

**ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI**  
**FAKULTA STROJNÍ**

**Studijní program:** B0715A270013 – Strojní inženýrství  
**Studijní specializace:** Konstruování strojů a technických zařízení

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

**Návrh převodové skříně pro všeobecné použití**

**Autor:** Adam Janura  
**Vedoucí práce:** Ing. Eva Kubec Krónerová, Ph. D.

Akademický rok 2022/2023

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
Fakulta strojní  
Akademický rok: 2022/2023

# ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Jméno a příjmení: Adam Janura

Osobní číslo: S19B0313P

Adresa: Střední 859, Nýřany, 33023 Nýřany, Česká republika

Téma práce: Převodová skříň pro všeobecné použití

Vedoucí práce: Ing. Eva Kubec Krónerová, Ph.D.

Zadávající katedra: Katedra konstruování strojů

Studijní program: Strojní inženýrství

Forma studia: Prezenční

Specializace/kombinace: Konstruování strojů a technických zařízení (KSZB)

## Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Vypracování rešerše na téma převodové skříně pro všeobecné použití.

Zpracování návrhu čelní nebo kuželové nebo šnekové převodové skříně s příslušnými výpočty a analýzami. Vypracování technické dokumentace převodové skříně (výkres sestavení, seznam položek a výrobní výkresy).

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova práce:

1. Vypracování rešerše na dané téma.
2. Návrh a analýza převodové skříně.
3. Vypracování 3D převodové skříně.
4. Zhodnocení návrhu a výkresová dokumentace.

Konzultant: Ing. Eva Kubec Krónerová, Ph.D.

Seznam doporučené literatury:

[1] KRÁTKÝ, Jaroslav, KUBEC KRÓNEROVÁ, Eva a HOSNEDL, Stanislav. *Obecné strojí části 2: základní a složené převodové mechanismy*. 1. vyd. V Plzni: Západočeská univerzita, 2011. 265 s. ISBN 978-80-261-0066-9 .

[2] BOLEK, Alfred a KOCHMAN, Josef. *Části strojů. 2. svazek*. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL, 1990. 707 s. Technický průvodce; sv. 6. ISBN 80-03-00426-8.

Podkladové materiály, výkresy, prospekty, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu

Podpis studenta:

Datum:

Podpis vedoucího práce:

Datum:

## **Prohlášení o autorství**

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

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne: .....

.....

podpis autora

## **Poděkování**

Tímto bych chtěl poděkovat své vedoucí bakalářské práce, paní Ing. Evě Kubec Krónerové, Ph.D., za odborné vedení, trpělivost a cenné rady při psaní této práce.

## ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	<b>Příjmení</b> Janura	<b>Jméno</b> Adam	
<b>STUDIJNÍ PROGRAM</b>	B0715A270013 Strojní inženýrství		
<b>VEDOUcí PRÁCE</b>	<b>Příjmení (včetně titulů)</b> Ing. Kubec Krónerová, Ph.D.	<b>Jméno</b> Eva	
<b>PRACOVÍŠTĚ</b>	ZČU - FST – KKS		
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<b>BAKALÁŘSKÁ</b>	<b>Nehodící se škrtněte</b>
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Návrh převodové skříně pro všeobecné použití		

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKS	<b>ROK ODEVZD.</b>	2023
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

### POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	64	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	59	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	5
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<b>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</b> <b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b>	Bakalářská práce obsahuje informace týkající se tématu převodovky. Dále je předmětem práce výpočtová zpráva a navržený model kuželové převodovky se zaměřením na miniaturní rozměry za pomoci programů NX, Solid Edge a AutoDesk Inventor.
<b>KLÍČOVÁ SLOVA</b> <b>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</b>	kuželová převodovka, ozubené kolo, kuželové kolo, přímé ozubení, CAD model, výpočet rozměrů, výpočet sil v ozubení, uložení, uložení ložiska

## SUMMARY OF BACHELOR SHEET

<b>AUTHOR</b>	Surname Janura		Name Adam	
<b>STUDY PROGRAMME</b>	B0715A270013 Mechanical Engineering			
<b>SUPERVISOR</b>	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Kubec Krónerová, Ph.D.		Name Eva	
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKS			
<b>TYPE OF WORK</b>	<del>DIPLOMA</del>	<b>BACHELOR</b>	<b>Delete when not applicable</b>	
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Design of gearbox for general use			

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	KKS	<b>SUBMITTED IN</b>	2023
----------------	------------------------	-------------------	-----	---------------------	------

### NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

<b>TOTALLY</b>	64	<b>TEXT PART</b>	59	<b>GRAPHICAL PART</b>	5
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

<b>BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	The bachelor thesis contains information related to the topic of gearboxes. Furthermore, the subject of the thesis is a computational report and a proposed model of a bevel gearbox with a focus on miniature dimensions using NX, Solid Edge and AutoDesk Inventor.
<b>KEY WORDS</b>	bevel gearbox, gear wheel, bevel wheel, spur gearing, CAD model, calculation of dimensions, calculation of forces in gearing, housing, bearing seating

## Obsah

Přehled použitých zkratk a symbolů.....	9
Seznam obrázků .....	10
Seznam tabulek .....	12
Úvod a cíl práce.....	13
1 Převodové mechanismy.....	14
1.1 Základní rozdělení převodů .....	14
1.2 Převod ozubenými koly .....	15
1.2.1 Výhody převodu ozubenými koly .....	15
1.2.2 Nevýhody převodu ozubenými koly .....	15
1.2.3 Základní zákon ozubení .....	15
1.2.4 Zubové profily čelního ozubení .....	16
1.2.5 Zubové profily kuželových kol .....	17
2 Rozdělení převodovek.....	18
2.1 Kuželová převodovka .....	18
2.1.1 Ozubená kuželová kola .....	18
3 Těsnící prvky.....	27
3.1 Rozdělení těsnících prvků .....	27
3.2 Statická těsnění .....	27
3.3 Dynamická těsnění .....	28
4 Návrh a analýza převodové skříně .....	30
4.1 Kinematické schéma kuželové převodovky .....	30
4.2 Volba varianty a její odůvodnění.....	30
4.3 Návrh a způsob uložení hřídelů .....	31
4.3.1 Uložení s axiálně volným a axiálně vodícím ložiskem .....	31
4.3.2 Souměrné uspořádání ložisek.....	32
4.3.3 Uložení s předpětím .....	33
4.4 Zvolené uložení a zásadní konstrukční uzly .....	34
4.5 Výpočtová zpráva .....	35
4.5.1 Silové poměry v kuželovém ozubení .....	38
4.5.2 Kontrolní výpočet podle Merrita.....	39
4.5.3 Výpočet reakcí v ložiskách, průběh zatížení hřídelů.....	41
4.5.4 Kontrola bezpečnosti hřídelů .....	51
4.5.5 Výpočet a volba ložisek .....	52
4.5.6 Výpočet částí pro přenos kroutícího momentu .....	55



4.5.7	Splnění podmínky hmotnosti převodovky .....	56
5	Závěr.....	57
	PŘÍLOHA č. 1 .....	i
	PŘÍLOHA č. 2.....	ii

## **Přehled použitých zkratk a symbolů**

AS FST	Akademický senát FST
BOZP a PO	Bezpečnost a ochrana zdraví při práci a Požární ochrana
CIV	Centrum informatizace a výpočetní techniky
ČSN	Česká technická norma
EN	Evropská norma
EU	Evropská unie
FST	Fakulta strojní
HW	Hardware
IS/STAG	Informační systém STAG
KKE	Katedra energetických strojů a zařízení
KKS	Katedra konstruování strojů
ZČU	Západočeská univerzita v Plzni

## Seznam obrázků

Obr. 1 - Základní zákon ozubení [2].....	16
Obr. 2 - Rozdělení podle vzájemné polohy os: a) soukolí s vnějším ozubením – kosoúhlé, b) soukolí s vnějším ozubením - pravoúhlé, c) soukolí s vnitřním ozubením, d) soukolí základní s rovinným (základním) kolem [4].....	19
Obr. 3 - Společný vrchol.....	20
Obr. 4 - Posunutý vrchol patního kužele.....	20
Obr. 5 - Rovnoběžné povrchy kuželů.....	20
Obr. 6 - Zakřivený typ ozubení v sestavě úhlové brusky [5].....	21
Obr. 7 - Základní rozměry kuželového kola.....	23
Obr. 8 - Tři nejvýznamnější průměry kuželového ozubení.....	23
Obr. 9 - Rozložení sil v kuželovém ozubení s přímými zuby 1 [7].....	25
Obr. 10 - Rozložení sil v kuželovém ozubení s přímými zuby 2 [8].....	25
Obr. 11 - Statické těsnění (ploché) [11].....	27
Obr. 12 - Statické těsnění (O-kroužek) [11].....	27
Obr. 13 - Jednoduché bezkontaktní těsnění (úzká spára) [11].....	28
Obr. 14 - Vícestupňové labyrintové bezkontaktní těsnění [11].....	28
Obr. 15 - Hřídelový těsnicí kroužek [11].....	29
Obr. 16 - Zabránění vniknutí nečistot do tělesa.....	29
Obr. 17 - Zabránění úniku maziva ven z tělesa.....	29
Obr. 18 - Zvolený těsnicí kroužek – 9x22x7 HMSA10 RG [2].....	29
Obr. 19 - Varianta 1.: Letmé uložení hřídele s pastorkem.....	30
Obr. 20 - Varianta 2.: Letmé uložení obou hřídelů.....	30
Obr. 21 - Schéma uložení axiálně volného a axiálně vodícího ložiska [14].....	31
Obr. 22 - Uložení s použitím axiálně volného a axiálně vodícího kuličkového ložiska [14].....	31
Obr. 23 - Uložení s použitím axiálně volného kuličkového ložiska a axiálně vodícího dvouřadého kuličkového ložiska s kosoúhlým stykem [14].....	32
Obr. 24 - Souměrné uspořádání ložisek do "0" za použití stejných velikostí ložisek [14].....	32
Obr. 25 - Souměrné uspořádání ložisek do "X" za použití stejných velikostí ložisek [14].....	33
Obr. 26 - Souměrné uspořádání ložisek do "0" za použití různých velikostí ložisek [14].....	33
Obr. 27 - Navržené uložení.....	34
Obr. 28 - Předběžně navržený model.....	42
Obr. 29 - Síly v ozubení s danými působišti směr 1.....	42
Obr. 30 - Síly v ozubení s danými působišti směr 2.....	43
Obr. 31 - Síly v pastorku před přeložením.....	44
Obr. 32 - Síly v pastorku po přeložení do osy.....	44

Obr. 33 - Zadané síly v programu Invertor (pastorek; čelní pohled; směr 1).....	44
Obr. 34 - Zadané síly v programu Invertor (pastorek; 3D pohled; směr 1).....	44
Obr. 35 - Reakce v podporách hřídel 1 směr 1.....	45
Obr. 36 - Reakce v podporách hřídel 1 směr 2.....	45
Obr. 37 - Průhyb hřídele 1 směr 1 (1,557 $\mu\text{m}$ ).....	45
Obr. 38 - Průhyb hřídele 1 směr 2 (1,557 $\mu\text{m}$ ).....	45
Obr. 39 - Redukované napětí hřídel 1 směr 1 (47 MPa).....	45
Obr. 40 - Redukované napětí hřídel 1 směr 2 (47 MPa).....	45
Obr. 41 - Síly v kole č.2 před přeložením.....	46
Obr. 42 - Síly v kole č.2 po přeložení do osy hřídele.....	46
Obr. 43 - Zadané síly v programu Invertor (kolo č.2; čelní pohled; směr 1).....	47
Obr. 44 - Zadané síly v programu Invertor (kolo č.2; 3D pohled; směr 1).....	47
Obr. 45 - Reakce v podporách hřídel 2 směr 1.....	48
Obr. 46 - Reakce v podporách hřídel 2 směr 2.....	48
Obr. 47 - Průhyb hřídele 2 směr 1 (25,4 $\mu\text{m}$ ).....	48
Obr. 48 - Průhyb hřídele 2 směr 2 (25,4 $\mu\text{m}$ ).....	48
Obr. 49 - Redukované napětí hřídel 2 směr 1 (90 MPa).....	48
Obr. 50 - Redukované napětí hřídel 2 směr 2 (90 MPa).....	48
Obr. 51 - Změněné (nové) rozvržení CAD modelu.....	49
Obr. 52 - Reakce v podporách hřídel 2 směr 1.....	50
Obr. 53 - Reakce v podporách hřídel 2 směr 2.....	50
Obr. 54 - Průhyb hřídele 2 směr 1 (2,19 $\mu\text{m}$ ).....	50
Obr. 55 - Průhyb hřídele 2 směr 2 (2,19 $\mu\text{m}$ ).....	50
Obr. 56 - Redukované napětí hřídel 2 směr 1 (90 MPa).....	50
Obr. 57 - Redukované napětí hřídel 2 směr 2 (90 MPa).....	50
Obr. 58 - Potřebné přípojovací rozměry ložiska B (6201).....	54
Obr. 59 - Rozměry ložiska A (6200).....	54
Obr. 60 - Řešený konstrukční detail.....	54
Obr. 61 - Hmotnost sestavy a jednotlivých komponent.....	56
Obr. 62 - Navržený CAD model.....	i
Obr. 63 - Navržený CAD model (řez).....	ii

## Seznam tabulek

Tabulka 1 - Materiály kuželových ozubených kol [3] .....	22
Tabulka 2 - Základní výškové geometrické charakteristiky [1].....	24
Tabulka 3 - Rychlostní součinitel pro ohyb ro1 .....	40
Tabulka 4 - Rychlostní součinitel pro ohyb ro2 .....	40
Tabulka 5 - Rychlostní součinitel pro otláčení rd1 .....	40
Tabulka 6 - Rychlostní součinitel pro otláčení rd2 .....	41
Tabulka 7 - Tvarový součinitel pro ohyb, pro běžné ozubení yo1 (pastorek) .....	41
Tabulka 8 - Tvarový součinitel pro ohyb pro běžné ozubení yo2 (kolo).....	41
Tabulka 9 - Tvarový součinitel pro otláčení, pro běžné ozubení yd (pastorek i kolo).....	41
Tabulka 10 - Shrnuté složky sil na jednotlivých hřídelích.....	43
Tabulka 11 - Důležité hodnoty hřídel 1 .....	49
Tabulka 12 - Důležité hodnoty hřídel 2 .....	49
Tabulka 13 - Nové důležité hodnoty hřídel č. 2.....	51
Tabulka 14 - Výpočtové součinitele pro jednořadá kuličková ložiska [10].....	52
Tabulka 15 - Hodnoty používané pro výpočet ložisek.....	53

## Úvod a cíl práce

Toto téma práce bylo zvoleno na základě faktu, že převodové ústrojí (převodovka) je nedílnou součástí mnoha strojů či zařízení. K tomu, aby byl uveden příklad, není třeba chodit daleko z běžného dne a stačí se podívat např. ke kuchyňské lince, kde se nachází hned několik spotřebičů, které by se bez převodovky neobešly. Kávovar, hnětací stroj neboli kuchyňský robot, elektronický mlýnek na maso atd.

Dalším důvodem, který napomohl k výběru tématu převodovka, je ozubené kolo jako takové, které považuji za základní znak strojírenství neboli je to to, co si představím, když se slovo strojírenství vysloví. Myslím si, že každý správný „strojař“ by měl mít alespoň jednu, či vícekrát co dočinění s ozubenými koly a v hlavě základní přehled, který v ní navždy zůstane. Tak proč si ten přehled nerozšířit.

Cílem této práce je stručně seznámit čtenáře s pojmem převodovka, zjednodušeně představit prvky, které do ní vstupují a dále se zaměřit na návrh miniaturní kuželové převodovky dle zadaných parametrů. Výstupem bude výpočtová zpráva potřebných součástí, CAD model společně s výkresovou dokumentací a dále je nepodmíněným cílem práce pokusit se navržený model převodovky přenést do reality prostřednictvím dnes již běžně používaných 3D tiskáren, popřípadě nakupovaných komponent jako jsou například ložiska.

# 1 Převodové mechanismy

Mechanismus je pohyblivá mechanická soustava s jedním stupněm volnosti. Funkcí převodových mechanismů je transformace pohybu i zatížení neboli změna druhu (trajektorie) pohybu jeho velikosti, rychlosti, smyslu, orientace atd. Základním převodovým mechanismům říkáme převody a složeným převodovým mechanismům pak převodovky. Každý převod obsahuje hnací (vstupní) a hnaný (výstupní) člen. Tyto členy jsou pak obecně propojeny za pomoci mechanického, elektrického, magnetického, hydraulického nebo pneumatického ústrojí. Dále se v této práci bude uvažovat pouze mechanický typ převodu. [1]

## 1.1 Základní rozdělení převodů

- a) Podle trajektorie pohybu vstupního a výstupního členu:
  - Lineární, rotační (různé kombinace)
  - Rovinné
  - Prostorové
- b) Podle stálosti převodového poměru:
  - S konstantním převodem
  - S proměnlivým převodem
- c) Podle počtu členů (včetně rámu):
  - Tříčlenné
  - Čtyřčlenné
  - Vícečlenné

Dále se zaměřením na mechanické typy převodů rozdělujeme převody:

- a) Podle skluzu:
  - Přesné – Nedochozí ke skluzu
  - Nepřesné – Dochází k prokluzu
- b) Podle převodového poměru:
  - Do pomala -  $i > 1$
  - Do rychla -  $i < 1$
- c) Podle počtu převodů:
  - S jedním párem
  - Se dvěma páry
  - Se třemi páry
  - Vícepárové

Rozdělení převodů se dá dělit pomocí dalších faktorů. Zde jsou uvedeny ty nejzákladnější. V našem případě miniaturní kuželové převodovky se jedná o rotační jednostupňový převod s konstantním typem převodu do rychla/pomala o celkovém počtu členů 3. [1] [3]

## 1.2 Převod ozubenými koly

Převod ozubenými koly neboli převod s přímou vazbou je nejrozšířenější typ převodového mechanismu vůbec. Ozubená kola přenášejí otáčivý pohyb za pomoci tvarových elementů (zubů), které se po sobě navzájem odvalují a smýkají a platí, že vždy musí být alespoň jeden pár zubů v záběru. Dvojice spolu zabírajících kol se nazývá soukolí, přičemž menší kolo z nich je obvykle nazýváno pastorkem. Důvodem velkého rozšíření tohoto typu převodu je jeho velká účinnost, která dosahuje až 99 % (různé typy soukolí mohou nabývat jiných hodnot účinnosti). Část kola, která přichází do styku s druhým kolem se nazývá ozubený věnec (zjednodušeně ozubení). Pokud jsou obě ozubení vytvořena na vnější straně válců, jedná se o vnější soukolí, nebo také čelní. V případě, kdy je jedno ozubení vyrobeno na vnitřní straně válce, jedná se o vnitřní soukolí. Ozubená kola mohou mít různé tvary profilu zubů, podle toho, o jaké soukolí se jedná a také pro jaké účely je soukolí vyráběno. O profilech zubů používaných u kuželových převodovek více v kapitole [2.1.1.1](#). [1] [3]

### 1.2.1 Výhody převodu ozubenými koly

Mezi hlavní výhody převodu ozubenými koly patří již zmiňovaná vysoká účinnost převodu, kterou doprovází vysoká životnost. Ke ztrátám energie u převodovek dochází v místě prokluzu zubů a ložiskách. Další výhodou je v schopnost přenášet velké točivé momenty na úkor malých rozměrů. V neposlední řadě ve prospěch ozubených kol mluví i hlučnost převodu, která může být výhodou i nevýhodou v závislosti na tom, zdali je ozubení dobře navrženo, zvolen vhodný tvar profilu zubu a je-li ozubení vhodně mazáno. [1] [3]

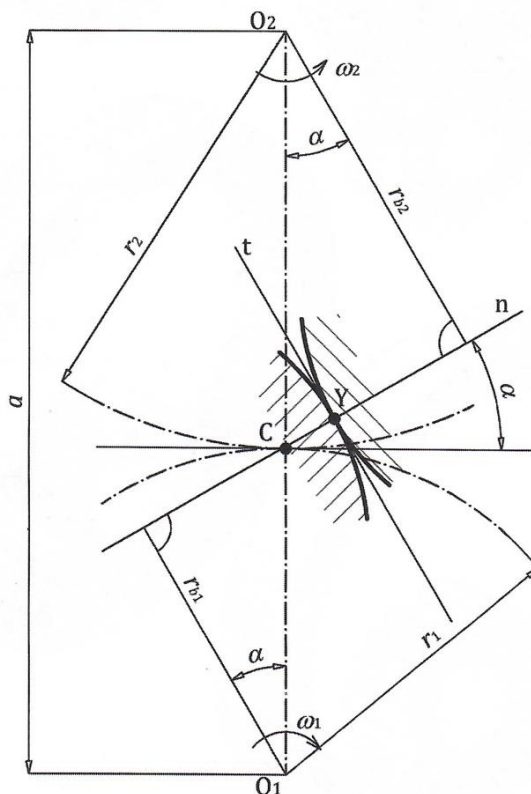
### 1.2.2 Nevýhody převodu ozubenými koly

Jak už bylo uváděno, hlučnost je jedna z nevýhod ozubených kol. Jsou to právě vyšší otáčky, které zapříčiňují vznik vibrací, a tedy i hluku. Jedním z větších protikladů ozubených kol je jejich výroba. Ta sice v dnešní době pětiosých, plně automatizovaných center není až tak náročná, zato ale stále spadá do dražší kategorie převodů, co se výroby týče. Další nevýhodou je častá nutnost mazání převodů, aby se předešlo hluku a opotřebením jednotlivých ozubených kol. Jako další nevýhodou je možno vnímat i nutnost přiřazení spojovacího, respektive bezpečnostního prvku jako další člen sestavy stroje. Tomu je dáno z toho důvodu, že převod ozubenými koly neumožňuje prokluz a v případě nutnosti rozpojení hnaného členu od hnacího, např. aby nedošlo k poškození stroje, je tedy potřeba doplnit sestavu o prvek který to umožní (např. bezpečnostní hřídelová spojka). A poslední nevýhodou, kterou je třeba zmínit je špatná schopnost tlumit rázy. [1] [3]

### 1.2.3 Základní zákon ozubení

Základní zákon ozubení je kinematická podmínka, kterou musejí splňovat sdružené profily. O sdružené profily se jedná, když dva zubové profily zabezpečují plynulý a konstantní převod s trvalým záběrem. Nakonec zubový profil je křivka, která vznikne při pomyslném řezu kolmo na podélnou osu zubů.

Znění zákona ozubení: „Dva boky zubů jsou sdružené, 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)  $O_1, O_2$ .“ [1]. Výsledkem tohoto zákona je stálá poloha bodu  $C$ , která nám zajišťuje konstantní poloměry roztečných kružnic, a tedy i konstantní převodový poměr. [3]



Obr. 1 - Základní zákon ozubení [2]

#### 1.2.4 Zubové profily čelního ozubení

Názvy typů zubových profilů jsou odvozeny od křivky, na základě, které jsou sestrojeny.

##### 1.2.4.1 Cykloidní

O cykloidní typ ozubení se jedná v případě, že se bod na kružnici odvaluje po vnitřní straně jiné kružnice. Zvolený pevný bod na kružnici pak opisuje hypocykloidu. Tento typ ozubení se tedy pak nazývá hypocykloidní. V opačném případě, kdy se bod kružnice valí po jiné kružnici z vnější strany, pak pevně zvolený bod na této kružnici opisuje profil epicykloidy a hovoříme pak o epicykloidním typu ozubení. Tento profil má však spíše více nevýhod než výhod, jsou jimi: složitý výrobní nástroj, citlivost na osovou vzdálenost a problém korekce. Proto se používá málokdy.

V neposlední řadě je třeba zdůraznit, že o valení se jedná v případě, kdy nedochází mezi kružnicemi k prokluzu. [3]

##### 1.2.4.2 Kruhový oblouk

Tento typ zubového profilu nesplňuje základní zákon ozubení. Křivky boků zubů jsou buď konvexní nebo konkávní, vytvořené kruhovými oblouky. Výhodou tohoto typu ozubení je malý stykový tlak, proto své využití naleznou například pro reduktory válcovacích stolic při malých rychlostech. Nevýhody mají stejné jako u cykloidního ozubení. [3]

##### 1.2.4.3 Evolventní

Evolventní typ ozubení je dodnes nejrozšířenějším a nejpoužívanějším typem ozubení. Evolventní profil vznikne, když je bod, pevně spojený s přímkou, odvalován po kružnici (v



tomto případě po evolutě). Pevně zvolený bod na přímce pak opisuje právě evolventu. Z historického hlediska tento profil boku zubu nebyl jen tak vymyšlen. Byla tomu příroda sama, která dala vzniku evolventnímu typu ozubení. U dříve vyrobených ozubených kol, které měly jednoduché přímkové profily boků zubů, byla během jejich používání pozorována známka opotřebení, kdy boky zubů se postupně tvarovaly právě do profilu evolventy. Při jeho dosažení pak ozubená kola vykazovala nejlepší vlastnosti. Evolventní typ ozubení přináší výhody jako jsou: jednoduchý nástroj pro výrobu ozubení, konstantní směr síly v ozubení, možnost korekcí. Má však i své nevýhody, kterou je například nebezpečí podříznutí zubů (při malém počtu zubů), nebo horší tlakové poměry v záběru soukolí, vyžadující navrhnutí tuhého uložení. [3]

### **1.2.5 Zubové profily kuželových kol**

Zubové profily kuželových kol s přímým nebo šikmým typem ozubení se vytvářejí podobným způsobem jako u čelního ozubení. Zásadní rozdíl je v tom, že se u těchto profilů neodvaluje kružnice (válec), ale odvaluje se kužel. [3]

## 2 Rozdělení převodovek

Základní rozdělení převodů již bylo uvedeno. Proto je zde uvedeno doplňující rozdělení převodovek.

- a) Podle přenosu energie:
  - Obousměrné – Možnost zaměnit vstup a výstup převodovky.
  - Jednosměrné – Nemožnost zaměnit vstup a výstup převodovky.
  - Samosvorné – Není konstrukčně zajištěna možnost změny přenosu energie (šnekové převodovky...)
  
- b) Podle polohy vstupní a výstupní hřídele:
  - Rovnoběžné – čelní
  - Různoběžné – kuželové
  - Mimoběžné – šroubové, kuželové, šnekové
  
- c) Podle typu soukolí
  - Čelní
  - Kuželové
  - Kuželo-čelní
  - Šnekové
  - Šroubové
  
- d) Podle typu ozubení
  - Přímé
  - Šikmé
  - Šípové
  - Obecné
  - Spirální
  - Zakřivené
  - Jiné

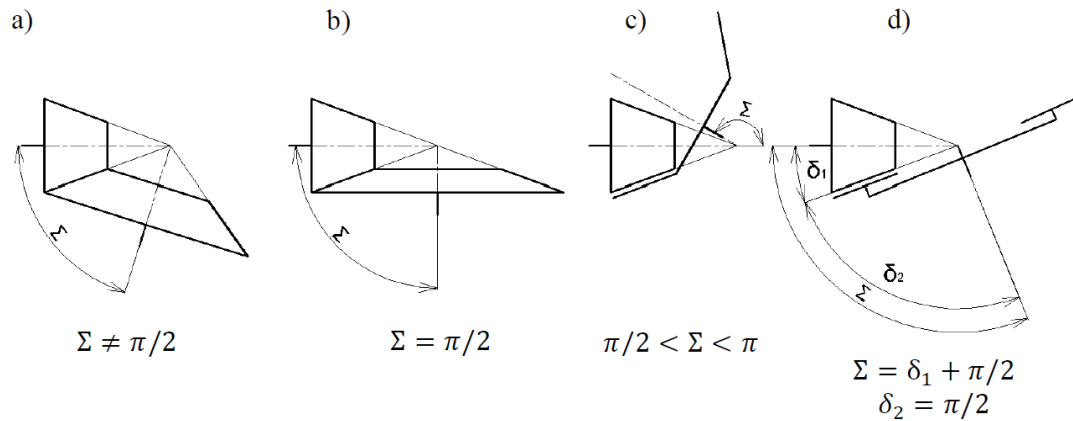
### 2.1 Kuželová převodovka

#### 2.1.1 Ozubená kuželová kola

Kuželová kola se používají pro přenos točivého momentu a mechanické energie mezi různoběžnými a mimoběžnými hřídeli. Jedná se o nejjednodušší typ převodu mezi různoběžnými hřídeli. Ty mohou svírat libovolný úhel, jelikož kuželová kola mohou být vyrobena v různém úhlu roztečného kužele. Nejčastěji se však používá úhel pravý, tj.  $90^\circ$ . Stejně jako je tomu u čelního ozubeného převodu, se po sobě zuby kuželových kol odvalují (s částečným prokluzem). A proto je mezi výhodami tohoto typu převodovky vysoká účinnost  $\approx 96\%$ . Je zde však i pár nevýhod, a to dražší výroba, složitější konstrukční uspořádání a nutnost sledovat i úhlové odchylky. [1] [3]

### 2.1.1.1 Základní rozdělení kuželových kol:

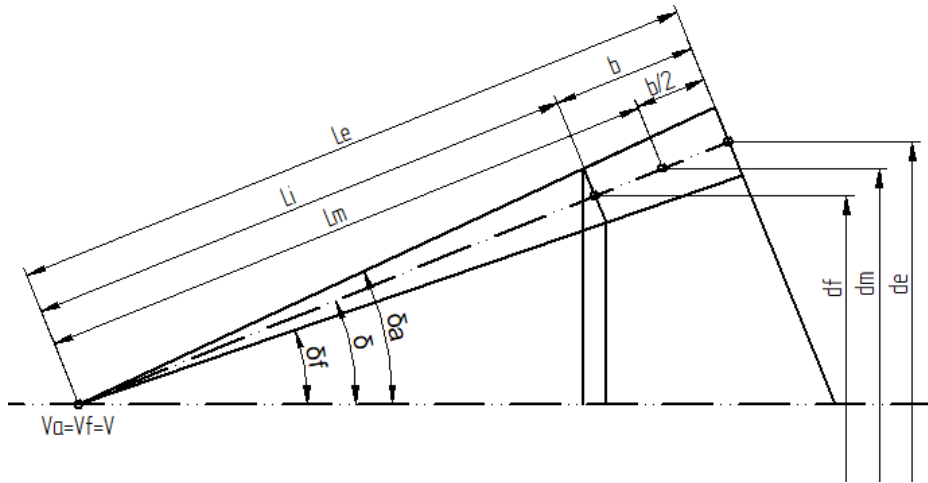
- a) Podle vzájemné polohy os:
- Soukolí s vnějším ozubením
  - Soukolí s vnitřním ozubením
  - Soukolí základní s rovinným kolem



Obr. 2 - Rozdělení podle vzájemné polohy os: a) soukolí s vnějším ozubením – kosoúhlé, b) soukolí s vnějším ozubením - pravoúhlé, c) soukolí s vnitřním ozubením, d) soukolí základní s rovinným (základním) kolem [4]

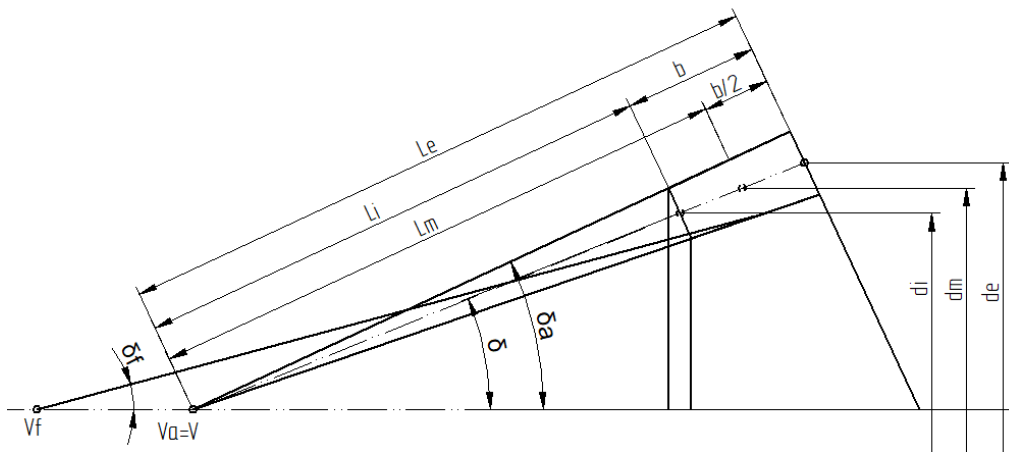
- b) Podle průběhu boční křivky
- Přímé zuby – Podélná osa zubů je rovnoběžná s přímkou směřující do vrcholu kužele
  - Šikmé zuby (Šroubové) – Podélná osa zubů není rovnoběžná s osou ozubení
  - Kruhové zuby “Gleason” – Podélná boční křivka zubu je skloněná s osou ozubení
  - Kruhové zuby “Zerol”
  - Paloidní zuby “Klingelnberg”
  - Eloidní zuby “Oerlikon”
- c) Podle druhu profilové křivky
- Evolventní
  - Cykloidní
- d) Podle stavební struktury

- Příčné rozměry zubu narůstají úměrně se vzdáleností od vrcholu – společný vrchol pro hlavovou a patní kuželovou plochu . Obr. (3).



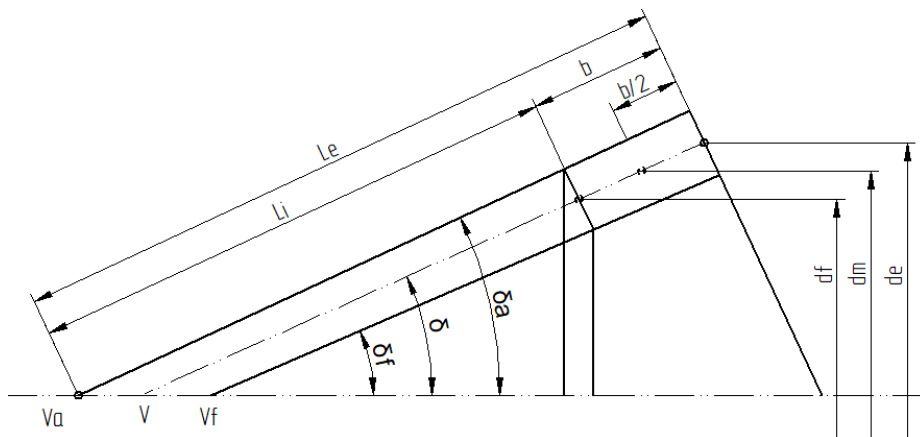
Obr. 3 - Společný vrchol

- Šířka zubové mezery je konstantní a tloušťka zubu na roztečném kuželi narůstá úměrně se vzdáleností od vrcholu – posunutý vrchol patního kužele. Obr. (4).



Obr. 4 - Posunutý vrchol patního kužele

- Konstantní výška zubu – rovnoběžné povrchy kuželů. Obr. (5)



Obr. 5 - Rovnoběžné povrchy kuželů

e) Dle smyslu zakřivení zubů

- Pravý – zuby se stácejí ve směru otáčení hodinových ručiček (pohled od vrcholu)
- Levý – zuby se stácejí proti směru otáčení hodinových ručiček (pohled od vrcholu)

Kuželová kola s přímým typem ozubení jsou nejjednodušším typem. Vhodná spíše pro nižší obvodové rychlosti a menší síly. Nevýhodami těchto soukolí jsou vyšší hlučnost, nižší únosnost a méně plynulý chod. Jejich uplatnění lze najít např. u automobilových diferenciálů.

Kola se šikmými, a především se zakřivenými zuby, jsou podstatně méně hlučné, trvání záběru dvojice zubů je podstatně delší a mají menší citlivost na přesnost výroby a deformace od zatížení, s čímž je spojena životnost a schopnost přenášet větší výkon, které jsou tím vyšší. Své uplatnění naleznou i při vyšších obvodových rychlostech. Nevýhodou je však dražší výroba, která vyžaduje určitý typ nástrojů a strojů. Jako příklad, kde je tento typ ozubení použit, může být uvedena i klasická úhlová bruska, znázorněna na obr. (6).



Obr. 6 - Zakřivený typ ozubení v sestavě úhlové brusky [5]

Šikmé zuby jsou zvláštním případem ozubení u kuželových kol a používají se v případě potřeby přenosu velkého výkonu při menších obvodových rychlostech.

### 2.1.1.2 Materiál ozubeného kuželového kola

Materiály, z kterých se vyrábějí kuželová ozubená kola, jsou stejné, jako materiály, ze kterých se vyrábějí ozubená kola čelní. Jsou jimi různé materiály od ocelí, přes litiny, mosaz, bronz či různé plasty. Strojní převodovky se vyrábějí převážně z těchto materiálů:

Materiál	Materiálová skupina	Třídy / Označení dle ČSN / použití
Ocel	litá	velmi málo zatížená kola
	konstrukční	11- málo zatížená kola
	uhlíková	12- šlechtěná, povrchově kalená
	šlechtěná	13 240.7, 15 241.7
	tepelně zpracovaná	14140.4, 14 220.4, 15 241.4, 16 220.4, 16 420.4, 16 526.4, 16 720.4
Šedá litina		velmi málo zatížené kolo
Mosaz/Bronz		přístrojová technika, agresivní prostředí
Plasty		bez silové převody

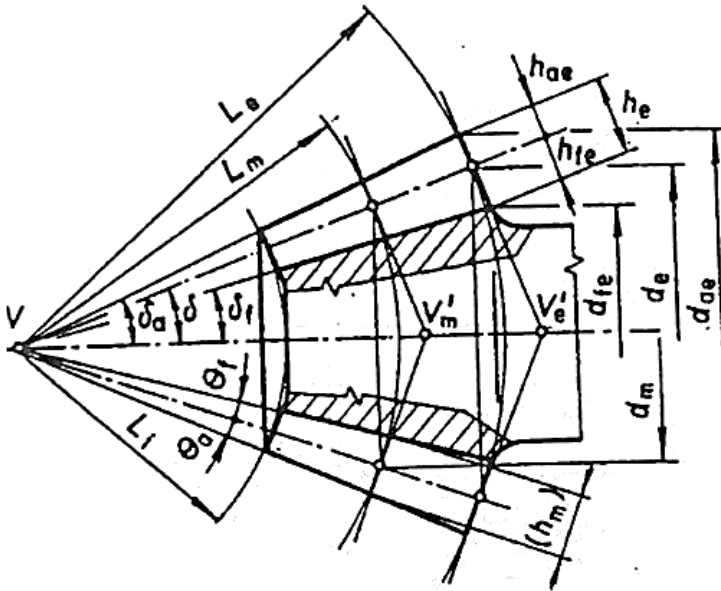
**Tabulka 1 - Materiály kuželových ozubených kol [3]**

Ideálním materiálem je ten, který je na povrchu tvrdý a odolný proti opotřebení a otěru, takže je potřeba vzít v úvahu možnost tepelného zpracování. Po tepelném zpracování je potřeba provést operaci broušení, pomocí které se dosahuje přesných rozměrů ozubení. To se provádí především u přímého a šikmého ozubení, jelikož zakřivené ozubení se vyrábí na speciálních zařízeních a tyto zařízení nejsou pro operace broušení dostupná. Proto se tento typ ozubení nebrousí, ale zabíhá se pomocí brusné pasty [3].

Dvě hlavní zásady, respektive kritéria pro výběr vhodného materiálu ozubených kol, jsou zásady z technického a ekonomického hlediska. V prvním případě musí materiál vyhovovat veškerým technickým požadavkům a v případě splnění všech podmínek, se řeší ekonomické hledisko, přičemž hlavním ukazatelem bývá cena za 1 kg materiálu. Ale je třeba vzít v úvahu i náklady jiné, jako např. doprava nebo náklady na opracování daného materiálu.

### 2.1.1.3 Základní geometrické parametry a vztahy přímého a šikmého ozubení

Geometrický základ kuželového soukolí je tvořen dvojicí (patního a hlavového) komolých kuželů.

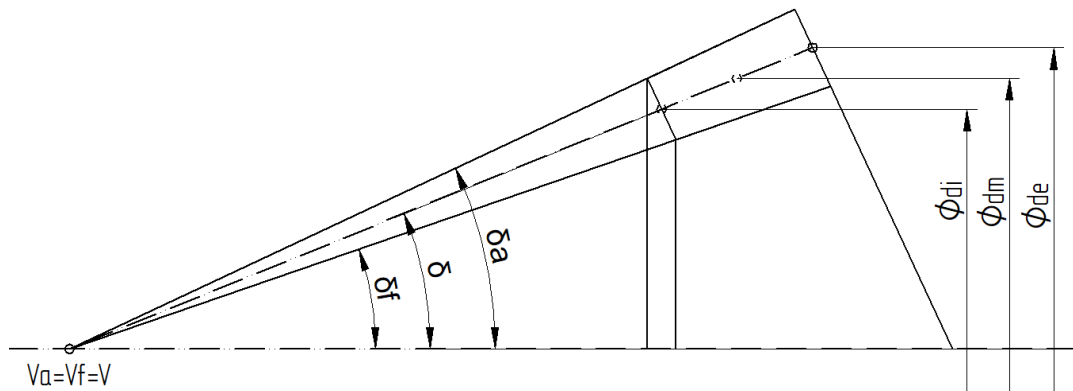


Obr. 7 - Základní rozměry kuželového kola

- $d_{ae}$  – vnější průměr hlavové kružnice
- $d_e$  – vnější průměr roztečné kružnice
- $d_{fe}$  – vnější průměr patní kružnice
- $d_m$  – střední průměr kola
- $L_e$  – vnější kuželová vzdálenost
- $L_m$  – střední kuželová vzdálenost
- $L_i$  – vnitřní kuželová vzdálenost
- $h_{ae}$  – vnější výška hlavy zubu
- $h_{fe}$  – vnější výška paty zubu
- $h_e$  – vnější výška zubu
- $h_m$  – střední výška zubu
- $\delta_a$  – hlavový úhel roztečného kužele
- $\delta_f$  – patní úhel roztečného kužele
- $\delta$  – úhel roztečného kužele
- $\theta_a$  – úhel hlavy zubu
- $\theta_f$  – úhel paty zubu

Třemi nejvýznamnějšími průměry kuželového ozubení jsou (obr.5):

- Vnější průměr – označován indexem e
- Střední průměr – označován indexem m
- Vnitřní průměr – označován indexem i



Obr. 8 - Tři nejvýznamnější průměry kuželového ozubení

Na největším průměru v čelní rovině se nachází normalizované rozměry základního profilu.

Geometrická charakteristika	Jednotková velikost [-]	Skutečná velikost [mm]
Radiální vůle	$c_{ae}^* = 0,2$	$c_{ae} = c_{ae}^* \cdot m_{te} = 0,2 \cdot m_{te}$
Výška hlavy	$h_{ae}^* = 1$	$h_{ae} = h_{ae}^* \cdot m_{te} = m_{te}$
Výška paty	$h_{fe}^* = c_{ae}^* + h_{ae}^* = 1,2$	$h_{fe} = h_{fe}^* \cdot m_{te} = 1,2 \cdot m_{te}$
Poloměr zaoblení hlavy výrobního věnce	$R_{fe}^* = 0,38$	$R_{fe} = R_{fe}^* \cdot m_{te} = 0,38 \cdot m_{te}$

Tabulka 2 - Základní výškové geometrické charakteristiky [1]

$m_{te}$  – modul na největším průměru v čelní rovině

V případě šikmého ozubení je nutno rozlišovat obvodové hodnoty (značené indexem t) od hodnot normálových (značené indexem n). Důležitými veličinami pro výpočet ozubení jsou  $m_{te}$  – modul na největším průměru v čelní rovině;  $m_{te}, m_{tm}$  – modul obvodový vnější a střední;  $m_{ne}, m_{nm}$  – modul normálový vnější a střední; Přičemž vztahy mezi nimi jsou následující:

$$\frac{m_{nm}}{m_{tm}} = \cos \beta_m; \frac{m_{ne}}{m_{te}} = \cos \beta_e; \frac{m_{tm}}{m_{te}} = \frac{L_m}{L_e}$$

Úhly profilu jsou propojeny těmito vztahy:

$$\tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha_{nm}}{\cos \beta_m} = \frac{\tan \alpha_{ne}}{\cos \beta_e}$$

Převodový poměr kuželového soukolí:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{2 \cdot L_e \cdot \sin \delta_2}{2 \cdot L_e \cdot \sin \delta_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} = \frac{z_2}{z_1}$$

A pro  $\Sigma = \delta_1 + \delta_2$  platí:

$$\frac{\sin \delta_1}{\cos \delta_2} = \tan \delta_2$$

Další vztahy figurující ve výpočtu ozubení, jsou vždy uvedeny v obecném tvaru a následně je do nich přímo dosazeno v kapitole 4.5.

#### 2.1.1.4 Silové poměry na kuželových kolech

Během záběru kuželového soukolí se projevují síly vzniklé nejen od hnacího točivého momentu  $M_t$ . Jsou jimi přídavné síly vzniklé od nerovnosti chodu mezi hnaným a hnacím členem neboli vnější dynamické síly a přídavné síly způsobené vlivem nepřesnosti výroby ozubení neboli vnitřní dynamické síly. Tuhost zubů se pak s různou vzdáleností záběrového bodu (Y) od pat může lišit.

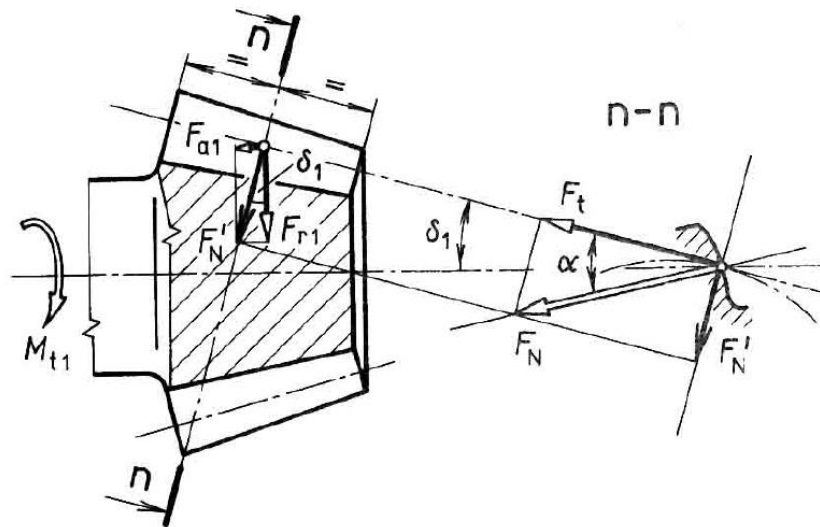
Mezi zubem hnaného a hnacího kola působí síla, která dle třetího Newtonova zákona působí jako akce na hnané kolo a jako reakce na kolo hnací. Působící síla mezi jednotlivými koly je normálou na bok zubu. Působíště této síly je v realitě lehce za středním průměrem ozubeného kola, je to však tak nepatrné, že se síly počítají právě na středním průměru ozubeného kola s minimální odchylkou od reality. Normálová síla se dá dle silového rozkladu rozložit na tři složky, kterými jsou:



- Obvodová (tečná) složka – Zodpovědná síla za přenos točivého momentu mezi koly.
- Radiální složka – Síla směřující kolmo k ose ozubeného kola.
- Axiální složka – Síla směřující rovnoběžně s osou kola.

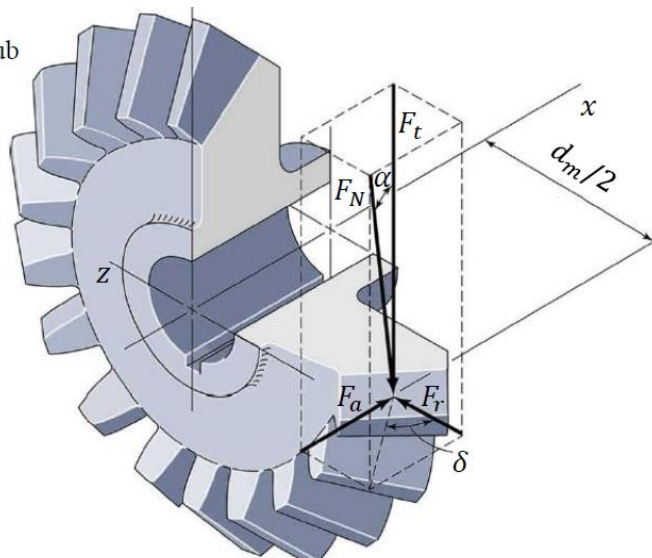
Směr těchto sil může být různý v případě kola se zakřiveným typem ozubení. Na směr sil má vliv mnoho faktorů jako například: směr stoupání sklonu zubu (pravý / levý), smysl rotace hřídele, zdali je kolo hnací, či hnané nebo jestli souhlasí smysl rotace hřídele se směrem stoupání sklonu zubu.

U kol s přímým typem ozubení je to o něco jednodušší. Jelikož axiální a radiální složky síly se kola snaží vždy ze záběru „vytlačovat“. Směr obvodové síly se mění společně se směrem rotace kol. [1]



Obr. 9 - Rozložení sil v kuželovém ozubení s přímými zuby 1 [7]

$F_N$  – síla působící na zub  
 $F_t$  – obvodová síla  
 $F_a$  – axiální síla  
 $F_r$  – radiální síla  
 $d_m$  – střední roztečný průměr



Obr. 10 - Rozložení sil v kuželovém ozubení s přímými zuby 2 [8]

### 2.1.1.5 Technologie výroby kuželových ozubených kol

Kuželová ozubená kola se v dnešní době dají vyrábět mnoha způsoby. Jsou jimi: obrábění, tváření, vstřikování (plastová kola), odlévání, slinování a v neposlední řadě i 3D tisk. Nejrozšířenějším typem z nich je obrábění, přičemž nejběžnější způsob výroby je za pomoci frézování, obrázení či protahování.

#### 2.1.1.5.1 Frézování

Frézovací proces obrábění se dá rozdělit na:

- Frézování tvarovou frézou – Za použití univerzálních frézek a dělicího způsobu. Existují dva typy nástrojů, a to čepová, nebo kotoučová fréza ve tvaru zubové mezery. Frézování se provádí v několika krocích, jelikož šířka zubové mezery není konstantní. Tento způsob výroby se používá u méně náročných kol na přesnost výroby nebo k hrubování.
- Frézování nožovými hlavami – Frézování kuželových kol nožovými hlavami se obvykle používá jako metoda pro výrobu kuželových otvorů, nebo pro úpravu rozměrů již existujících kuželových kol. Tento proces se provádí pomocí speciálního stroje, který disponuje řadou nožových hlav uspořádaných na konickém tělese. Používá se pro výrobu kol malých rozměrů (modul 0,3 až 10 mm). Jedná se o náročný proces vyžadující zkušenosti. Výsledný produkt však dosahuje velmi přesných rozměrů.
- Odvalovací způsob frézování – Při odvalovacím způsobu frézování se kuželové ozubené kolo nejprve připraví, což zahrnuje vytvoření správného tvaru, úhlu a velikosti zubů. Během procesu odvalování se kolo otáčí společně s vertikálním posuvem, takže se odvalovací fréza postupně posouvá směrem od většího kuželu k menšímu. Tento postup zajišťuje, že zuby na menším kuželu mají správnou geometrii a velikost a jsou přesně spojeny s ozubením na větším kuželu. Odvalovací způsob frézování umožňuje vytvářet kola s vysokou přesností. Jednotlivé odvalovací způsoby se jmenují podle daného obráběcího stroje: Gleason, Oerlikon, Klingelberg a používají jak plynulý odval, tak i frézování dělicím způsobem.

#### 2.1.1.5.2 Obrázení

- Obrázení dvěma noži – Za pomoci dělicího způsobu je otáčeno jak obráběným kolem, tak i nožovou hlavou, v které jsou umístěny oba nože. Nože konají řezný pohyb ve směru povrchových přímek boků zubů. Po obrobení zubové mezery se jak obrobek, tak nože pootočí do původní polohy a poté do polohy pro obrábění další zubové mezery. Tento způsob výroby slouží k hrubování či výroby kuželových kol do modulu 20 mm. [9]

- Obrázení podle šablony – Za pomoci dělicího způsobu a s použitím šablony, která má tvar zvětšeného boku zubu dochází k obrobení obrázeného kola. Obráběné kolo je upnuté na stroji s připojeným dělicím přístrojem. Obrážecí nože jsou upnuty v nožových hlavách a konají přímočarý vratný pohyb a po každém dvoj zdvihu, se za pomoci kladky a zmiňované šablony, posunou více do záběru. Po dokončení operace obrázení jedné drážky se kolo pomoci dělicí přístroje pootočí a obráží se drážka další.

### 3 Těsnící prvky

Těsnění bývá nedílnou součástí převodové skříně. Jeho funkce má zásadní vliv na funkčnost a trvanlivost celého zařízení. Hlavním úkolem těsnění je zabránit vniknutí nečistot do soustavy, a zajistit tak její hladký a bezhlučný chod. Zároveň zabraňuje únik maziva, udržuje jej uvnitř systému a odolává tlakovým rozdílům. Na trhu je hodně druhů těsnění a je čistě na konstruktérovi, které, na základě poskytnutých konstrukčních řešení a finančních možnostech, zvolí.

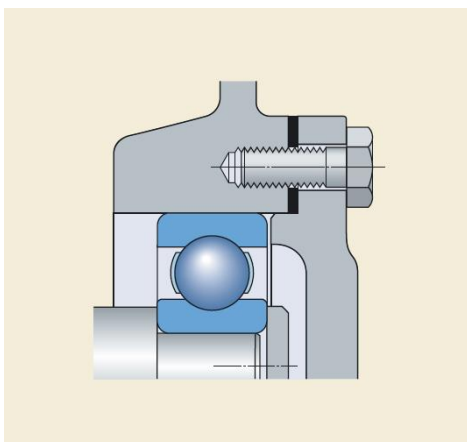
#### 3.1 Rozdělení těsnících prvků

Těsnící prvky se dle normy DIN 3750 rozděluje na následující typy:

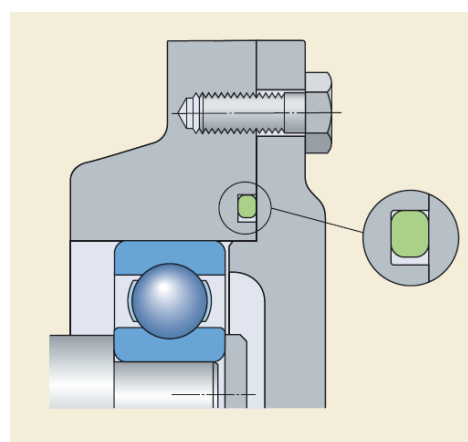
- Těsnění pevných (nepohyblivých součástí)
- Těsnění, která se dotýkají pohyblivých ploch
- Těsnění bezkontaktní
- Těsnění vlnovcová a membrány

#### 3.2 Statická těsnění

O statický typ těsnění se jedná v případě, že těsněné části nemají žádný relativní pohyb. Účinnost takových těsnění je závislá na radiální, či axiální deformaci těsnícího prvku v drážce po montáži. Mezi základní dva typy statických těsnění patří těsnění plochá a těsnění v podobě O-kroužků. [11]



Obr. 11 - Statické těsnění (ploché) [11]

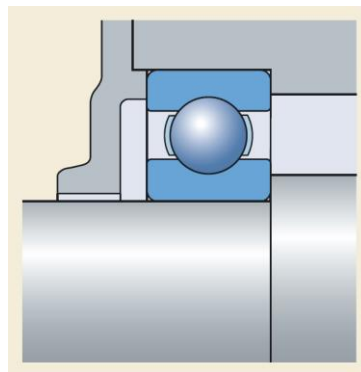


Obr. 12 - Statické těsnění (O-kroužek) [11]

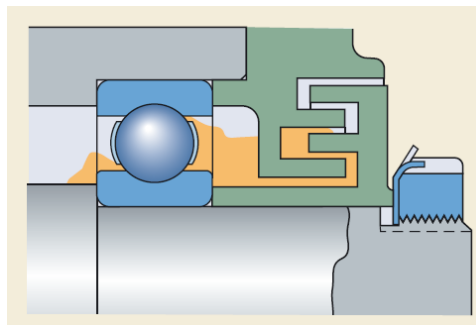
### 3.3 Dynamická těsnění

V případě, řešíme-li těsnění, která utěsňují prostor mezi nepohyblivou a pohyblivou částí konající mezi sebou relativní pohyb, říkáme těmto těsněním „dynamická těsnění“. Dynamická těsnění je dále možno rozdělit na kontaktní a bezkontaktní.

Bezkontaktní těsnění mají výhodu v tom, že nedochází k opotřebení těsnění, či těsněných ploch. Účinnost tohoto typu těsnění však závisí na těsnicím účinku úzké spáry mezi rotující a statickou částí, tedy na její délce a tvaru. Spára může být axiální, radiální, či kombinovaná a tvar může být jednoduchý, nebo složitější labyrintová. Tento typ těsnění je vhodný pro vyšší obvodové rychlosti. [2]



Obr. 13 - Jednoduché bezkontaktní těsnění (úzká spára) [11]

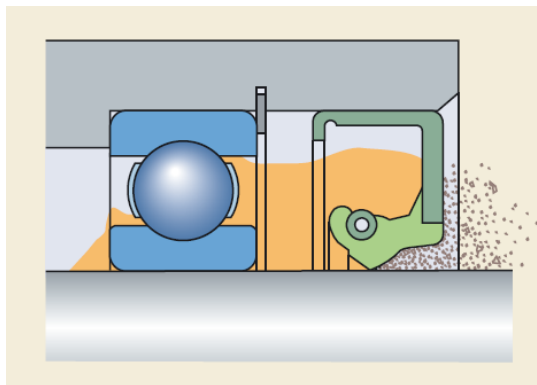


Obr. 14 - Vícetupňové labyrintové bezkontaktní těsnění [11]

Účinnost kontaktního těsnění závisí na více faktorech, mezi které patří materiál těsnění, drsnost těsněného povrchu, navrženým přesahem mezi těsněním a těsnicí stykovou plochou, nebo tečnou silou od pružiny, která je součástí těsnění. Tento typ těsnění je velice spolehlivý a v případě správného provedení kvality povrchu i trvanlivé. Jelikož ale dochází ke stálému kontaktu, dochází při provozu k oteplování částí, a proto se tento typ těsnění hodí pouze do určitých obvodových rychlostí.

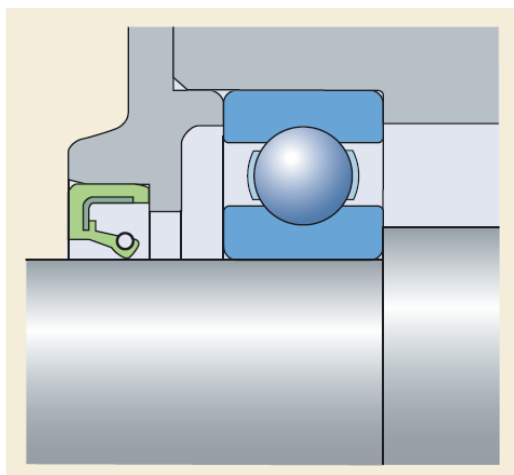
Základní těsnicí prvky převodových skříní se dají rozdělit na těsnění integrovaná, ty jsou součástí ložiska, a na těsnění, které součástí ložiska nejsou a tvoří další samostatnou komponentu soustavy. Varianta těsnění přímo v ložisku se ale volí v případě, kdy je zapotřebí ochránit pouze ložiska, nebo je konstrukční řešení omezeno místem či z ekonomických důvodů. Obecně je vhodné volit variantu samostatně stojícího těsnění.

Nejpoužívanějším typem dynamických kontaktních těsnění v různých průmyslových odvětví je hřídelový těsnicí kroužek. [11]

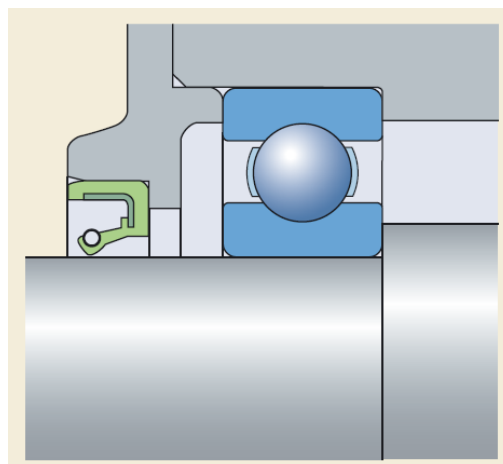


Obr. 15 - Hřídelový těsnící kroužek [11]

Těsnící břit bývá vyroben ze syntetické pryže a za pomoci kovové pružiny je přitisknut k těsnící ploše. Mají vysoký rozsah pracovních teplot pohybujících se od  $-60$  do  $+190$  °C. Jak již bylo zmiňováno výše, na délku životnosti a funkčnost těsnění má vliv kvalita provedení stykové plochy. Ta by měla mít tvrdost nejméně 55 HRC do hloubky 0,3 mm a drsnost by dle ISO 4288:1996 měla dosahovat hodnot  $R_a = 0,2 \div 0,8 \mu\text{m}$ . Podle směru působení tlaku může být těsnění namontováno v obou směrech.



Obr. 16 - Zabránění vniknutí nečistot do tělesa [11]



Obr. 17 - Zabránění úniku maziva ven z tělesa [11]

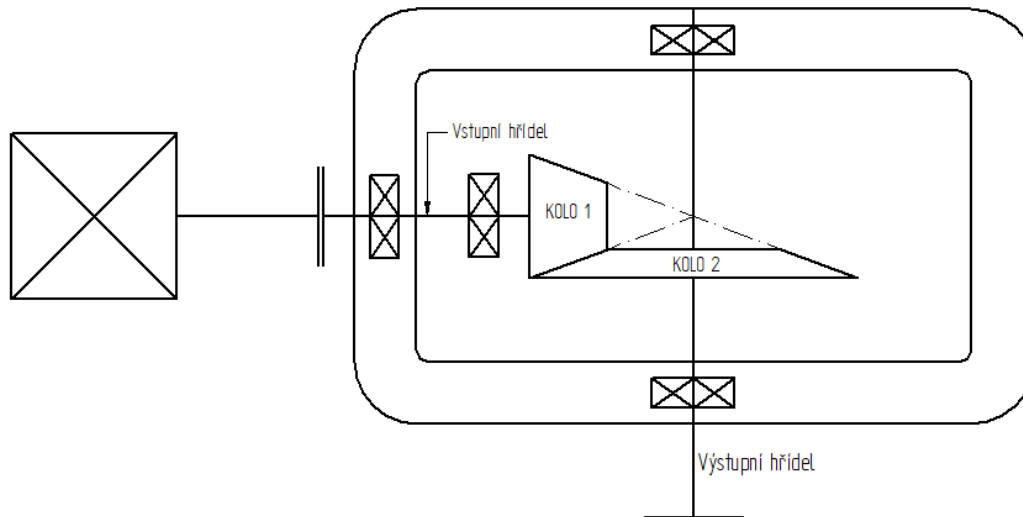
Existuje x dalších typů těsnění, která zde nejsou zmíněna, jelikož je toto ověřené a funkční konstrukční řešení, bude pro těsnění hřídelů převodovky použit hřídelový těsnící kroužek s dvěma břity. Přídavný břit slouží k zabránění vniknutí hrubých zrn a špon. Dále k utěsnění prostoru mezi skříní a víčkem nebude použito žádné těsnění. Je tomu z důvodu nulových tlaků uvnitř soustavy. Dalším z důvodů je dostatečně dlouhý prostor ve skříní, ve kterém je víčko uloženo. [2] [11]



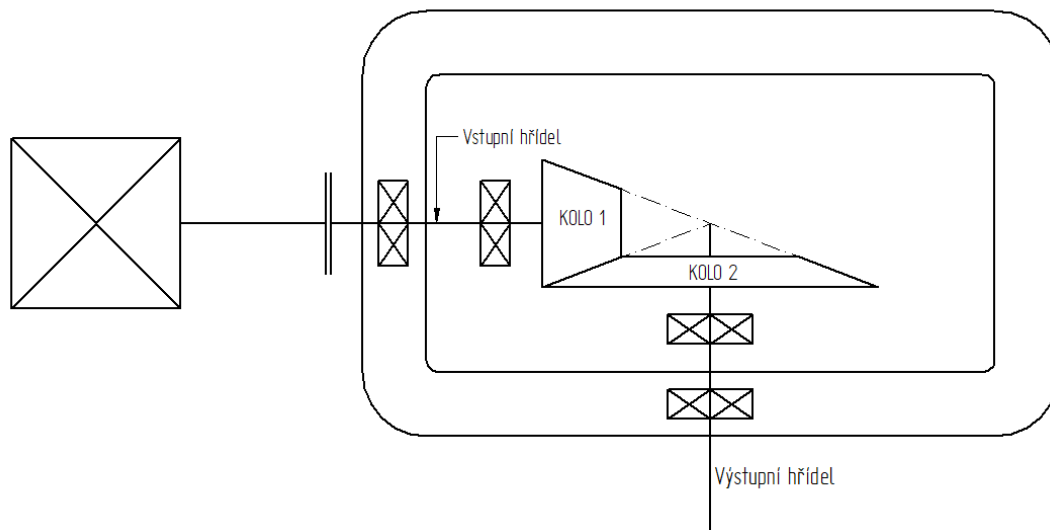
Obr. 18 - Zvolený těsnící kroužek – 9x22x7 HMSA10 RG [2]

## 4 Návrh a analýza převodové skříně

### 4.1 Kinematické schéma kuželové převodovky



Obr. 19 - Varianta 1.: Letmé uložení hřídele s pastorkem



Obr. 20 - Varianta 2.: Letmé uložení obou hřídelů

### 4.2 Volba varianty a její odůvodnění

Vzhledem k jednoduchosti konstrukce a optimalizaci případné sériové výroby, byla zvolena varianta letmého uložení obou hřídelů, jelikož tak snížím různorodost řešení, tedy i počet typů potřebných ložisek převodovky, nebo náchylnost na chybovost při montáži. Dále i přes celkově lepší vlastnosti kuželíkových ložisek nad ložisky kuličkovými volím variantu s bodovým stykem, tedy kuličkových ložisek, a to především z důvodu jejich velikosti a cenové dostupnosti. V katalogu skf ložisek jsem při předběžném průzkumu našel kuličková ložiska od vnitřního průměru kroužku 1 mm, kdežto kuželíková ložiska začínají až od průměru 14,989 mm. A vzhledem k návrhu „miniaturní převodovky“ je volba jasná.

### 4.3 Návrh a způsob uložení hřídelů

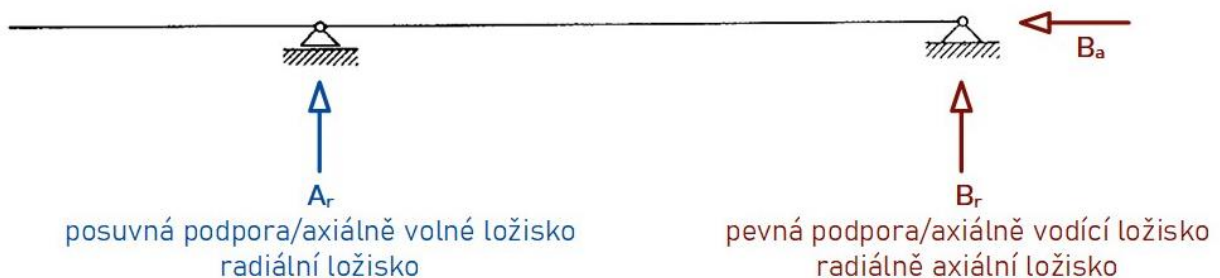
Pro uložení rotační části (hřídele) se obvykle používají dvě ložiska, která přenášejí jak radiální zatížení, tak i zatížení axiální na statickou část stroje (skříň). Podle požadované funkce, přesnosti uložení, zatížení či nákladů se volí mezi následujícími typy uložení:

- Uložení s axiálně vodícím ložiskem a axiálně volným ložiskem
- Uložení souměrným uspořádáním ložisek
- Uložení s „plovoucím“ uspořádáním ložisek

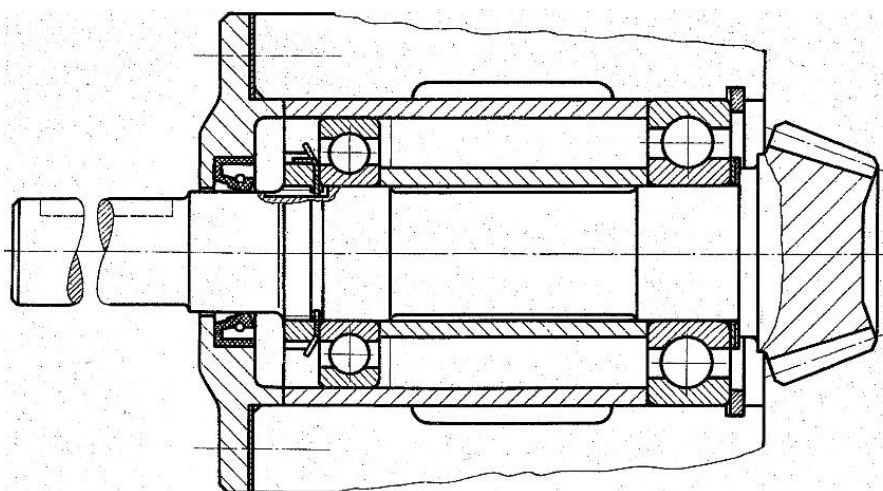
#### 4.3.1 Uložení s axiálně volným a axiálně vodícím ložiskem

Alfou a omegou tohoto uložení je axiálně vodící ložisko, které je schopno kromě radiální složky zatížení přenášet i složku axiální v obou směrech. Z tohoto důvodu je potřeba ložisko pevně uložit jak na hřídeli (rotační součásti), tak i ve skříni (statické části). Volba použitého typu ložiska závisí především na velikosti působící axiální síly, a také na požadavcích na přesnost uložení hřídele. Jako axiálně vodící ložisko může být použito např. jednořadé, či dvourořadé kuličkové ložisko, dvě párovaná jednořadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem, naklápací kuličková ložiska, soudečková ložiska nebo párovaná kuželíková ložiska

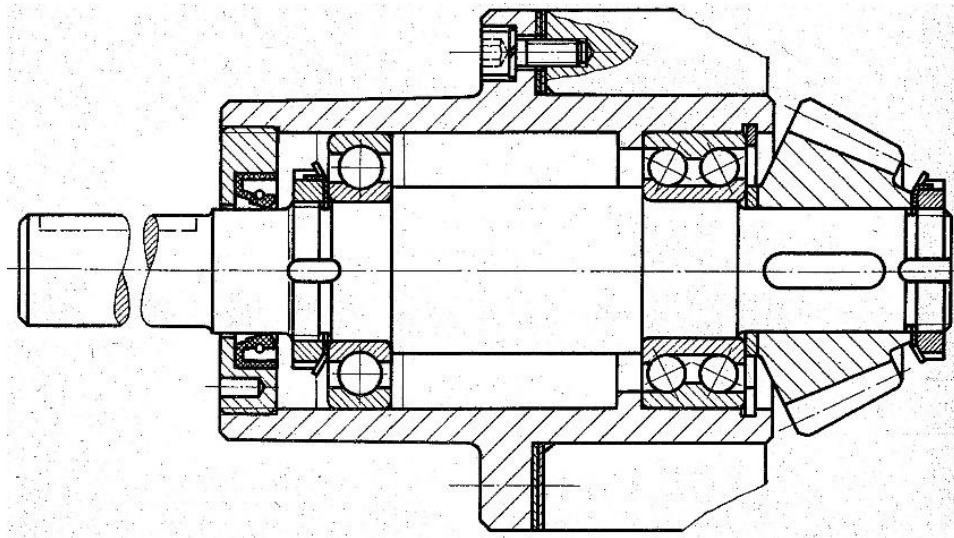
Axiálně volné ložisko v uložení vyrovnává vůle vzniklé výrobními nepřesnostmi a především změnami rozměrů v provozu vzniklé vlivem teplotní roztažnosti. Jako axiálně volná ložiska se běžně používají válečková ložiska typu N a NU, jelikož axiální posuv je zajištěn po oběžné dráze ložiskového kroužku bez vodících přírub. Použití ostatních typů ložisek (kuličkových nebo soudečkových) je možné v případě, že jeden z ložiskových kroužků je uložen suvně.



Obr. 21 - Schéma uložení axiálně volného a axiálně vodícího ložiska [14]



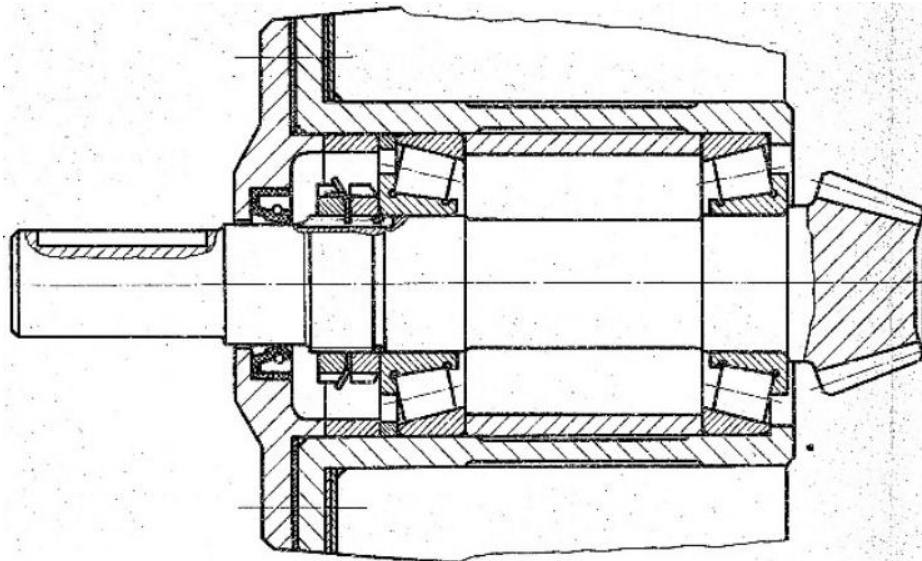
Obr. 22 - Uložení s použitím axiálně volného a axiálně vodícího kuličkového ložiska [14]



Obr. 23 - Uložení s použitím axiálně volného kuličkového ložiska a axiálně vodícího dvouřadého kuličkového ložiska s kosoúhlým stykem [14]

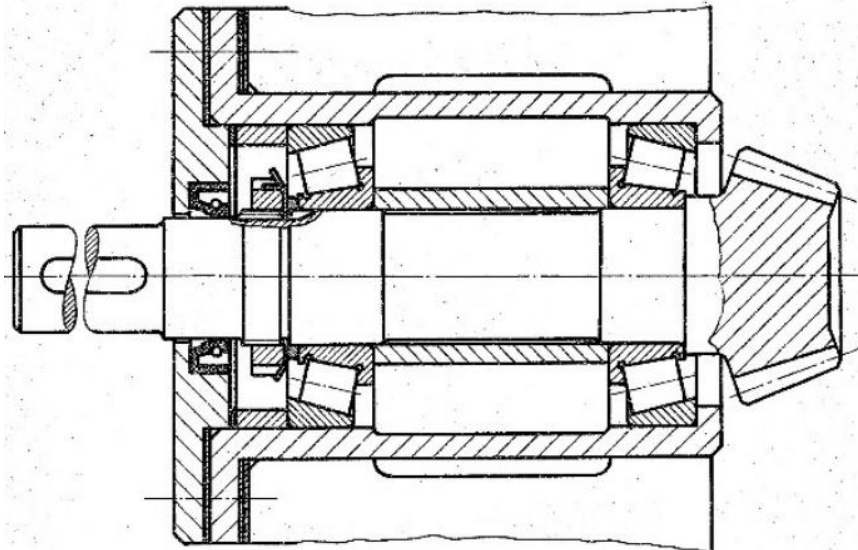
#### 4.3.2 Souměrné uspořádání ložisek

Tento typ uložení se s výhodou používá u krátkých hřídelů. Každé ložisko zachycuje axiální sílu působící v jednom směru, od čehož je odvozen název „souvěrné“. Neznamená to totiž, že ložiska musí nutně být stejné velikosti. Ložiska, která se dají do tohoto typu uložení použít jsou kterákoliv, která umožňují přenos radiálního zatížení a axiálního zatížení aspoň v jednom směru. Jsou to tedy např. ložiska kuželíková nebo kuličková s kosoúhlým stykem. Toto uspořádání lze namontovat i jako uložení s předpětím.

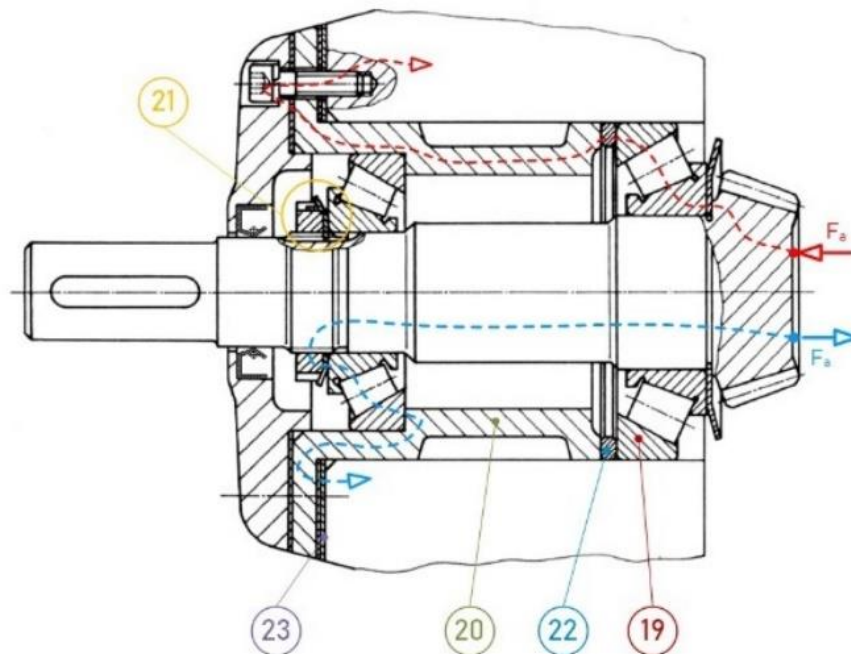


Obr. 24 - Souměrné uspořádání ložisek do "0" za použití stejných velikostí ložisek [14]





Obr. 25 - Souměrné uspořádání ložisek do "X" za použití stejných velikostí ložisek [14]



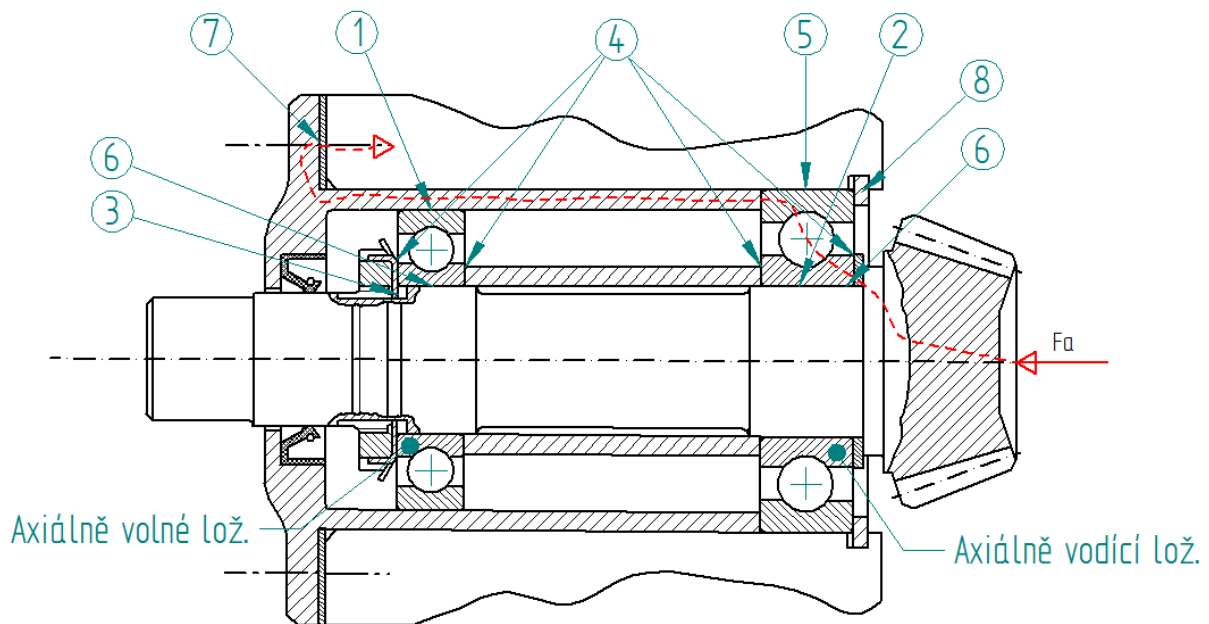
Obr. 26 - Souměrné uspořádání ložisek do "0" za použití různých velikostí ložisek [14]

### 4.3.3 Uložení s předpětím

O předpětí se jedná v případě, že daným ložiskům v páru (např. kuželíkovým) není umožněn axiální posuv. Předpětí je dosaženo za pomoci pružin.

#### 4.4 Zvolené uložení a zásadní konstrukční uzly

Způsob uložení obou hřídelů bude dle 4.3.1 - Uložení s axiálně volným a axiálně vodícím ložiskem. Jak již bylo zmíněno v kap 4.2, ložiska budou jednořadá kuličková.



Obr. 27 - Navržené uložení

- 1- Realizace posuvné vazby. Vnější kroužek ložiska se posouvá ve „vrtání skříně“. Vnitřní kroužek pevně na hřídeli.
- 2- Větší průměr ložiska u kola (axiálně vodícího) než ložiska axiálně volného. Bude montované z levé strany hřídele a je nutné ho tedy nasadit přes průměr axiálně volného ložiska -> zajištění hladkého (volného) průchodu.
- 3- Zápich pod ložiskem. Pro zajištění přenosu sil (tření) z matice na vnitřní kroužek ložiska.
- 4- Maximální přesah části vůči vnitřnímu kroužku ložiska dle daného typu ložiska (katalogu skf)
- 5- Realizace axiálně vodící vazby. Ložisko pevně uloženo ve skříní, tak i na hřídeli.
- 6- Uložení ložiska na  $\varnothing d$  v toleranci dle výrobce, obvykle malý přesah. Broušeno Ra 0,2/0,4.
- 7- Distanční podložky 1 až 5 mm tlusté pro správné ustavení kol do záběru. (popřípadě dobrušováno dle potřeby.
- 8- Axiální zajištění ložiska pojistným kroužkem není zcela ideální řešení v případě působení větší axiální síly, avšak zvolený pojistný kroužek snese zatížení až 27 kN. V našem případě působení 92 N je řešení zajištění ložiska pojistným kroužkem korektní.

Červeně je naznačeno provedení zachycení axiální síly.

## 4.5 Výpočtová zpráva

Ze zadání na výstupu:

$$M_{t2} = 5 \text{ Nm}$$

$$n_2 = 85 \text{ min}^{-1}$$

Max hmotnost = 1 kg

Životnost 15 000 hodin

Výkon na výstupu

$$P_2 = M_{t2} \cdot \omega_2 = 5 \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_2 = 5 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{85}{60} = 44,506 \text{ W}$$

Požadovaný výkon na vstupu

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} \rightarrow P_1 = \frac{P_2}{\eta} = \frac{44,506}{0,96} = 46,36 \text{ W}$$

Volba počtu zubů ozubených kol

-počet zubů kola 1, ani převodový poměr nebyl zadán, proto jsou tyto hodnoty zvoleny

$$z_1 = 23; z_2 = 44 \rightarrow i_{1,2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{44}{23} = 1,913$$

Otáčky první hřídele

$$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} \rightarrow n_1 = i_{1,2} \cdot n_2 = 1,913 \cdot 85 = 162,605 \text{ min}^{-1}$$

Točivý moment na vstupu

$$M_{t1} = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{P_1}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{46,36 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 162,605} = 2,723 \text{ Nm}$$

nebo

$$M_{t2} = M_{t1} \cdot i_{1,2} \cdot \eta \rightarrow M_{t1} = \frac{M_{t2}}{i_{1,2} \cdot \eta} = \frac{5}{1,913 \cdot 0,96} = 2,723 \text{ Nm}$$

Hrubý návrhový výpočet ozubení podle Bacha

$$m = 8,6 (7,5) \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{t1} \cdot \cos \beta}{\psi \cdot c \cdot z_1}}$$

Ozubení s nulovým sklonem zubů  $\beta$  se používá pro pomaloběžné a málo náročné převody do rychlosti cca  $5 \text{ m s}^{-1}$ . Pro vyšší rychlosti se používají kola s šikmým či zakřiveným profilem ozubení.

$$v = \omega \cdot r = 2 \cdot \pi \cdot n_1 \cdot r = 2 \cdot \pi \cdot \frac{162,605}{60} \cdot 0,02 = 0,284 \text{ ms}^{-1}$$

Jelikož se jedná o návrh miniaturní převodovky a rychlost na obvodu ozubeného kola roste úměrně s poloměrem, nebudeme dostávat vysoké hodnoty a můžeme tedy navrhnout přímkový profil ozubení. Pro tento typ ozubení se bere hodnota 8,6. V případě šikmého typu ozubení by se brala hodnota 7,5.

$$c \dots \text{materiálová konstanta; } c \cong (0,03 \div 0,08) \cdot \sigma_{do}$$

Materiál 14 223 cementováno, kaleno:  $\sigma_{do} = 350 \text{ MPa}$ ;  $\sigma_{dd} = 100 \text{ MPa}$

Volím materiálovou konstantu  $c = 0,05 \cdot \sigma_{do} \approx 15 \text{ MPa}$

$$\psi \dots \text{poměrná šířka věnce; } \psi \cong 15 [-]$$

$$m = 8,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,723 \cdot \cos 0}{15 \cdot 15 \cdot 23}} = 0,694 \text{ mm}$$

Jedná se pouze o orientační výpočet, přičemž se používá stejný vztah jako pro výpočet čelního ozubení. Vzhledem k tomu, že u kuželového soukolí navíc dochází ke zmenšování průřezu zubu směrem k vrcholu kužele, je zatížení nepříznivější než u čelního soukolí. Z toho důvodu se doporučuje volit vyšší modul. Na základě toho doporučení volím normalizovanou hodnotu modulu  $\rightarrow m = 1 \text{ mm}$ .

Vrcholové úhly roztečných kuželů.

$$\text{V případě že } \Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ \rightarrow \sin \delta_1 = \sin(90 - \delta_2) = \cos \delta_2 \rightarrow i_{1,2} = \frac{\sin \delta_2}{\cos \delta_2} = \tan \delta_2$$

$$\rightarrow \delta_2 = \tan^{-1} i_{1,2} = \tan^{-1} 2 = 63,43495^\circ$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90 - 63,43495 = 26,56505^\circ$$

Počet zubů virtuálního kola.

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1 \cdot \cos^3 \beta_m} = \frac{23}{\cos 26,56505^\circ \cdot \cos^3 30^\circ} = 25,715 > z_m \rightarrow \text{není nutná korekce ozubení}$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2 \cdot \cos^3 \beta_m} = \frac{44}{\cos 63,43495^\circ \cdot \cos^3 30^\circ} = 98,387$$

Počet zubů rovinného kola.

$$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = \sqrt{23^2 + 44^2} = 49,649$$

Vnější kuželová vzdálenost

$$L_e = 0,5 \cdot m_{te} \cdot z_c = 0,5 \cdot 1 \cdot 49,649 = 24,825 \text{ mm}$$

Šířka věnce

$$b = \psi_L \cdot L_e = (0,25 \div 0,35) \cdot L_e = 0,3 \cdot L_e = 0,3 \cdot 24,825 = 7,4475 \rightarrow \text{volím } 8 \text{ mm}$$

Průměr roztečné kružnice

$$d_{1e} = m_{te} \cdot z_1 = 1 \cdot 23 = 23 \text{ mm}$$

$$d_{2e} = m_{te} \cdot z_2 = 1 \cdot 44 = 44 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice

$$d_{a1e} = d_{1e} + 2 \cdot m \cdot (h_a^* + x_1) \cdot \cos \delta_1 = 23 + 2 \cdot 1 \cdot (1 + 0) \cdot \cos 26,56505 = 24,789 \text{ mm}$$

$$d_{a2e} = d_{2e} + 2 \cdot m \cdot (h_a^* + x_2) \cdot \cos \delta_2 = 44 + 2 \cdot 1 \cdot (1 + 0) \cdot \cos 63,43495 = 44,894 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice

$$d_{f1e} = d_{1e} - 2 \cdot m \cdot (h_f^* - x_1) \cdot \cos \delta_1 = 23 - 2 \cdot 1 \cdot (1 - 0) \cdot \cos 26,56505 = 21,211 \text{ mm}$$

$$d_{f2e} = d_{2e} - 2 \cdot m \cdot (h_f^* - x_2) \cdot \cos \delta_2 = 44 - 2 \cdot 1 \cdot (1 - 0) \cdot \cos 63,43495 = 43,106 \text{ mm}$$

Kuželová vzdálenost střední

$$L_m = L_e - 0,5 \cdot b = 24,825 - 0,5 \cdot 8 = 20,825 \text{ mm}$$

Roztečná kružnice na střední ploše

$$d_{1m} = d_{1e} \cdot \frac{L_m}{L_e} = 23 \cdot \frac{20,825}{24,825} = 19,294 \text{ mm}$$

$$d_{2m} = d_{2e} \cdot \frac{L_m}{L_e} = 44 \cdot \frac{20,825}{24,825} = 36,91 \text{ mm}$$

Tloušťka zubu na vnějším průměru

$$S_{e1} = m_e \cdot (0,5 \cdot \pi + 2 \cdot x_1 \cdot \tan \alpha + x_{t1}) = 0,5 \cdot \pi = 1,571 \text{ mm}$$

$$S_{e2} = m_e \cdot (0,5 \cdot \pi + 2 \cdot x_2 \cdot \tan \alpha + x_{t2}) = 0,5 \cdot \pi = 1,571 \text{ mm}$$

Tloušťka zubové mezery na vnějším průměru

$$S_{e1} = m_e \cdot (0,5 \cdot \pi - 2 \cdot x_1 \cdot \tan \alpha - x_{t1}) = 0,5 \cdot \pi = 1,571 \text{ mm}$$

$$S_{e2} = m_e \cdot (0,5 \cdot \pi - 2 \cdot x_2 \cdot \tan \alpha - x_{t2}) = 0,5 \cdot \pi = 1,571 \text{ mm}$$

#### 4.5.1 Silové poměry v kuželovém ozubení

Obvodová složka na středním průměru

$$F_{01} = \frac{2 \cdot M_{t1}}{d_{1m}} = \frac{2 \cdot 2,723}{0,019294} = 282,263 \text{ N}$$

$$F_{02} = \frac{2 \cdot M_{t2}}{d_{2m}} = \frac{2 \cdot 5}{0,03691} = 270,929 \text{ N}$$

Obvodové síly se liší o hodnotu účinnosti, tedy rozdíl je 4 %, což je správný výsledek. Bude počítáno s větší hodnotou, tedy  $F_0 = 282,263 \text{ N}$ .

Obvodová složka na vnějším průměru

$$F_{01} = \frac{2 \cdot M_{t1}}{d_{1e}} = \frac{2 \cdot 2,723}{0,023} = 236,783 \text{ N}$$

$$F_{02} = \frac{2 \cdot M_{t2}}{d_{2e}} = \frac{2 \cdot 5}{0,044} = 227,273 \text{ N}$$

Radiální složka

$$F_{r1,2,I,II} = \frac{F_0}{\cos \beta_m} \cdot (\tan \alpha_{nm} \cdot \cos \delta_{1,2} \mp \sin \beta_m \cdot \sin \delta_{1,2})$$

$$F_{r1I} = \frac{282,263}{\cos 0} \cdot (\tan 20 \cdot \cos 26,56505 - \sin 0 \cdot \sin 26,56505) = 91,889 \text{ N}$$

$$F_{r1II} = \frac{282,263}{\cos 0} \cdot (\tan 20 \cdot \cos 26,56505 + \sin 0 \cdot \sin 26,56505) = 91,889 \text{ N}$$

$$F_{r2I} = \frac{282,263}{\cos 0} \cdot (\tan 20 \cdot \cos 63,43495 - \sin 0 \cdot \sin 63,43495) = 45,945 \text{ N}$$

$$F_{r2II} = \frac{282,263}{\cos 0} \cdot (\tan 20 \cdot \cos 63,43495 + \sin 0 \cdot \sin 63,43495) = 45,945 \text{ N}$$

Axiální složka

$$F_{ax1,2,I,II} = \frac{F_0}{\cos \beta_m} \cdot (\tan \alpha_{nm} \cdot \sin \delta_{1,2} \pm \sin \beta_m \cdot \cos \delta_{1,2})$$

$$F_{a1I} = \frac{282,263}{\cos 0} \cdot (\tan 20 \cdot \sin 26,56505 + \sin 0 \cdot \cos 26,56505) = 45,945 \text{ N}$$

$$F_{a1II} = \frac{282,263}{\cos 0} \cdot (\tan 20 \cdot \sin 26,56505 - \sin 0 \cdot \cos 26,56505) = 45,945 \text{ N}$$

$$F_{a2I} = \frac{282,263}{\cos 0} \cdot (\tan 20 \cdot \sin 63,43495 + \sin 0 \cdot \cos 63,495) = 91,889 \text{ N}$$

$$F_{a2II} = \frac{282,263}{\cos 0} \cdot (\tan 20 \cdot \sin 63,43495 - \sin 0 \cdot \cos 63,495) = 91,889 \text{ N}$$

Výsledná normálová síla

$$F_n = \frac{F_o}{\cos \alpha_{nm} \cdot \cos \beta_m}$$

$$F_n = \frac{282,263}{\cos 20 \cdot \cos 0} = 300,849 \text{ N}$$

#### 4.5.2 Kontrolní výpočet podle Merrita

Silová podmínka

$$F_{dov} = \pi \cdot m_{te} \cdot b \cdot c_{min} \cdot \mu \cdot \varepsilon \geq F_o$$

Virtuální převodový poměr

$$i_v = \frac{z_{v2}}{z_{v1}} = \frac{98,387}{25,715} = 3,826$$

Součinitel  $\varepsilon$

$$\varepsilon = \frac{\left(1 - \frac{b}{2 \cdot L_e}\right)^2}{K}$$

$K = 1,25 \dots$  pro šikmé a zakřivené ozubení

$$\varepsilon = \frac{\left(1 - \frac{8}{2 \cdot 24,597}\right)^2}{1,25} = 0,561$$

Výpočtové konstanty pro ozubená kola pro ohyb

$$C_{o1} = \frac{\sigma_{Do1} \cdot r_{o1}}{y_{o1}} = \frac{350 \cdot 0,419}{5,374} = 27,289 \text{ MPa}$$

$$C_{o2} = \frac{\sigma_{Do2} \cdot r_{o2}}{y_{o2}} = \frac{350 \cdot 0,466}{4,172} = 39,094 \text{ MPa}$$

Výpočtové konstanty pro ozubená kola pro otlačení

$$C_{d1} = \frac{\sigma_{Dd1} \cdot r_{d1}}{U \cdot y_d} = \frac{100 \cdot 0,472}{0,631 \cdot 1,375} = 54,4 \text{ MPa}$$

$$C_{d2} = \frac{\sigma_{Dd2} \cdot r_{d2}}{U \cdot y_d} = \frac{100 \cdot 0,526}{0,631 \cdot 1,375} = 60,625 \text{ MPa}$$

$$U = \left(\frac{m}{10}\right)^{0,2} = \left(\frac{1}{10}\right)^{0,2} = 0,631 \text{ mm}$$

Rychlostní a tvarový součinitelé

Dané hodnoty jsou odečteny z tabulek, přičemž je použita metoda interpolace na určení námi potřebné hodnoty, která se v tabulce nenachází. Metoda výpočtu pomocí interpolace je zde zobrazena v prvním případě, a to u koeficientu ro1. Ve zbylých případech, je pouze dopočítána za pomoci excelovských tabulek.

$$\frac{25000 - 10000}{0,38 - 0,44} = \frac{15000 - 10000}{x - 0,44} \rightarrow x = (15000 - 10000) \cdot \frac{0,38 - 0,44}{25000 - 10000} + 0,44 = 0,42$$

$$\frac{25000 - 10000}{0,37 - 0,43} = \frac{15000 - 10000}{y - 0,43} \rightarrow y = (15000 - 10000) \cdot \frac{0,37 - 0,43}{25000 - 10000} + 0,43 = 0,41$$

$$\frac{180 - 160}{y - x} = \frac{162,605 - 160}{z - x} \rightarrow z = 2,605 \cdot \frac{y - x}{20} + x = 2,605 \cdot \frac{0,41 - 0,42}{20} + 0,42 = 0,419$$

Životnost \ Otáčky	160	162,605	180
10 000	0,44		0,43
15 000	$x = 0,42$	$z = 0,419$	$y = 0,41$
25 000	0,38		0,37

**Tabulka 3 - Rychlostní součinitel pro ohyb ro1**

Životnost \ Otáčky	80	85	100
10 000	0,49		0,47
15 000	0,47	0,466	0,453
25 000	0,43		0,42

**Tabulka 4 - Rychlostní součinitel pro ohyb ro2**

Životnost \ Otáčky	160	162,605	180
10 000	0,52		0,51
15 000	0,473	0,472	0,463
25000	0,38		0,37

**Tabulka 5 - Rychlostní součinitel pro otlačení rd1**



Otáčky Životnost	80	85	100
10 000	0,58		0,56
15 000	0,53	0,526	0,513
25 000	0,43		0,42

**Tabulka 6 - Rychlostní součinitel pro otláčení rd2**

$Z_{n1}$ $i_n$	3,15	3,826	4
25	5,6		5,45
25,715	5,493	5,374	5,343
26	5,45		5,3

**Tabulka 7 - Tvarový součinitel pro ohyb, pro běžné ozubení yo1 (pastorek)**

$Z_{n1}$ $i_n$	3,15	3,826	4
25	4,3		4,17
25,715	4,264	4,172	4,149
26	4,25		4,14

**Tabulka 8 - Tvarový součinitel pro ohyb pro běžné ozubení yo2 (kolo)**

$Z_{n1}$ $i_n$	3,15	3,826	4
25	1,45		1,4
25,715	1,414	1,375	1,364
26	1,4		1,35

**Tabulka 9 - Tvarový součinitel pro otláčení, pro běžné ozubení yd (pastorek i kolo)**

$$F_{dov} = \pi \cdot 1 \cdot 8 \cdot 27,289 \cdot 1 \cdot 0,561 = 384,76 \text{ N} > (F_{oe} = 236,783 \text{ N})$$

Kontrolní výpočet dle Merrita vyšel v pořádku.

#### 4.5.3 Výpočet reakcí v ložiskách, průběh zatížení hřídelů

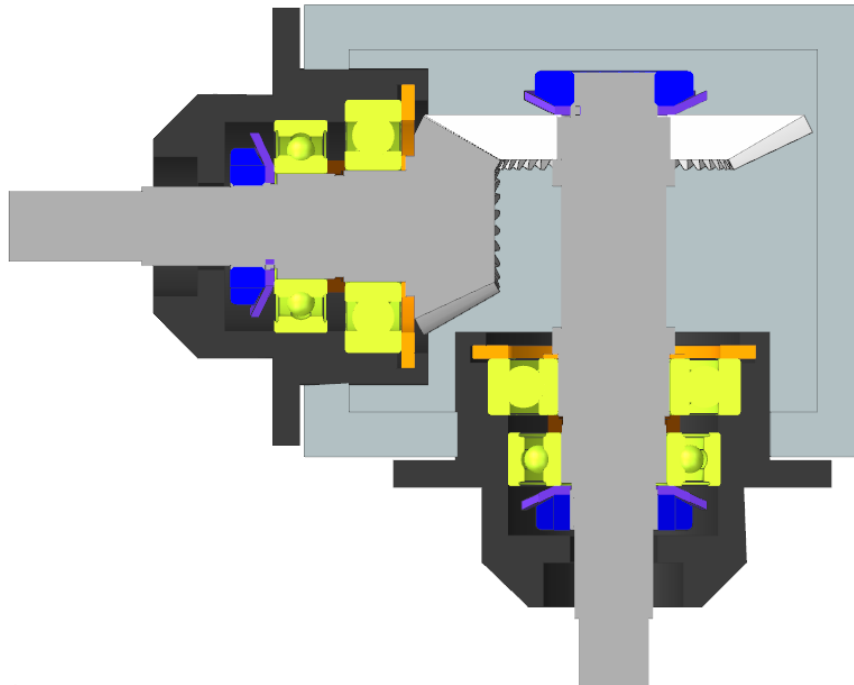
##### Předběžný návrh profilů hřídele

$$\tau_k = \frac{M_t}{W_k} = \frac{M_t}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} \leq \tau_D \rightarrow d_{min} = \sqrt[3]{\frac{M_t \cdot 16}{\pi \cdot \tau_D}}$$

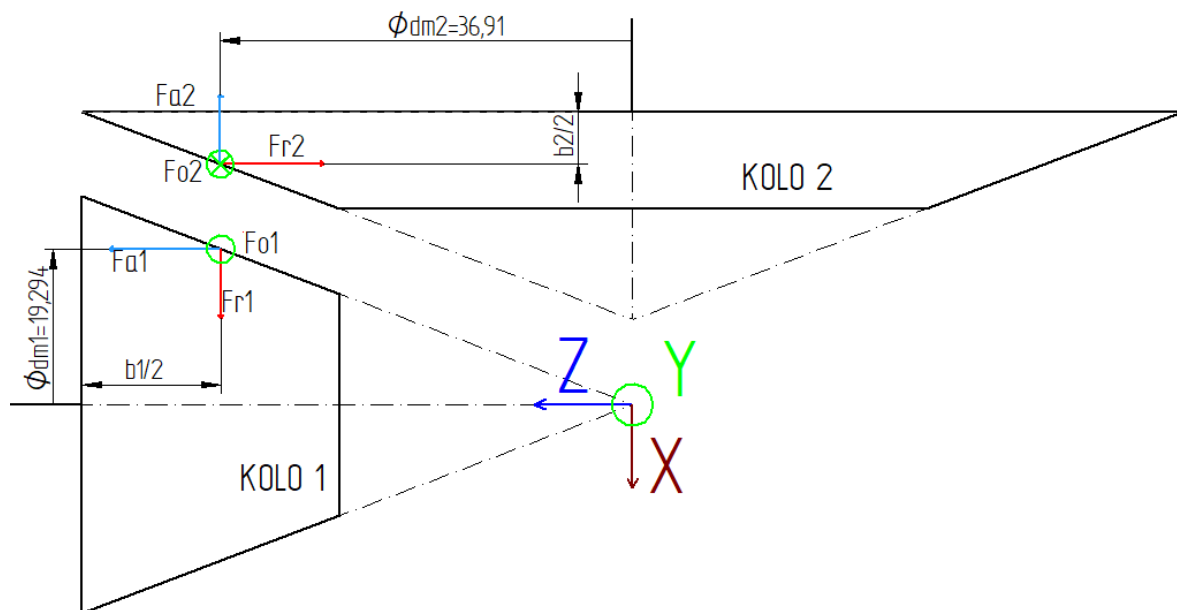
$$d_{1min} = \sqrt[3]{\frac{M_{t1} \cdot 16}{\pi \cdot \tau_D}} = d_{min} = \sqrt[3]{\frac{2,723 \cdot 16}{\pi \cdot 30}} = 0,773 \text{ mm}$$

$$d_{2min} = \sqrt[3]{\frac{M_{t2} \cdot 16}{\pi \cdot \tau_D}} = d_{min} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 16}{\pi \cdot 30}} = 0,947 \text{ mm}$$

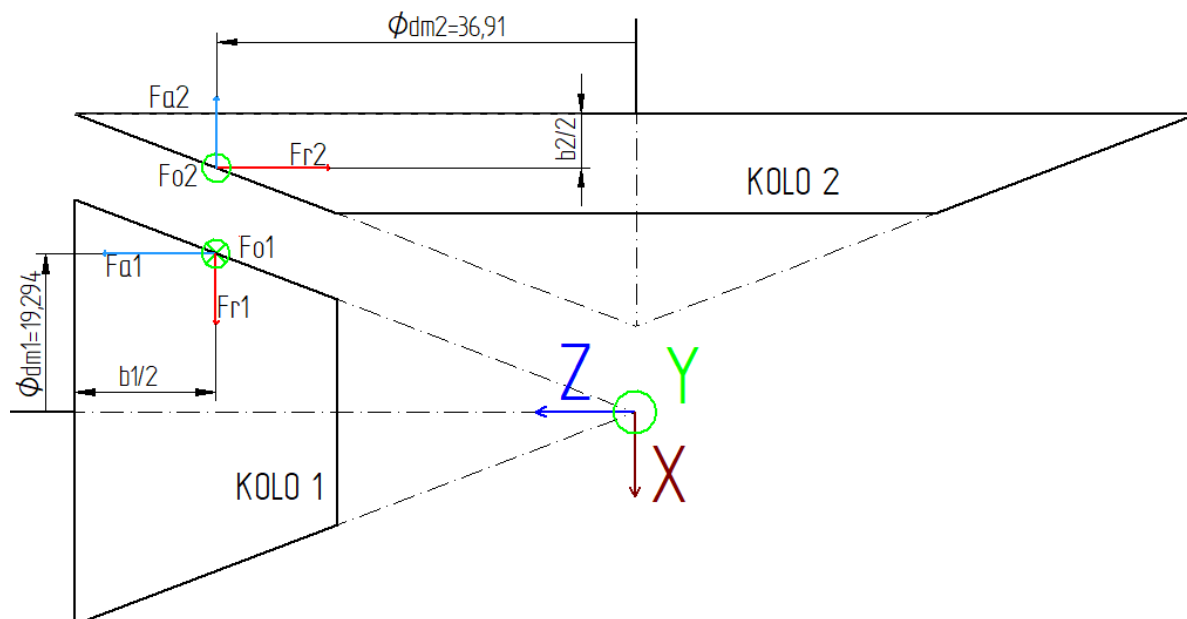
Po předběžném výpočtu průměrů hřídelů byl sestaven CAD model v programu NX, jelikož je to program, ve kterém jsem absolvoval studium na univerzitě. Protože jsou funkce NX pro návrh převodového ústrojí a výpočtu reakcí nedostačující, použil jsem pro mě zcela nový program, a to Autodesk Inventor Professional 2023. V tomto programu byly v sekci design pomocí funkce „shaft“, namodelovány hřídele, které jsem zatížil dle vypočítaných sil s příslušnými působišti.



Obr. 28 - Předběžně navržený model



Obr. 29 - Síly v ozubení s danými působišti směr 1



Obr. 30 - Síly v ozubení s danými působišti směr 2

Název složky	Velikost	Směr působení
Radiální složka síly 1 kolo	92 N	Jedním směrem – kolmo k ose (prochází osou)
Axiální složka síly 1 kolo	46 N	Jedním směrem – rovnoběžně s osou
Obvodová složky síly 1 kolo	283 N	Oběma směry (podle směru otáčení) – kolmo k ose (neprochází osou)
Radiální složka síly 2 kolo	46 N	Jedním směrem – kolmo k ose (prochází osou)
Axiální složka síly 2 kolo	92 N	Jedním směrem – rovnoběžně s osou
Obvodová složky síly 2 kolo	283 N	Oběma směry (podle směru otáčení) – kolmo k ose (neprochází osou)

Tabulka 10 - Shrnutí složky sil na jednotlivých hřídelech

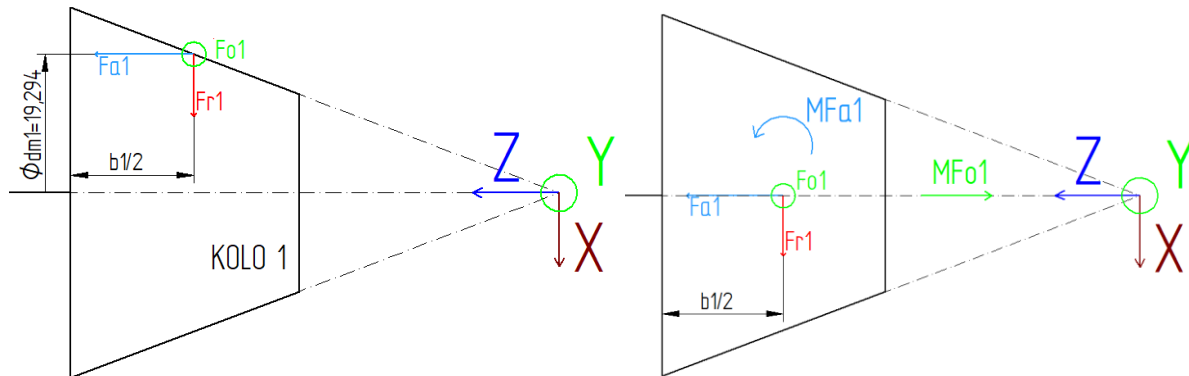
V Inventoru nelze nastavit libovolné působíště síly s libovolným směrem. Zadané síly vždy procházejí osou hřídele. V případě kuželového ozubení bude pro správné analyzování reakcí v místě ložisek nutné přeložit některé síly na jinou nositelku a dle pravidel statiky přiložit příslušný moment síly.

## Hřídel číslo 1

Osou hřídele prochází síla radiální. U síly axiální a obvodové je po jejich přeložení na jinou nositelku (procházející osou hřídele) nutné připojit moment od každé z nich. Tedy moment od axiální síly  $M_{Fa}$  a moment od síly obvodové neboli kroutící moment  $M_{Fo}$ .

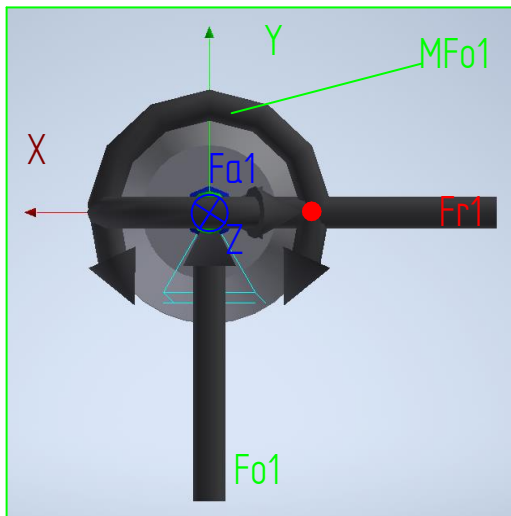
$$M_{Fa} = F_a \cdot \frac{d_{m1}}{2} = 46 \cdot \frac{0,019264}{2} = 0,44 \text{ Nm}$$

$$M_{Fo} = F_o \cdot \frac{d_{m1}}{2} = 283 \cdot \frac{0,019264}{2} = 2,726 \text{ Nm}$$

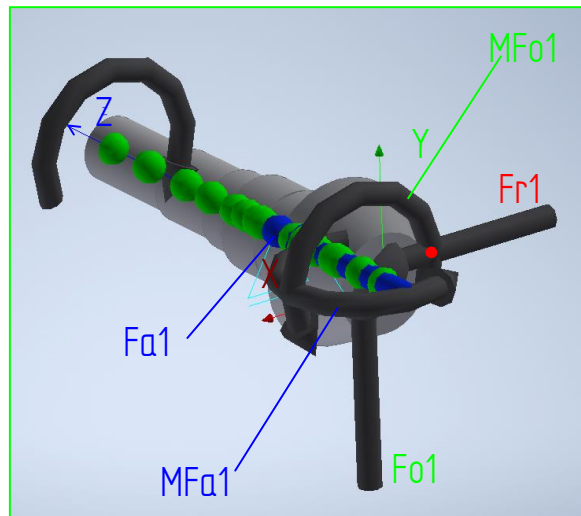


Obr. 31 - Síly v pastorku před přeložením

Obr. 32 - Síly v pastorku po přeložení do osy



Obr. 33 - Zadané síly v programu Inventor (pastorek; čelní pohled; směr 1)

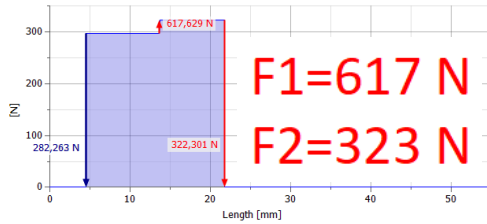
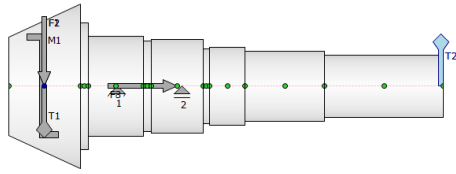


Obr. 34 - Zadané síly v programu Inventor (pastorek; 3D pohled; směr 1)

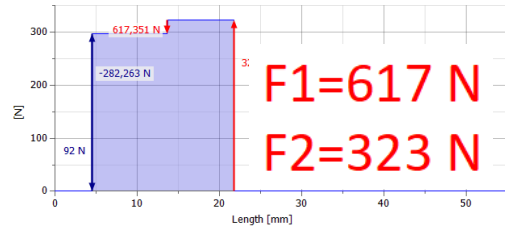
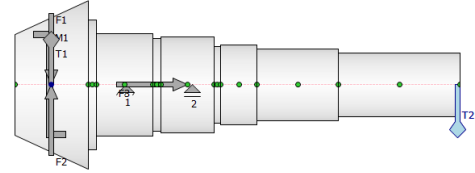
Pro druhý směr je ve výpočtu otočen směr obvodové síly  $F_o$  a směr momentu od obvodového momentu.

## Výsledné hodnoty získané CAD programem pro hřídel č.1

### Reakce v podporách

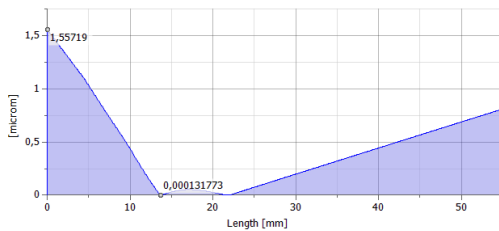
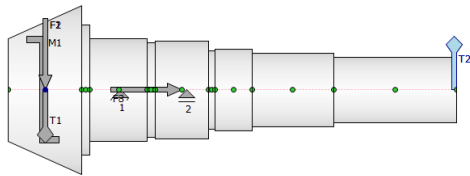


Obr. 35 - Reakce v podporách hřídel 1 směr 1

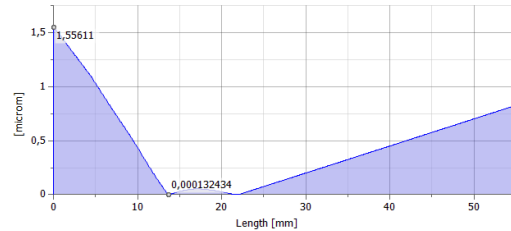
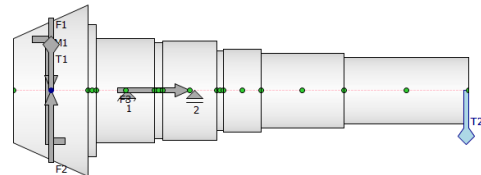


Obr. 36 - Reakce v podporách hřídel 1 směr 2

### Průhyb

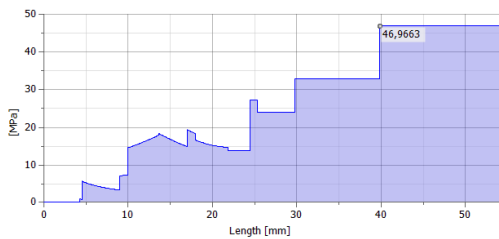
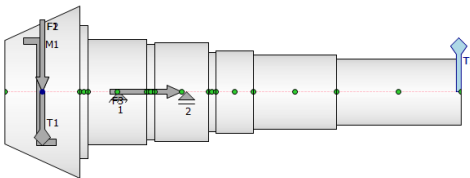


Obr. 37 - Průhyb hřídele 1 směr 1 (1,557 μm)

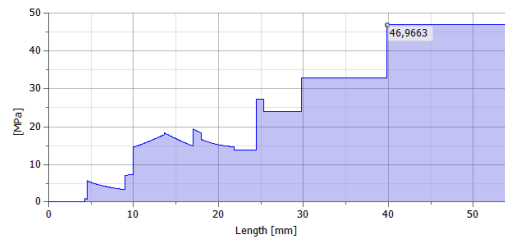
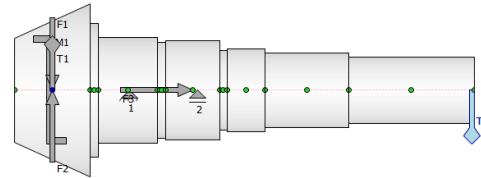


Obr. 38 - Průhyb hřídele 1 směr 2 (1,557 μm)

### Redukované napětí



Obr. 39 - Redukované napětí hřídel 1 směr 1 (47 MPa)



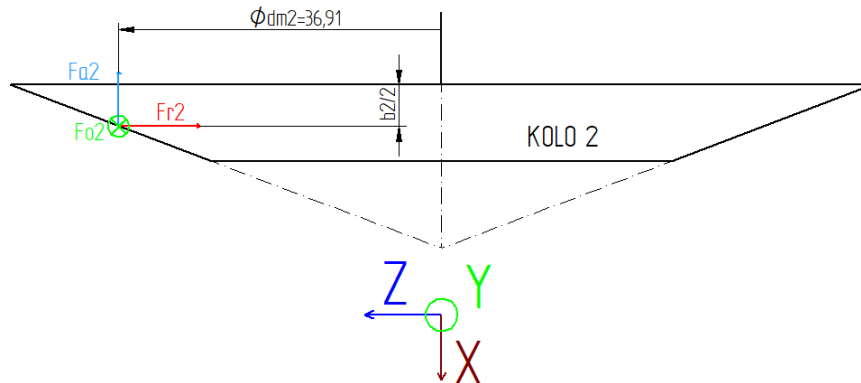
Obr. 40 - Redukované napětí hřídel 1 směr 2 (47 MPa)

## Hřídel 2

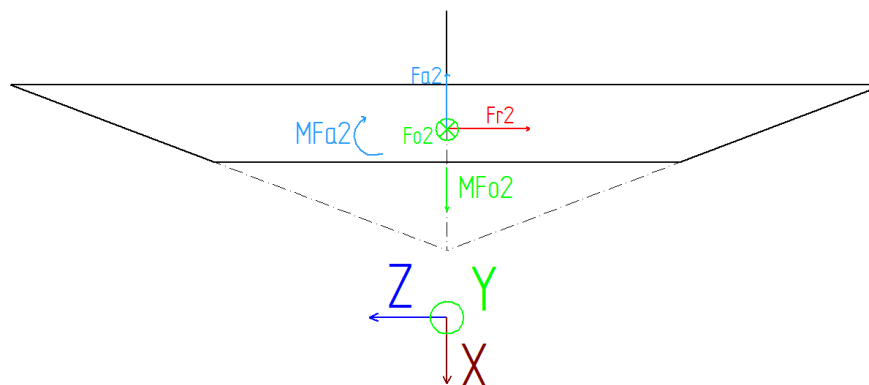
Stejně jako u hřídele č. 1, při přeložení axiální a obvodové síly na rovnoběžnou nositelku procházející osou hřídele, připojuji momenty ke každé z nich.

$$M_{Fa} = F_a \cdot \frac{d_{m1}}{2} = 92 \cdot \frac{0,03691}{2} = 1,698 \text{ Nm}$$

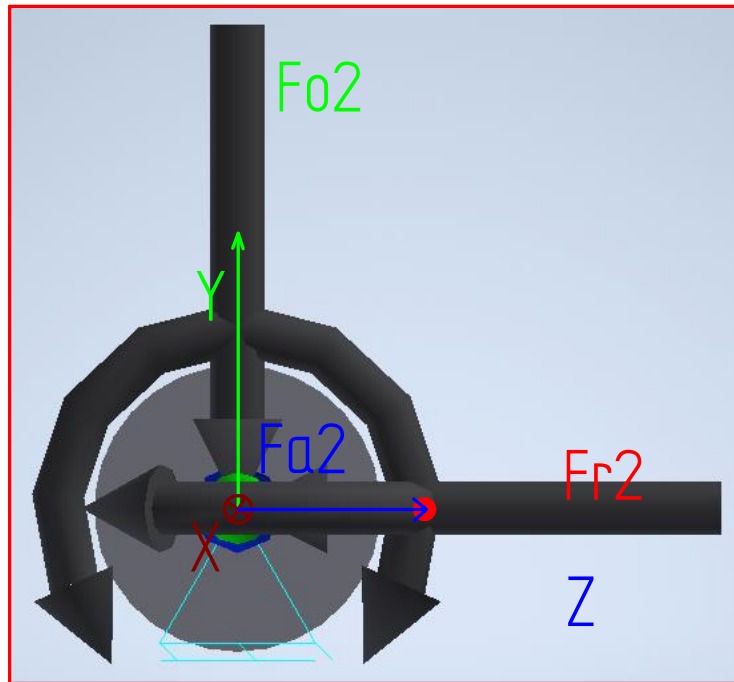
$$M_{Fo} = F_o \cdot \frac{d_{m1}}{2} = 283 \cdot \frac{0,03691}{2} = 5,223 \text{ Nm}$$



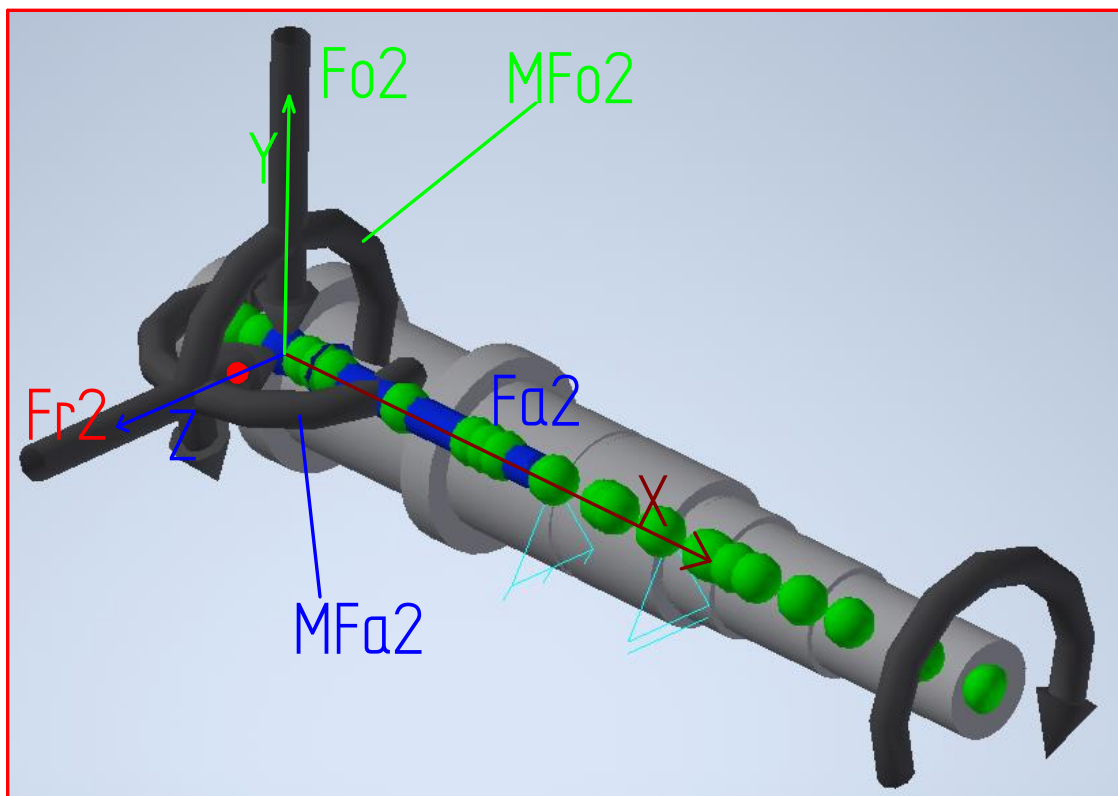
Obr. 41 - Síly v kole č.2 před přeložením



Obr. 42 - Síly v kole č.2 po přeložení do osy hřídele



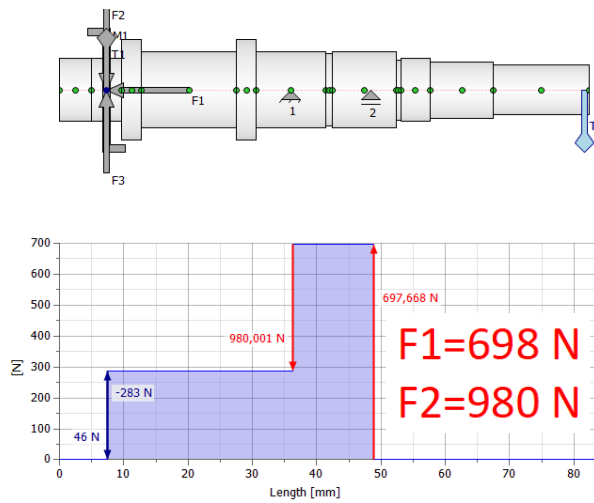
Obr. 43 - Zadané síly v programu Inventor (kolo č.2; čelní pohled; směr 1)



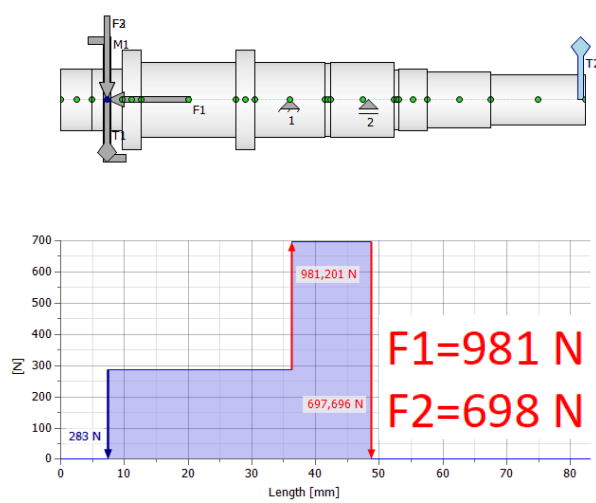
Obr. 44 - Zadané síly v programu Inventor (kolo č.2; 3D pohled; směr 1)

## Výsledné hodnoty získané CAD programem pro hřídel č.2

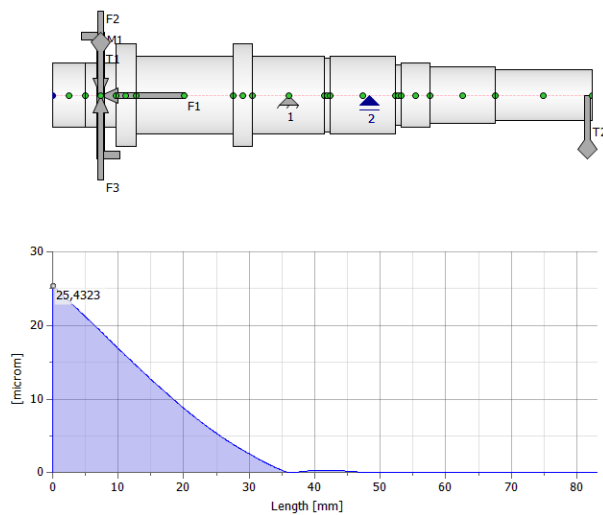
### Reakce v podporách



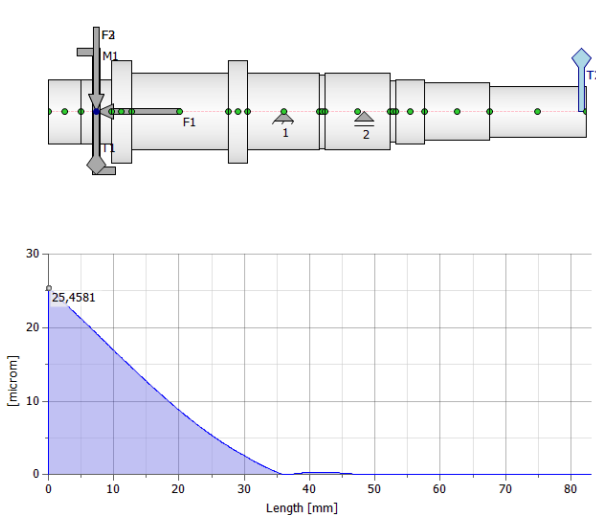
Obr. 45 - Reakce v podporách hřídel 2 směr 1



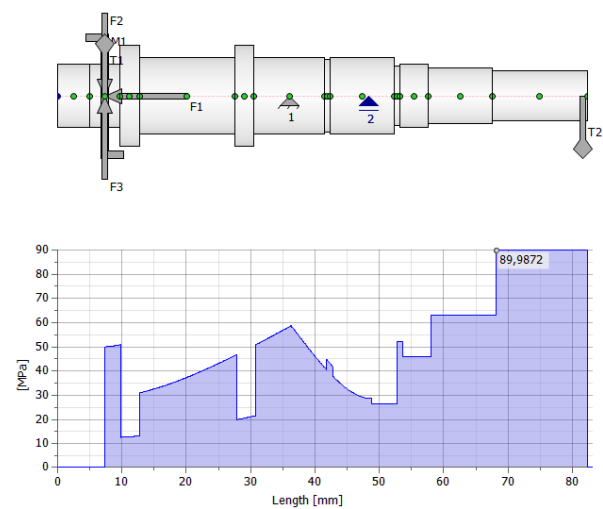
Obr. 46 - Reakce v podporách hřídel 2 směr 2



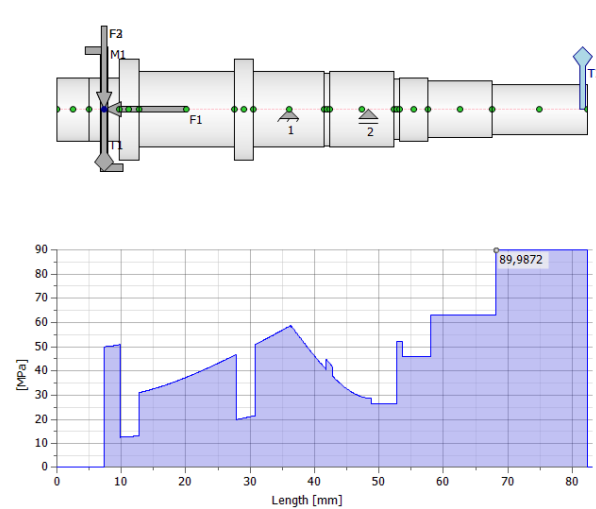
Obr. 47 - Průhyb hřídele 2 směr 1 (25,4  $\mu\text{m}$ )



Obr. 48 - Průhyb hřídele 2 směr 2 (25,4  $\mu\text{m}$ )



Obr. 49 - Redukované napětí hřídel 2 směr 1 (90 MPa)



Obr. 50 - Redukované napětí hřídel 2 směr 2 (90 MPa)



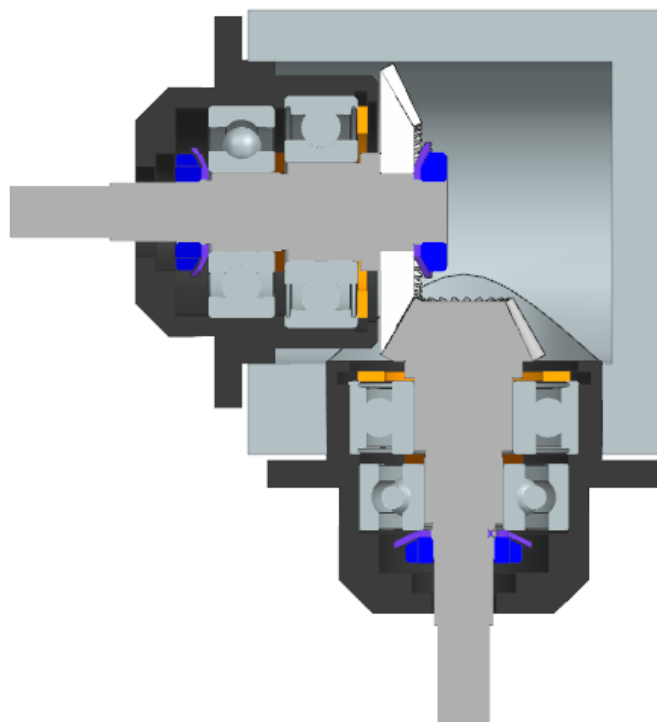
Maximální radiální zatížení na ložisko	618 N
Maximální axiální zatížení na ložisko	46 N
Maximální průhyb	1,56 $\mu\text{m}$
Maximální redukované napětí	47 MPa

**Tabulka 11 - Důležité hodnoty hřídel 1**

Maximální radiální zatížení na ložisko	982 N
Maximální axiální zatížení na ložisko	92 N
Maximální průhyb	25,5 $\mu\text{m}$
Maximální redukované napětí	90 MPa

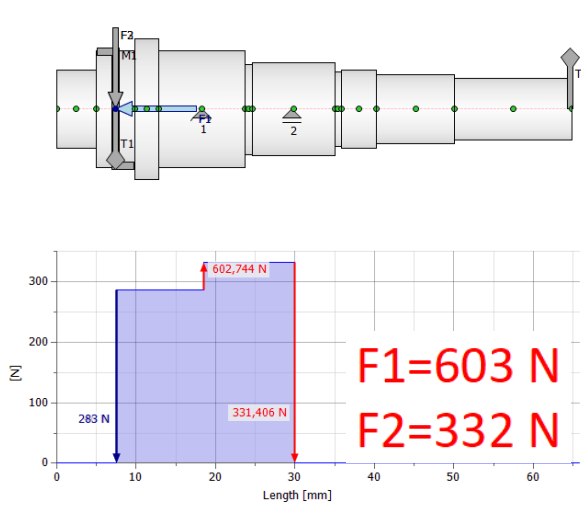
**Tabulka 12 - Důležité hodnoty hřídel 2**

Výsledky u hřídele číslo 2 nebyly zcela optimální. Především hodnota průhybu 0,0255 mm může mít velký vliv na chod a životnost ozubení. Velikost průhybu se lineárně zvedá se vzdáleností od podpory. U hřídele číslo dva bylo ozubené kolo uloženo na vzdálenější straně, a to především z důvodu zmenšení celkových rozměrů převodovky a skříně. Jelikož ušetřené milimetry nehrají významnou roli v ušetřené váze či nákladech, bude zvoleno uložení kola blíže k ložiskům, a tím tak dosaženo menšího průhybu hřídele pod kolem a zároveň sníženo zatížení na ložiska. Ty pak vyjdou menších průměrů. Následně tak bude ušetřen materiál na hřídeli, což vyrovná předchozí myšlenku uložení kola dále od ložisek.

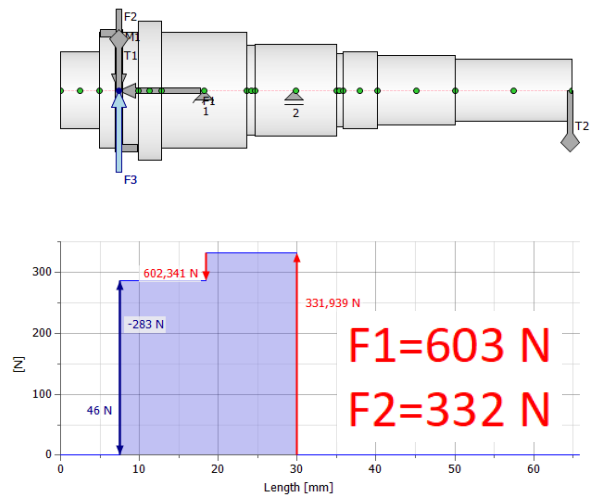


**Obr. 51 - Změněné (nové) rozvržení CAD modelu**

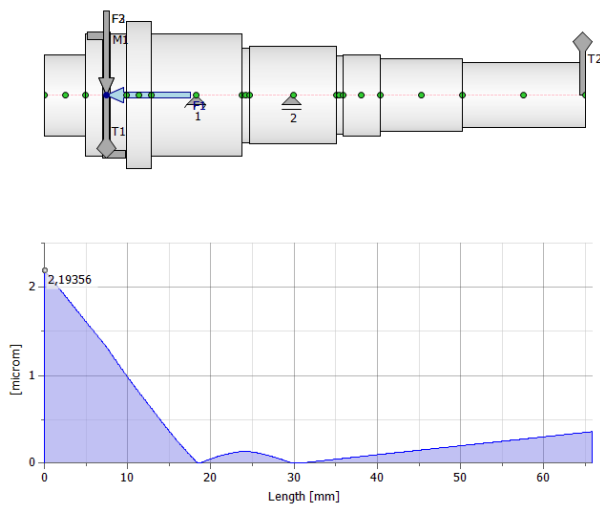
### Nové výsledné hodnoty získané CAD programem pro hřídel č. 2



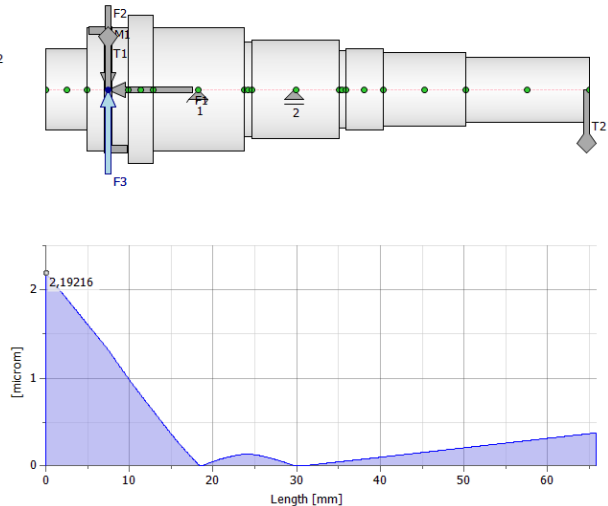
Obr. 52 - Reakce v podporách hřídel 2 směr 1



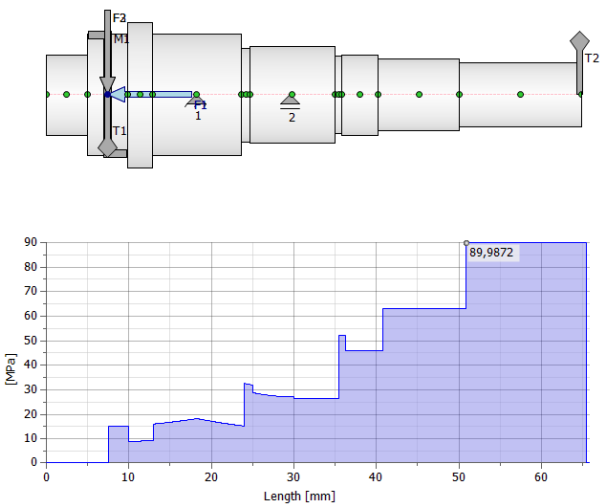
Obr. 53 - Reakce v podporách hřídel 2 směr 2



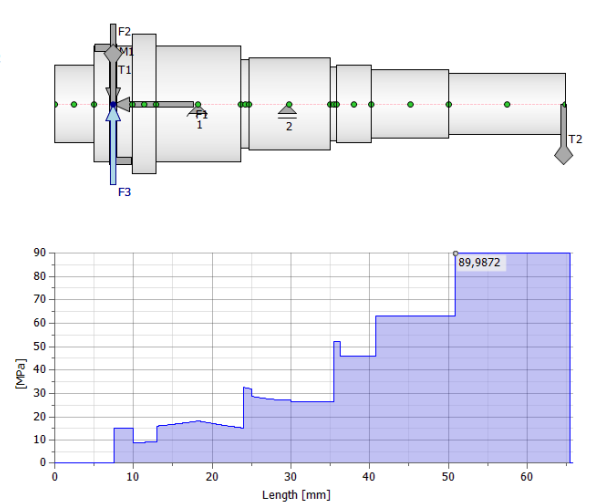
Obr. 54 - Průhyb hřídele 2 směr 1 (2,19  $\mu$ m)



Obr. 55 - Průhyb hřídele 2 směr 2 (2,19  $\mu$ m)



Obr. 56 - Redukované napětí hřídel 2 směr 1 (90 MPa)



Obr. 57 - Redukované napětí hřídel 2 směr 2 (90 MPa)

Maximální radiální zatížení na ložisko	603 N
Maximální axiální zatížení na ložisko	92 N
Maximální průhyb	2,192 $\mu\text{m}$
Maximální redukované napětí	90 MPa

Tabulka 13 - Nové důležité hodnoty hřídel č. 2

Po změně uložení kola č. 2 na hřídeli blíže k ložiskům bylo dosaženo zmenšení průhybu.

#### 4.5.4 Kontrola bezpečnosti hřídelů

Pomocí programu Inventor byla získána hodnota redukovaného napětí. V praxi existují dvě běžně využívané metody pro výpočet redukovaného napětí: HMH a  $\tau_{max}$ . Inventor však red. napětí vyhodnocuje pomocí vzorce:  $\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_t + \sigma_o)^2 + 3 \cdot (\tau_k + \tau_s)^2}$  (tedy počítá i se smykovým napětím), který se od těchto dvou lehce liší (dostaneme vyšší hodnotu  $\sigma_{red}$  a tedy i nižší hodnotu bezpečnosti).

Bezpečnost hřídelů považujeme za přijatelnou v případě, kdy minimální hodnota je 2. Čím vyšší tím však lepší.

Bezpečnost hřídele se vypočítá dle vztahu:

$$s = \frac{R_e}{\sigma_{red}}$$

$R_e$  ... výrazná mez kluzu (u houževnatého materiálu).

#### Hřídel 1

Materiál vstupní hřídele je závislý na materiálu ozubeného kola, jelikož bude vyrobeno přímo na hřídeli.

Mat. 14 223  $\rightarrow R_e = 440$  MPa

$$s = \frac{440}{47} = 9,36$$

Bezpečnost vyhovuje s významnou mezí bezpečnosti. Ocel třídy 14 bývá ale nákladná a vzhledem k bezpečnosti blížící se k hodnotě 10 si můžu dovolit zvolit levnější materiál.

Nově zvolený materiál: 12 020.1  $\rightarrow R_e = 235$  MPa

Jedná se o konstrukční ocel určenou k cementování a bývá používána na spoustu běžných strojních součástí včetně ozubených kol.

Nová mez bezpečnosti:

$$s = \frac{235}{47} = 5$$

Výsledná bezpečnost je stále vysoká hodnota, materiál je však levnější.

Změna materiálu hřídele mi ovlivní předběžný výpočet modulu ozubení, který po zpětné kontrole stále vychází stejně. Tedy:

Materiál 12 020.1 cementováno, kaleno:  $\sigma_{do} = 120$  MPa;  $\sigma_{dd} = 100$  MPa

Volím materiálovou konstantu  $c = 0,05 \cdot \sigma_{do} \approx 6,5 \text{ MPa}$

$$m = 8,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,723 \cdot \cos 0}{6,5 \cdot 15 \cdot 23}} = 0,93 \text{ mm}$$

Předešlá hodnota modulu byla zaokrouhlena na hodnotu 1, což v tomto případě zůstane stejné.

## Hřídel 2

Kolo číslo 2 je na hřídel nasazováno, tudíž materiál hřídele může být zvolen levnější, tak aby vyhovovala jeho bezpečnost.

Mat. 12 060  $\rightarrow R_e = 345 \text{ MPa}$

$$s = \frac{345}{90} = 3,83$$

Bezpečnost vyhovuje.

### 4.5.5 Výpočet a volba ložisek

V případě, že na ložisko působí radiální a axiální silové zatížení současně, lze ekvivalentní dynamické zatížení ložiska získat ze vztahu

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$X$  ... součinitel radiálního zatížení ložiska

$Y$  ... součinitel axiálního zatížení ložiska

$F_r$  ... skutečné radiální zatížení ložiska [KN]

$F_a$  ... skutečné axiální zatížení ložiska [KN]

U jednořadých radiálních ložisek ovlivňuje axiální síla výpočet jeho trvanlivosti pouze v případě, že poměr sil  $\frac{F_a}{F_r} \geq e$ .  $e$  je určitá mezní hodnota stanovená z tabulky dostupné na stránkách SKF vázaná na vzorec:  $\frac{f_o \cdot F_a}{C_o}$

$f_o$  ... výpočtový součinitel ložiska

$C_o$  ... základní statická únosnost ložiska

Výpočtové součinitele pro jednořadá kuličková ložiska									
$f_o F_a/C_o$	Normální vůle			Vůle C3			Vůle C4		
	e	X	Y	e	X	Y	e	X	Y
0,172	0,19	0,56	2,30	0,29	0,46	1,88	0,38	0,44	1,47
0,345	0,22	0,56	1,99	0,32	0,46	1,71	0,40	0,44	1,40
0,689	0,26	0,56	1,71	0,36	0,46	1,52	0,43	0,44	1,30
1,03	0,28	0,56	1,55	0,38	0,46	1,41	0,46	0,44	1,23
1,38	0,30	0,56	1,45	0,40	0,46	1,34	0,47	0,44	1,19
2,07	0,34	0,56	1,31	0,44	0,46	1,23	0,50	0,44	1,12
3,45	0,38	0,56	1,15	0,49	0,46	1,10	0,55	0,44	1,02
5,17	0,42	0,56	1,04	0,54	0,46	1,01	0,56	0,44	1,00
6,89	0,44	0,56	1,00	0,54	0,46	1,00	0,56	0,44	1,00

Tabulka 14 - Výpočtové součinitele pro jednořadá kuličková ložiska [10]

Vzhledem k jednoduchosti konstrukce a přibližně stejně velikých silových zatížení na jednotlivých hřídelích, bude snaha použít stejný pár ložisek na 1. i 2. hřídel. Budou tedy navrženy 2 ložiska. Pro výpočet tedy budou použity hodnoty vyšší axiální síly a vyšších otáček.

Vyšší hodnota otáček	$162,605 \text{ min}^{-1}$
Vyšší hodnota radiálního zatížení	618 N
Vyšší hodnota axiálního zatížení	92 N

Tabulka 15 - Hodnoty používané pro výpočet ložisek

### Ložisko A (axiálně volné)

Navrženo ložisko 6200

$$C_o = 2,36 \text{ KN}$$

$$f_o = 13,2$$

$$C = 5,4 \text{ KN}$$

Jelikož se jedná o axiálně volné ložisko, nepřenáší axiální sílu a potom rovnou platí:

$$P = F_r = 618 \text{ N}$$

Výpočet základní trvanlivosti ložiska:

$$L_{hA} = \frac{16666}{162,605} \cdot \left(\frac{5400}{618}\right)^3 = 68\,377 \text{ h} \rightarrow \text{vyhovuje požadavkům}$$

### Ložisko B (axiálně vodící)

Navrženo ložisko 6201

$$C_o = 3,1 \text{ KN}$$

$$f_o = 12$$

$$C = 7,28 \text{ KN}$$

$$\frac{f_o \cdot F_a}{C_o} = \frac{12 \cdot 92}{3100} = 0,356$$

Stejně jako u předešlého  $\rightarrow e = 0,22$

Porovnáním poměru sil s hodnotou  $e$ :  $\left(\frac{F_a}{F_r} = \frac{92}{618} = 0,149\right) < (e = 0,26)$ , zjistíme, že axiální síla při výpočtu trvanlivosti ložiska nemusí být brána v úvahu a potom:

$$P = F_r = 618 \text{ N}$$

Výpočet základní trvanlivosti ložiska:

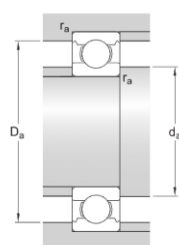
$$L_{hA} = \frac{16666}{n_{eA}} \cdot \left(\frac{C_B}{P}\right)^m$$

$m \dots$  pro ložiska s bodovým stykem = 3

$$L_{hB} = \frac{16666}{162,605} \cdot \left(\frac{7280}{618}\right)^3 = 167\,543\,h$$

Jelikož ložisko B vyhovuje s významným předimenzováním, bylo by vhodné ložisko A zvolit stejného typu, aby se dosáhlo větší konstrukční nenáročnosti a zároveň nutnost výměny ložisek případně na jeden termín. Kvůli konstrukčním důvodům (vnější průměr ložiska) jsem ale zvolil o stupeň větší rozměry ložisek.

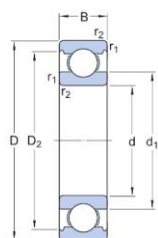
Během návrhu modelu převodovky jsem narazil na konstrukční problém, kdy velký průměr ložiska B je nutné opřít o skříň s maximálním rozměrem díry 27.8 mm. Bohužel volbou ložiska A (6200) je maximální dostupný rozměr díry dán jeho vnějším průměrem. Tedy rozměr 30 mm. To je vyšší, než je maximální povolený rozměr pro ložisko B. Jsem tedy nucen zvolit jiné ložisko B. To bylo zvoleno o stupeň vyšší, stejné řady.



Připojovací rozměry

$d_a$	min. 16.2 mm	Průměr opěrné plochy hřídele
$D_a$	max. 27.8 mm	Průměr opěrné plochy tělesa
$r_a$	max. 0.6 mm	Poloměr hřídele nebo zaoblení tělesa

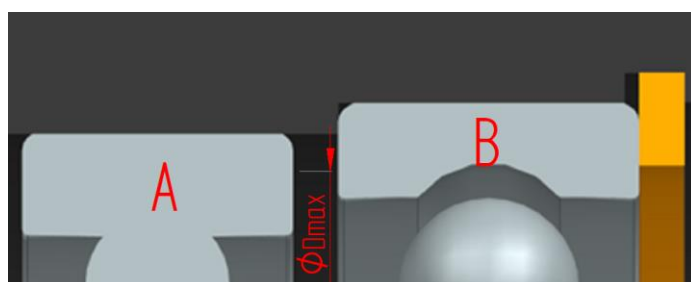
Obr. 58 - Potřebné připojovací rozměry ložiska B (6201)



Rozměry

$d$	10 mm	Průměr díry
$D$	30 mm	Vnější průměr
$B$	9 mm	Šířka
$d_1$	≈ 17 mm	Průměr nákrůžku
$D_2$	≈ 24.72 mm	Průměr zápichu
$r_{1,2}$	min. 0.6 mm	Rozměr sražení hran

Obr. 59 - Rozměry ložiska A (6200)



Obr. 60 - Řešený konstrukční detail

Nově zvolené ložisko B má označení W 6301. Jeho hodnoty únosnosti jsou vyšší než hodnoty předešlého ložiska, a tedy vyhovuje ještě s větším předimenzováním.

### Shrnuté volby ložisek

Ložisko A (axiálně volné) – 6200

Ložisko B (axiálně vodící) – W 6301

#### 4.5.6 Výpočet částí pro přenos kroutícího momentu

Kolo číslo 1 je vyrobeno přímo na hřídeli. Kroutící moment z kola číslo 2 je ale nutné přenést za pomoci pera, či jiné části sloužící pro přenos kroutícího momentu. Pero je namáhané na stříh a dodatečně se provádí kontrola na otláčení. Běžné těsné pero je vyráběné z oceli 11 600.

Návrh délky pera

$$P = \frac{F}{S} = \frac{\frac{M_k}{d}}{\frac{h}{2} \cdot l} = \frac{4 \cdot M_k}{h \cdot d \cdot l} \leq P_D \rightarrow$$
$$l \geq \frac{4 \cdot M_k}{P_D \cdot h \cdot d}$$
$$l \geq 3,125 \text{ mm}$$

Bylo zvoleno pero o délce 5 mm ( $b=5$  mm).

$h$  ... výška pera

$l$  ... = celková délka pera –  $b$

Zpětná kontrola:

$$P_D \geq \frac{4M_k}{h \cdot d \cdot l}$$
$$P_D \geq \frac{4 \cdot 5000}{5 \cdot 16 \cdot 5}$$
$$80 \geq 50$$

Zpětná kontrola vyhovuje.

#### 4.5.7 Splnění podmínky hmotnosti převodovky

Maximální přípustná hmotnost převodovky je 1 kg. Ověření, zdali byla podmínka hmotnosti splněna, proběhlo za pomoci programu solid edge, kdy jednotlivým komponentám byly přiřazeny příslušné materiály a následně získána hodnota hmotnosti celé převodovky. Ta v případě, že víčka v kterých jsou uloženy ložiska, byla vyrobena z oceli, přesáhla dovolenou hodnotu 1 kilogramu. Proto byl jako materiál víček zvolen hliník, který by měl vyhovovat jak pevnostně, tak i co se hmotnosti týče. Finální hmotnost soustavy vyšla na 0,966 kg, čímž je podmínka hmotnosti splněna. Hmotnosti jednotlivých komponent sestavy jsou vypsány v následujícím obrázku.

Název dokumentu	Aktuální	Materiál	Hustota	Přesnost	Hmotnost
Sestava převodovky...	Ano				0,966 kg
Distanční kroužek.par	Ano	Ocel, konstrukční	7833,000 kg/m...	0,99	0,001 kg
Distanční podložka...	Ano	Ocel, konstrukční	7833,000 kg/m...	0,99	0,011 kg
HMSA10 RG-9X22X...	Ano	Epoxidová prys...	1300,000 kg/m...	0,99	0,002 kg
hřídel 2.par	Ano	Ocel, konstrukční	7833,000 kg/m...	0,99	0,078 kg
Hřídel s ozubeným ...	Ano	Ocel, konstrukční	7833,000 kg/m...	0,99	0,059 kg
KM 0.par	Ano	Ocel, konstrukční	6833,621 kg/m...	0,99	0,004 kg
KMK 2.par	Ano	Ocel, konstrukční	8190,449 kg/m...	0,99	0,021 kg
6200.asm	Ano				0,031 kg
SKF_6200_ball1.par	Ano	Ocel, konstrukční	7833,000 kg/m...	0,99	0,000 kg
SKF_6200_ir.par	Ano	Ocel, konstrukční	7833,000 kg/m...	0,99	0,010 kg
SKF_6200_or.par	Ano	Ocel, konstrukční	7833,000 kg/m...	0,99	0,019 kg
SKF_W 6301_ball1.par	Ano	Ocel, konstrukční	7833,000 kg/m...	0,99	0,002 kg
SKF_W 6301_ir.par	Ano	Ocel, konstrukční	7833,000 kg/m...	0,99	0,014 kg
SKF_W 6301_or.par	Ano	Ocel, konstrukční	7833,000 kg/m...	0,99	0,027 kg
W 6301.asm	Ano				0,055 kg
MB 0.par	Ano	Ocel, konstrukční	5859,434 kg/m...	0,99	0,001 kg
Ozubené kolo 2.par	Ano	Ocel, konstrukční	7833,000 kg/m...	0,99	0,055 kg
Pero .par	Ano	Ocel, konstrukční	7833,000 kg/m...	0,99	0,002 kg
Pero 2.par	Ano	Ocel, konstrukční	7833,000 kg/m...	0,99	0,002 kg
Pojistný kroužek.par	Ano	Ocel, konstrukční	7833,000 kg/m...	0,99	0,005 kg
skříň.par	Ano	Hliník 5050	2684,000 kg/m...	0,99	0,351 kg
Šroub M6 x 15.par	Ano	Ocel, konstrukční	7833,000 kg/m...	0,99	0,004 kg
Víčko.par	Ano	Hliník 5050	2684,000 kg/m...	0,99	0,066 kg

Obr. 61 - Hmotnost sestavy a jednotlivých komponent



## 5 Závěr

Cílem této práce bylo navržení kuželové převodovky pro všeobecné použití. Byly zadány požadované hodnoty na výstupu a limitem byla hmotnost, která nesměla být překročena. V průběhu této práce, byl čtenář seznámen se základním přehledem prvků převodovky a dále byla zpracována výpočtová zpráva, která obsahovala výpočet rozměrů v ozubení a výpočet sil v nich působících s příslušnou kontrolou. Byly zkontrolovány hřídele a navrženy ložiska, jejichž předpovídaná životnost vysoce převyšuje požadovanou hodnotu v zadání. V neposlední řadě byl navržen CAD model a zpracovány výkresy: sestava převodovky, výrobní výkres hřídele s pastorkem a výrobní výkres víčka.

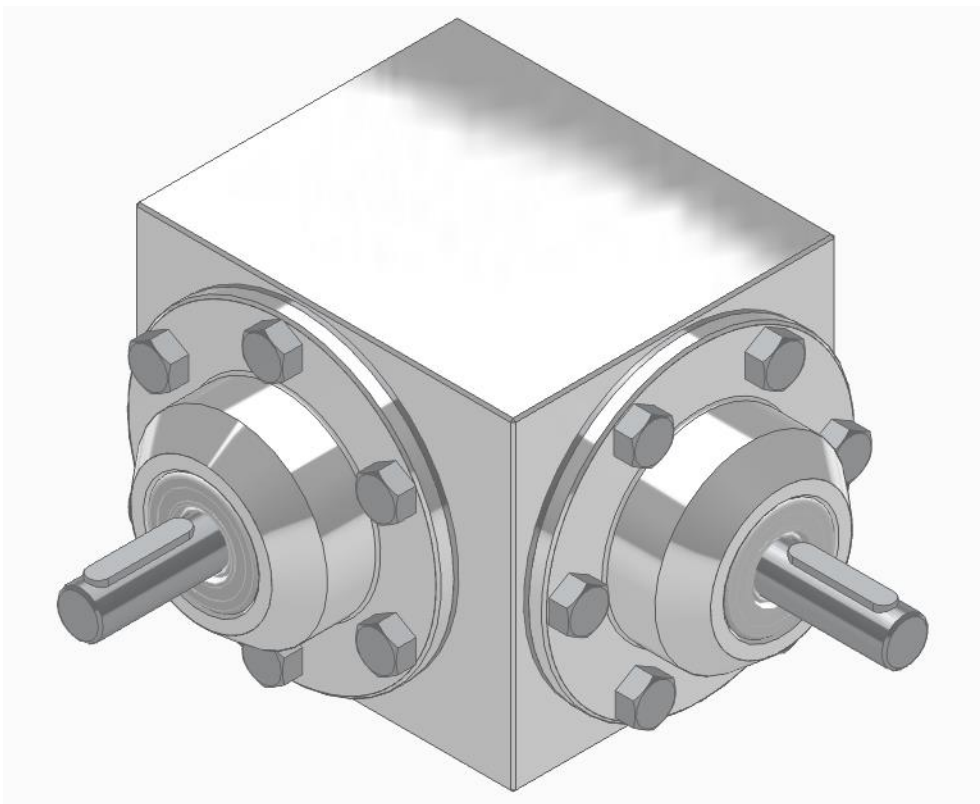
Co se týče zhodnocení práce, tak jelikož všechny podmínky zadání jsou splněny, lze říci, že návrh kuželové převodové skříně byl úspěšný.

## Seznam použitých zdrojů

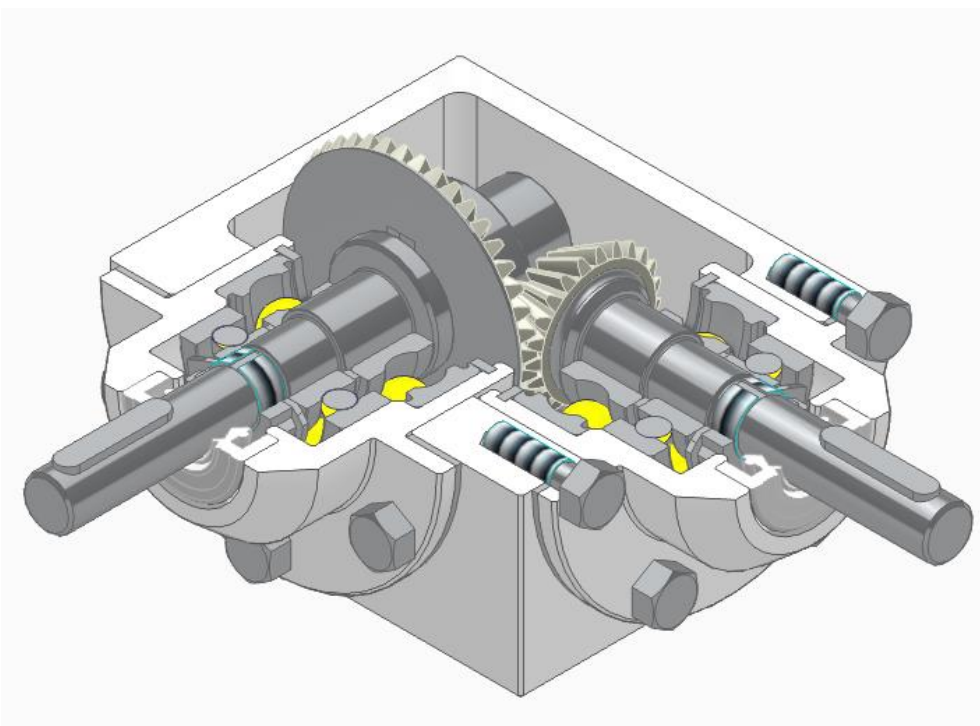
- [1] KRÁTKÝ, Jaroslav, KUBEC KRÓNEROVÁ, Eva a HOSNEDL, Stanislav. Obecné strojní části 2; základní a složené převodové mechanismy. 1. vyd. V Plzni: Západočeská univerzita, 2011. 265 s. ISBN 978-80-261-0066-9.
- [2] Průmyslová těsnění [online]. Göteborg: AB SKF, 2023 [cit. 2023-05-02]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/industrial-seals>
- [3] KRÁTKÝ, Jaroslav, Hosnedl, Stanislav. Strojní části 2. Převodové mechanismy. 1. vyd. V Plzni: Západočeská univerzita, 1998. 245 s. ISBN 80-7082-452-2.
- [4] VONDRA, Tomáš. Výroba ozubení kuželového soukolí. Brno, 2015. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Milan KALIVODA.
- [5] Úhlová bruska FLEX 1400W, 125mm SE 14-2 125 Set 391.174 [online]. [cit. 2022-10-17]. Dostupné z: <http://www.naradi-hrebec.cz/cz/e-shop/972177/c3219-flex-profii-naradi/uhlova-bruska-flex-1400w125mm-se-14-2-125-set-391174.html>
- [6] KOVÁŘ, Jaroslav a BLAŽEK, Otto. Konstrukční cvičení: Převodovka. 1. vyd. Spálená 51, 113 02 Praha 1. SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1982. 84 s.
- [7] BOLEK, Alfred a KOCHMAN, Josef. Části strojů. 2. svazek. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1990. Česká matice technická, č. spisu 432, roč. 95 (1990). ISBN 80-03-00426-8
- [8] VUT v Brně. Fakulta strojního inženýrství. Ústav konstruování. Konstruování strojů: Převody [online], Studijní materiály a opory. [vid. 2015-04-06]. Dostupné z: <http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/6C2/prednasky>
- [9] ČEP, Robert a PETRŮ JANA. TECHNOLOGIE OBRÁBĚNÍ V PŘÍKLADECH: 4 Výroba ozubených kol, závitů a kuželů. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2013. ISBN 978-80-248-3014-8.
- [10] Kuličková a válečková ložiska [online]. SKF [cit. 2023-05-02]. Dostupné z: [https://www.pkservis.com/data/web/skf/6000\\_CS\\_01\\_Kuli%C4%8Dkov%C3%A1%20lo%C5%BEiska.pdf](https://www.pkservis.com/data/web/skf/6000_CS_01_Kuli%C4%8Dkov%C3%A1%20lo%C5%BEiska.pdf)
- [11] Katalog valivých ložisek SKF [online]. 2019 [cit. 2023-05-02]. Dostupné z [https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d1968096351e-Rolling-bearings---17000\\_1-CS\\_tcm\\_54-121486.pdf#cid-121486](https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d1968096351e-Rolling-bearings---17000_1-CS_tcm_54-121486.pdf#cid-121486)
- [12] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. Strojnické tabulky pro školu a praxi: Jednotky, matematika, mechanika, technické kreslení, strojní součásti. Praha: Scientia, 2004. ISBN 80-718-3312-6.
- [13] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. Strojnické tabulky: pro školu a praxi: Materiály, polotovary, technologie, upínání, měření. Praha: Scientia, 2007. ISBN 978-80-86960-20-3.

[14] Přednášky CMS1. Plzeň, 2022. Prezentace. Západočeská univerzita v Plzni. Vedoucí práce Prof. Ing. Vojtěch Dynybyl, Ph.D.

## PŘÍLOHA č. 1



Obr. 62 - Navržený CAD model



Obr. 63 - Navržený CAD model (řez)

## **PŘÍLOHA č. 2**

# Výrobní dokumentace