8.000	
Stresses: (N/mm <sup>2</sup> )				
$[\sigma_{dm}, \sigma_{bm}, \tau_m, \tau_{qm}]$ (N/mm <sup>2</sup> )		-0.970	0.000	4.266
$[\sigma_{da}, \sigma_{ba}, \tau_a, \tau_{qa}]$ (N/mm <sup>2</sup> )		0.970	35.593	4.266
$[\sigma_{dmax}, \sigma_{bmax}, \tau_{max}, \tau_{qmax}]$ (N/mm <sup>2</sup> )		-3.300	60.508	14.504
				13.368
		Tension/Compression Bending Torsion		
Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	1.088	1.338	1.299

Present safety for endurance limit:

Fatigue limit of part (N/mm <sup>2</sup> )	[σWK]	187.086	190.149	117.520
Permissible amplitude (N/mm <sup>2</sup> )	[σADK]	36.839	181.561	104.049
Safety against fatigue	[S]		4.422	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		368.5	

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Yield stress of part (N/mm <sup>2</sup> )	[σFK]	314.878	377.854	218.154
Safety yield stress	[S]		6.107	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		508.9	

End of Report

lines: 344

## Hřídel 4

### Analysis of shafts, axle and beams

#### Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Shaft4
Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	849.000
Speed (1/min)	14.47
Sense of rotation: counter clockwise	

Material	C45 (1)
Young's modulus (N/mm <sup>2</sup> )	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Density (kg/m <sup>3</sup> )	7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 <sup>-6</sup> /K)	11.500
Temperature (°C)	20.000
Weight of shaft (kg)	208.843
Weight of shaft, including additional masses (kg)	208.843
Mass moment of inertia (kg*m <sup>2</sup> )	1.044
Momentum of mass GD2 (Nm <sup>2</sup> )	40.975

The direction of the weight is not considered

Consider deformations due to shearing

Shear correction coefficient 1.100

Contact angle of rolling bearings is considered

Tolerance field: Mean value



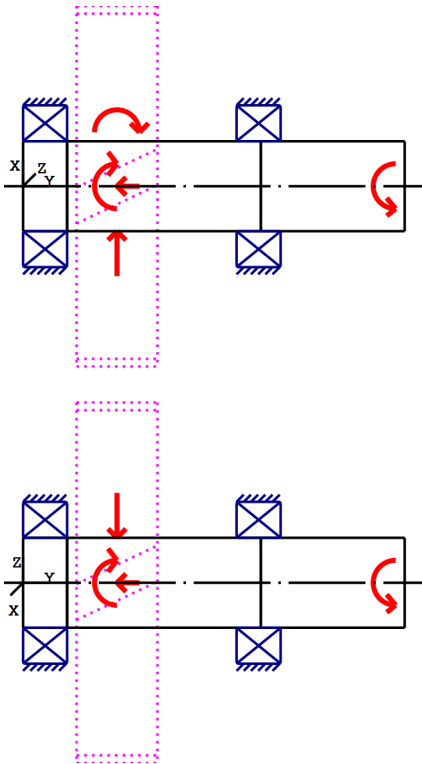


Figure: Load applications

**Shaft definition** (Shaft4)

**Outer contour**

Cylinder (Cylinder)			0.000mm ...	98.000mm
Diameter (mm)	[d]	200.0000		
Length (mm)	[l]	98.0000		
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.0000		
Cylinder (Cylinder)			98.000mm ...	529.000mm
Diameter (mm)	[d]	200.0000		
Length (mm)	[l]	431.0000		
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.0000		
Cylinder (Cylinder)			529.000mm ...	849.000mm
Diameter (mm)	[d]	200.0000		
Length (mm)	[l]	320.0000		
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.0000		

**Forces**

Type of force element		Coupling
Label in the model		Coupling2(Boundary2)
Position on shaft (mm)	[Y <sub>local</sub> ]	829.0000
Effective diameter (mm)		200.0000
Radial force factor (-)		0.0000
Direction of the radial force (°)		0.0000
Axial force factor (-)		0.0000
Length of load application (mm)		40.0000
Power (kW)		170.0000 driving (Output)

Torque (Nm)	112159.0769
Axial force (N)	0.0000
Shearing force X (N)	0.0000
Shearing force Z (N)	0.0000
Bending moment X (Nm)	0.0000
Bending moment Z (Nm)	0.0000
Mass (kg)	0.0000
Mass moment of inertia Jp (kg*m <sup>2</sup> )	0.0000
Mass moment of inertia Jxx (kg*m <sup>2</sup> )	0.0000
Mass moment of inertia Jzz (kg*m <sup>2</sup> )	0.0000
Eccentricity (mm)	0.0000

Type of force element	<b>Cylindrical gear</b>
Label in the model	z6(GearPair_const3)
Position on shaft (mm)	[y <sub>local</sub> ] 209.0000
Operating pitch diameter (mm)	801.8868
Helix angle (°)	12.2946 left
Working pressure angle at normal section (°)	23.4354
Position of contact (°)	180.0000
Length of load application (mm)	180.0000
Power (kW)	170.0000 driven (Input)
Torque (Nm)	-112159.0769
Axial force (N)	-60965.1851
Shearing force X (N)	124104.7676
Shearing force Z (N)	-279737.9291
Bending moment X (Nm)	0.0000
Bending moment Z (Nm)	24443.5887

### Bearing

Label in the model	RollerBearing_04_L
Bearing type	Spherical roller bearings SKF Explorer
Bearing position (mm)	[y <sub>local</sub> ] 49.000
Attachment of external ring	Set fixed bearing left
Basic static load rating (kN)	[C <sub>0</sub> ] 1930.000
Basic dynamic load rating (kN)	[C] 1529.000
Fatigue load rating (kN)	[C <sub>u</sub> ] 166.000

Label in the model	RollerBearing_04_R
Bearing type	Spherical roller bearings SKF Explorer
Bearing position (mm)	[y <sub>local</sub> ] 524.000
Attachment of external ring	Set fixed bearing right
Basic static load rating (kN)	[C <sub>0</sub> ] 1930.000
Basic dynamic load rating (kN)	[C] 1529.000
Fatigue load rating (kN)	[C <sub>u</sub> ] 166.000

### Results

#### Shaft

Maximum deflection (µm)	119.699
Position of the maximum (mm)	263.500
Mass center of gravity (mm)	424.500
Total axial load (N)	-60965.185
Torsion under torque (°)	0.320

### Bearing

Probability of failure	[n]	10.00	%
Axial clearance	[u <sub>A</sub> ]	10.00	μm
Lubricant	Oil: ISO-VG 150		
Lubricant - service temperature	[T <sub>B</sub> ]	50.00	°C

Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)

### Shaft 'Shaft4' Rolling bearing 'RollerBearing\_04\_L'

Position (Y-coordinate)	[y]	49.00	mm
Equivalent load	[P]	409.27	kN
Equivalent load	[P <sub>0</sub> ]	399.39	kN
Nominal bearing service life	[L <sub>nh</sub> ]	93165.87	h
Static safety factor	[S <sub>0</sub> ]	4.83	
Bearing reaction force	[F <sub>x</sub> ]	-133.755	kN
Bearing reaction force	[F <sub>y</sub> ]	60.963	kN
Bearing reaction force	[F <sub>z</sub> ]	185.501	kN
Bearing reaction force	[F <sub>r</sub> ]	228.694	kN (125.79°)
Bearing reaction moment	[M <sub>x</sub> ]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[M <sub>y</sub> ]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[M <sub>z</sub> ]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[M <sub>r</sub> ]	0.00	Nm (77.01°)
Oil level	[H]	0.000	mm
Load-independent moment of friction	[M <sub>0</sub> ]	1.405	Nm
Load-dependent moment of friction	[M <sub>1</sub> ]	34.257	Nm
Moment of friction, cylindrical roller bearing[M <sub>2</sub> ]		0.000	Nm
Moment of friction for seals: no seals present			
Torque of friction	[M <sub>loss</sub> ]	35.662	Nm
Power loss	[P <sub>loss</sub> ]	54.052	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 1994.

### Shaft 'Shaft4' Rolling bearing 'RollerBearing\_04\_R'

Position (Y-coordinate)	[y]	524.00	mm
Equivalent load	[P]	94.71	kN
Equivalent load	[P <sub>0</sub> ]	94.71	kN
Nominal bearing service life	[L <sub>nh</sub> ]	> 1000000	h
Static safety factor	[S <sub>0</sub> ]	20.38	
Bearing reaction force	[F <sub>x</sub> ]	9.651	kN
Bearing reaction force	[F <sub>y</sub> ]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F <sub>z</sub> ]	94.217	kN
Bearing reaction force	[F <sub>r</sub> ]	94.710	kN (84.15°)
Bearing reaction moment	[M <sub>x</sub> ]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[M <sub>y</sub> ]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[M <sub>z</sub> ]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[M <sub>r</sub> ]	0.00	Nm (90°)
Oil level	[H]	0.000	mm
Load-independent moment of friction	[M <sub>0</sub> ]	1.405	Nm
Load-dependent moment of friction	[M <sub>1</sub> ]	2.982	Nm
Moment of friction, cylindrical roller bearing[M <sub>2</sub> ]		0.000	Nm
Moment of friction for seals: no seals present			
Torque of friction	[M <sub>loss</sub> ]	4.387	Nm
Power loss	[P <sub>loss</sub> ]	6.649	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 1994.

Damage (%) [Lreq] ( 50000.000)

Bin no	B1	B2
1	53.67	5.00

Σ 53.67 5.00

Utilization (%) [Lreq] ( 50000.000)

B1	B2
82.97	40.71

Note: Utilization = (Lreq/Lh)^(1/k)

Ball bearing: k = 3, roller bearing: k = 10/3

B1: RollerBearing\_04\_L

B2: RollerBearing\_04\_R

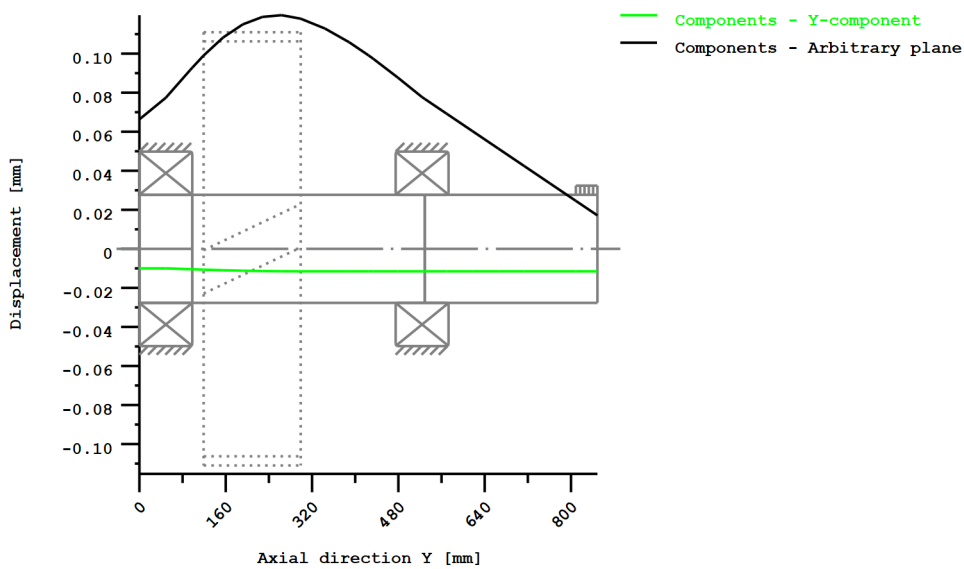
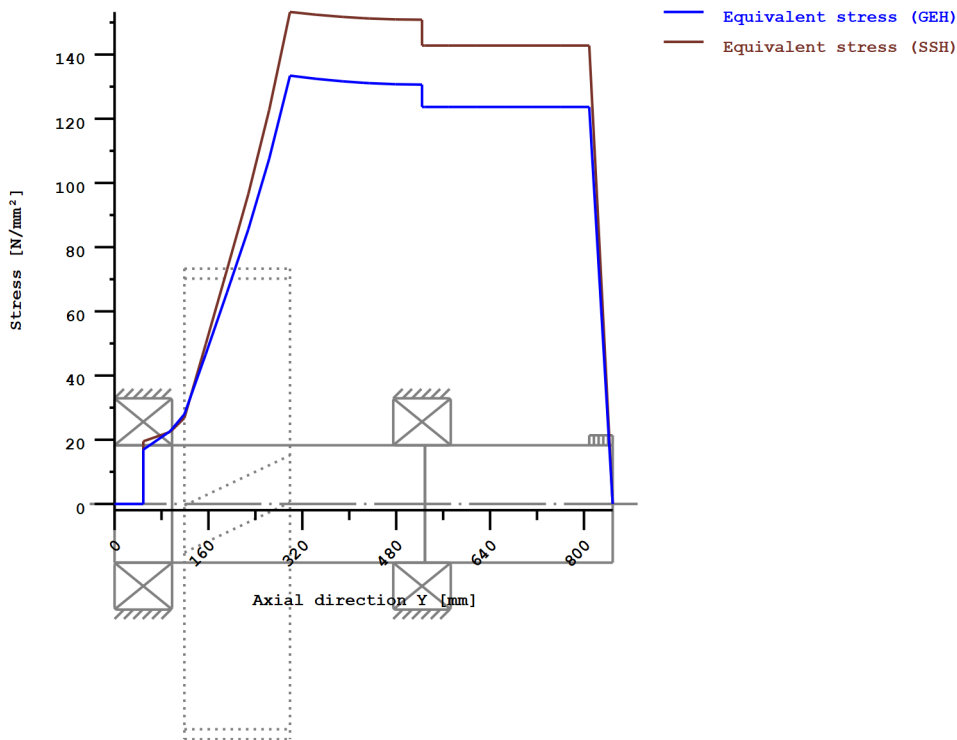


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 285.6214463 121)



Nominal stresses, without taking into account stress concentrations

GEH(von Mises):  $\sigma_V = \sqrt{(\sigma_B + \sigma_{Z,D})^2 + 3 \cdot (\tau_T + \tau_S)^2}$

SSH(Tresca):  $\sigma_V = \sqrt{(\sigma_B - \sigma_{Z,D})^2 + 4 \cdot (\tau_T + \tau_S)^2}$

Figure: Equivalent stress

## Strength calculation according to DIN 743:2012

### Summary

#### Shaft4

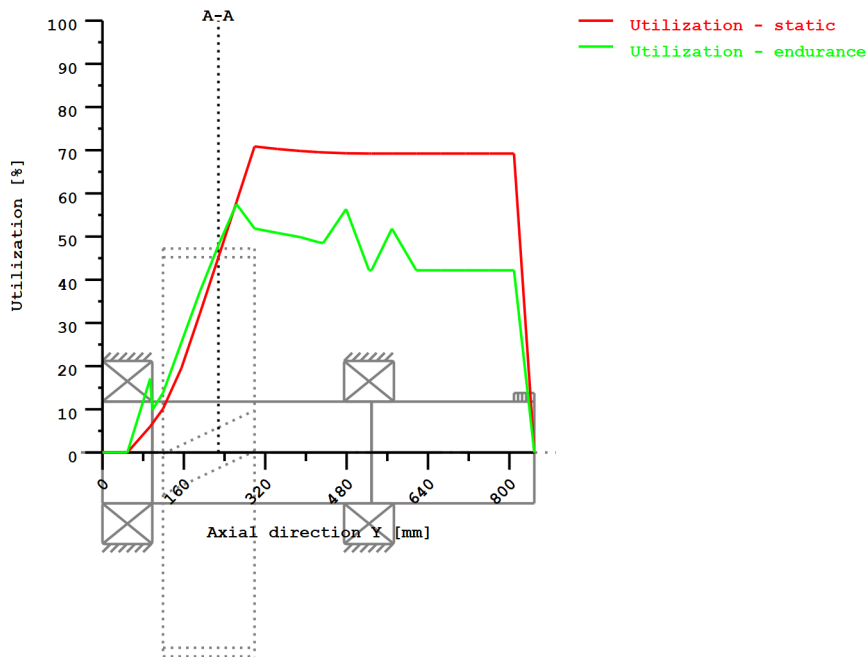
Material C45 (1)  
Material type Through hardened steel  
Material treatment unalloyed, through hardened  
Surface treatment No  
Calculation of endurance limit and the static strength

Calculation for load case 2 ( $\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$ )

Results:

Cross section	$K_{fb}$	$K_{f\sigma}$	$K_{2d}$	SD	SS
A-A	1.00	0.92	0.80	2.50	2.65

Required safeties:				1.20	1.20
--------------------	--	--	--	------	------



Utilization =  $S_{min}/S$  (%)

Figure: Strength

### Calculation details

#### General statements

Material C45 (1)  
Material type Through hardened steel  
Material treatment unalloyed, through hardened  
Surface treatment No

Reference diameter material (mm)	[dB]	16.00
$\sigma_B$ according to DIN 743 (at dB) (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma_B$ ]	700.00
$\sigma_S$ according to DIN 743 (at dB) (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma_S$ ]	490.00
[ $\sigma_{zdW}$ ] (bei dB) (N/mm <sup>2</sup> )		280.00
[ $\sigma_{bW}$ ] (bei dB) (N/mm <sup>2</sup> )		350.00
[ $\tau_{tW}$ ] (bei dB) (N/mm <sup>2</sup> )		210.00
Thickness of raw material (mm)	[dWerkst]	210.00
[ $\sigma_{BRand}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )		628.00

Endurance limit for single stage use  
Calculation for load case 2 ( $\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$ )

#### Cross section 'A-A' Smooth shaft

Comment	Fit at Gear 6		
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	228.000	
External diameter (mm)	[da]	200.000	
Inner diameter (mm)	[di]	0.000	
Notch effect		Smooth shaft	
Mean roughness ( $\mu\text{m}$ )	[Rz]	8.000	

Stresses: (N/mm <sup>2</sup> )				
[ $\sigma_{zdm}$ , $\sigma_{bm}$ , $\tau_m$ , $\tau_{qm}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	-0.383	0.000	21.619	0.000
[ $\sigma_{zda}$ , $\sigma_{ba}$ , $\tau_a$ , $\tau_{qa}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	0.383	31.191	21.619	2.579
[ $\sigma_{zdmax}$ , $\sigma_{bmax}$ , $\tau_{max}$ , $\tau_{qmax}$ ] (N/mm <sup>2</sup> )	-1.301	53.024	73.505	4.385

		Tension/Compression Bending Torsion		
Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	1.085	1.335	1.297
Present safety for endurance limit:				
Fatigue limit of part (N/mm <sup>2</sup> )	[σWK]	183.021	185.938	114.822
Permissible amplitude (N/mm <sup>2</sup> )	[σADK]	3.073	145.654	101.545
Safety against fatigue	[S]		2.500	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		208.3	
Present safety for proof against exceed of yield point:				
Yield stress of part (N/mm <sup>2</sup> )	[σFK]	303.725	364.470	210.427
Safety yield stress	[S]		2.654	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		221.2	

---

End of Report

lines: 313

---

## **PŘÍLOHA č. 2**

### **Seznam položek**



Číslo polož.	Název - označení	Polotovar	Hmotn. (kg)	J.	Množ.
	Číslo výkresu - označení normy	Materiál			
1	Skříň dno	P 15 - 1000 x 2000	1046,42	ks	1
	DP_2020_01	S355JR			
2	Skříň víko	P 15 - 1000 x 2000	617,41	ks	1
	DP_2020_02	S355JR			
3	Kolo 6	ČSN 42 5510	618,93	ks	1
	DP_2020_03	18CrNiMo7-6			
4	Hřídel 4	ČSN 42 5510	261,72	ks	1
	DP_2020_04	C45			
5	Kolo 4	ČSN 42 5510	206,45	ks	1
	DP_2020_05	18CrNiMo7-6			
6	Hřídel 3	ČSN 42 5510	112,56	ks	1
	DP_2020_06	18CrNiMo7-6			
7	Kolo 2	ČSN 42 5510	79,22	ks	1
	DP_2020_07	18CrNiMo7-6			
8	Hřídel 2	ČSN 42 5510	51,99	ks	1
	DP_2020_08	18CrNiMo7-6			
9	Hřídel 1	ČSN 42 5510	34,16	ks	1
	DP_2020_09	18CrNiMo7-6			
10	Víko 4 levé	ČSN 42 5510	12,11	ks	1
	DP_2020_10	S355JR			
11	Příruba ložiska	ČSN 42 5510	8,18	ks	1
	DP_2020_11	S355JR			
12	Víko 3	ČSN 42 5510	8,11	ks	2
	DP_2020_12	S355JR			
13	Víko 2 pravé	ČSN 42 5510	7,34	ks	1
	DP_2020_13	S355JR			
14	Víko 4 pravé	ČSN 42 5510	7,20	ks	1
	DP_2020_14	S355JR			
15	Víko 2 levé	ČSN 42 5510	6,11	ks	1
	DP_2020_15	S355JR			
16	Víko 1 levé	ČSN 42 5510	1,81	ks	1
	DP_2020_16	S355JR			
17	Víko 1 pravé	ČSN 42 5510	1,80	ks	1
	DP_2020_17	S355JR			
18	Poklop	P 5 - 1000 x 2000	1,767	ks	3
	DP_2020_18	S355JR			
19	Kroužek 1	ČSN 42 5715	1,40	ks	1
	DP_2020_19	E335			
20	Kroužek 4	ČSN 42 5715	1,31	ks	1
	DP_2020_20	E335			



FAKULTA STROJNÍ  
ZÁPADOČESKÉ  
UNIVERZITY  
V PLZNI

KKS

KATEDRA  
KONSTRUOVÁNÍ  
STROJŮ

Kreslil ŠIMEČKOVÁ LUCIE

Datum 03.03.2020

Schválil

Datum

Druh dokumentu SEZNAM POLOŽEK

Název

PŘEVODOVKA



Číslo dokumentu

DP-2020-001

List 1

Listů 3

Číslo polož.	Název - označení	Polotovár	Hmotn. (kg)	J.	Množ.
	Číslo výkresu - označení normy	Materiál			
21	Kroužek labyrintu 4R	ČSN 42 5715	1,17	ks	1
	DP_2020_21	E335			
22	Kroužek 3	ČSN 42 5715	1,10	ks	1
	DP_2020_22	E335			
23	Kroužek 2	ČSN 42 5715	0,59	ks	1
	DP_2020_23	E335			
24	Kroužek labyrintu 1R1	ČSN 42 5715	0,23	ks	1
	DP_2020_24	E335			
25	Kroužek labyrintu 1L1	ČSN 42 5715	0,22	ks	1
	DP_2020_25	E335			
26	Kroužek labyrintu 1R2	ČSN 42 5715	0,20	ks	1
	DP_2020_26	E335			
27	Kroužek labyrintu 1L2	ČSN 42 5715	0,20	ks	1
	DP_2020_27	E335			
28	Ložisko 4		42,10	ks	2
	SKF 22240-2CS5/VT143				
29	Ložisko 3		30,00	ks	2
	SKF 23232-2CS5/VT143				
30	Ložisko 2R		18,40	ks	1
	SKF 22322 EJA/VA406				
31	Ložisko 2L		9,55	ks	1
	SKF 23222 CCK/W33				
32	Ložisko 1M		5,45	ks	1
	SKF 22315 EK				
33	Pero 45x25x220		3,36	ks	2
	ČSN 02 2562				
34	Ložisko 1L		1,50	ks	1
	SKF 22213 EK				
35	Šroub M24x475		1,24	ks	4
	ČSN 02 1103				
36	Šroub M24x400		1,06	ks	2
	ČSN 02 1103				
37	Ložisko 1R		1,02	ks	1
	SKF 6213				
38	Šroub M24x300		0,81	ks	4
	ČSN 02 1103				
39	Šroub M30x35		0,50	ks	2
	ČSN 02 1103				

 <p>FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI</p>	Kreslil	ŠIMEČKOVÁ LUCIE	Název
	Datum	03.03.2020	
	Schválil		Číslo dokumentu
	Datum		
 <p>KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ</p>	Druh dokumentu	SEZNAM POLOŽEK	List 2
			Listů 3

