



**FAKULTA  
ŠROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

## **Ústav konstruování a částí strojů**

**Zkušební zařízení pro testování kuželových  
ozubených kol**

**Testing Device for Testing of Bevel Gears**

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

**2017**

**Jakub VOSYKA**

**Studijní program:** N2301 ŠROJNÍ INŽENÝRSTVÍ

**Studijní obor:** 2301T047 Dopravní letadlová a transportní technika

**Vedoucí práce:** Ing. Karel PETR, Ph.D.

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Vosyka** Jméno: **Jakub** Osobní číslo: **409120**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**  
Studijní program: **Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

## II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

**Zkušební zařízení pro testování kuželových ozubených kol**

Název diplomové práce anglicky:

**Testing Device for Testing of Bevel Gears**

Pokyny pro vypracování:

V rámci diplomové práce, se bude student zabývat návrhem elektricky uzavřeného zatěžovacího okruhu pro zkoušky kuželových ozubených kol.

Student vypracuje rešerši typů zkušebních zařízení a možnosti realizace pohonu těchto zařízení. Postup návrhu a výroba kuželových soukolí (ustavování, záběh,...). Dále popíše možnosti měření účinnosti u převodovek. Student provede návrh celého zkušebního zařízení (motory, spojky, ...), dále návrh kuželové převodovky s možností výměny kol a možností testovat a sledovat různé způsoby mazání. Návrh možných kombinací ozubení vzhledem k dostupným motorům. Návrh hřídelí (vstup a výstup) pro možnost měření účinnosti, tedy čidla na bázi tenzometrů (fóliové a polovodičové tenzometry) včetně způsobu přívodu a odvodu informací. Na těchto hřídelích provede kalibraci formou experimentu.

Rozsah grafické části: 3D model standu; Sestavný výkres standu a výrobní výkresy.

Seznam doporučené literatury:

- [1] Odborné časopisy.
- [2] ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Mechanické převody. Praha: ČVUT, 2003.
- [3] Klingenberg, J.: Bevel Gear - Fundamentals and Applications. Springer. 2016. ISBN: 978-3-662-43892-3.
- [4] ISO 10300:2014 Calculation of load capacity of bevel gears -- Part 1, 2, 3

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:


**Ing. Karel Petr Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS**


Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **27.03.2017**

Termín odevzdání diplomové práce: **09.06.2017**

Platnost zadání diplomové práce: \_\_\_\_\_

  
Podpis vedoucí(ho) práce

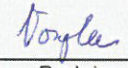
  
Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

  
Podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

10.4.2017  
Datum převzetí zadání

  
Podpis studenta

## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Zkušební zařízení pro testování kuželových ozubených kol“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Karla Petra, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze 30. 6. 2017

Jakub Vosyka

## **Poděkování**

Rád bych poděkoval vedoucímu mé diplomové práce Ing. Karlu Petrovi, Ph.D. za poskytnutí odborných rad, věcných připomínek, ochotu a vstřícný přístup během zpracování této práce. Dále velké poděkování náleží celé mé rodině a mým spolužákům za podporu, trpělivost a povzbuzování po dobu mého studia.

## Anotační list

Jméno autora: Jakub VOSYKA  
Název DP: Zkušební zařízení pro testování kuželových ozubených kol  
Anglický název: Testing Device for Testing of Bevel Gears  
Rok: 2017  
Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ  
Obor studia: 2301T047 Dopravní letadlová a transportní technika  
Ústav: Ústav konstruování a částí strojů  
Vedoucí BP: Ing. Petr Karel, Ph.D.

Bibliografické údaje:	počet stran	80
	počet obrázků	83
	počet tabulek	13
	počet příloh	12

Klíčová slova: Zkušební zařízení, uzavřený okruh, kuželová kola, kuželová převodovka, rám, tenzometry, krouticí moment, účinnost, měřicí čidla, experiment

Keywords: Testing device, closed circuit, bevel gears, bevel gearbox, frame, strain gauges, torque, efficiency, measuring sensors, experiment

Anotace: Tato práce pojednává o návrhu elektricky uzavřeného zkušebního okruhu pro testování kuželových ozubených kol. Jedná se o experimentální stanoviště, na kterém je možné testovat kuželová kola různého materiálu, převodového poměru a modulu. Zařízení umožňuje vnášet nerovnoměrný záběr a sledovat různé typy mazání. Práce dále pojednává o návrhu vlastních čidel pro měření krouticího momentu a následném experimentálním měření na těchto čidlech. V této práci je provedena MKP analýza vybraných dílů stanoviště.

Abstract: This thesis deals with design of an electrically closed test circuit for testing bevel gear wheels. It is an experimental stand which allows to test bevel gears of various materials gear ratio and modulus. The device allows to enter uneven engagement and track different types of lubrication. The thesis also deals with the design of sensors for measuring the torque and experimental measurements on these sensors. In this work is performed FEM analysis of selected parts of the stand.

# OBSAH

<b>Seznam zkratk a symbolů .....</b>	<b>1</b>
<b>1. Úvod .....</b>	<b>5</b>
<b>2. Cíle práce .....</b>	<b>5</b>
<b>3. Zkušební standy .....</b>	<b>5</b>
3.1. Uzavřený silový okruh .....	7
3.2. Otevřený silový okruh .....	7
3.3. Pohony zkušebních stavů [5] .....	8
3.3.1. Mechanicky zatěžované silové okruhy .....	8
3.3.2. Elektricky zatěžované silové okruhy .....	9
3.3.3. Hydraulicky zatěžované silové okruhy .....	11
3.4. Možnosti využití jednotlivých variant [5] .....	12
<b>4. Kuželová soukolí .....</b>	<b>12</b>
4.1. Kuželová kola s přímými zuby .....	13
4.2. Kuželová kola se zakřivenými zuby .....	14
4.3. Výroba kuželových ozubených kol .....	17
4.3.1. Frézování tvarovou frézou – dělicí způsob .....	17
4.3.2. Frézování nožovými hlavami .....	18
4.3.3. Obrázení podle šablony .....	18
4.3.4. Obrázení dvěma noži .....	19
4.3.5. Protahování kotoučovým protahovacím nástrojem .....	19
4.3.6. Metoda Gleason .....	20
4.3.7. Metoda Oerlikon .....	22
4.3.8. Metoda Klingelberg .....	23
<b>5. Měření krouticího momentu hřídele .....</b>	<b>24</b>
5.1. Způsoby měření momentu .....	25
5.2. Odporové měřiče [22] .....	25
5.3. Odporová tenzometrie .....	28
5.3.1. Kovové foliové tenzometry .....	29
5.3.2. Polovodičové tenzometry [26] .....	30
5.4. Porovnání tenzometrů [26] .....	31
<b>6. Návrh kuželové převodovky .....</b>	<b>32</b>
6.1. Výběr motorů .....	32
6.2. Návrh průměrů hřídelů .....	33
6.3. Návrh prvku pro přenos krouticího momentu .....	34
6.4. Axiální zajištění kuželového kola na vstupním hřídeli .....	36
6.5. Silové poměry na vstupní a výstupní hřídeli .....	38
6.5.1. Silové poměry v ozubení .....	39
6.6. Výpočet reakcí na vstupní a výstupní hřídeli .....	43
6.7. Návrh ložisek .....	47
6.8. Zkušební kuželová převodovka .....	51
6.9. Rám zkušebního standu .....	56

<b>7. Možnosti mazání převodovky .....</b>	<b>57</b>
7.1. Mazání broděním .....	58
7.2. Tlakové oběžné mazání .....	58
7.3. Mazání olejovou mlhou.....	59
7.4. Návrh mazání zkušební kuželové převodovky.....	59
<b>8. Návrh měřícího členu.....</b>	<b>62</b>
8.1. Tenzometry .....	62
8.2. Měřící člen.....	63
<b>9. MKP analýza.....</b>	<b>66</b>
<b>10. Experimentální měření.....</b>	<b>68</b>
<b>11. Závěr .....</b>	<b>74</b>
<b>Seznam použité literatury .....</b>	<b>75</b>
<b>Seznam obrázků .....</b>	<b>77</b>
<b>Seznam tabulek .....</b>	<b>79</b>
<b>Seznam příloh.....</b>	<b>80</b>

**SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ**

Označení	Jednotka	Popis
$a$	[mm]	Vzdálenost kola od ložiska
$A_{ax}$	[N]	Výsledná axiální síla v podpoře A
$A_{rad}$	[N]	Výsledná radiální síla v podpoře A
$b$	[mm]	Šířka pera
$B_{ax}$	[N]	Výsledná axiální síla v podpoře B
$B_{rad}$	[N]	Výsledná radiální síla v podpoře B
$C$	[kN]	Dynamická únosnost ložiska
$C_{ax}$	[N]	Výsledná axiální síla v podpoře C
$C_{rad}$	[N]	Výsledná radiální síla v podpoře D
$d$	[mm]	Vnitřní průměr ložiska
$D$	[mm]	Vnější průměr ložiska
$D_{ax}$	[N]	Výsledná axiální síla v podpoře D
$D_{rad}$	[N]	Výsledná radiální síla v podpoře D
$d_e$	[mm]	Vnější roztečný průměr
$d_3$	[mm]	Průměr jádra šroubu
$d_I$	[mm]	Průměr vstupní hřídele
$d_{m1}$	[mm]	Střední průměr pastorku
$d_{min}$	[mm]	Minimální průměr vstupní hřídele
$D_{II}$	[mm]	Průměr výstupní hřídele
$D_{min}$	[mm]	Minimální průměr výstupní hřídele
$d_{m2}$	[mm]	Střední průměr kola
$D_t$	[mm]	Vnější průměr trubky
$e$	[-]	Výpočtový součinitel ložisek
$E$	[Pa]	Modul pružnosti v tahu
$F_A$	[N]	Axiální síly
$F_{AA}$	[N]	Axiální síla působící v ložisku A
$F_{AB}$	[N]	Axiální síla působící v ložisku B
$F_{AC}$	[N]	Axiální síla působící v ložisku C
$F_{AD}$	[N]	Axiální síla působící v ložisku D
$F_R$	[N]	Radiální síly
$F_T$	[N]	Tečné síly
$F_{A12}$	[N]	Axiální síla na pastorku





$F_{A21}$	[N]	Axiální síla na kole
$F_{RA}$	[N]	Radiální síla působící v ložisku A
$F_{RB}$	[N]	Radiální síla působící v ložisku B
$F_{RC}$	[N]	Radiální síla působící v ložisku C
$F_{RD}$	[N]	Radiální síla působící v ložisku D
$F_{R12}$	[N]	Radiální síla na pastorku
$F_{R21}$	[N]	Radiální síla na kole
$F_{T12}$	[N]	Tečná síla na pastorku
$F_{T21}$	[N]	Tečná síla na kole
$G$	[Pa]	Modul pružnosti ve smyku
$h$	[mm]	Výška pera
$h_m$	[mm]	Výška oleje
$i_{12}$	[-]	Převodový poměr
$k$	[-]	Deformační citlivost tenzometru
$K_a$	[N]	Vnější axiální síla
$l$	[mm]	Celková délka pera
$l_{(ČSN)}$	[mm]	Celková délka pera dle ČSN
$l_a$	[mm]	Funkční délka pera
$l'_a$	[mm]	Výpočtová funkční délka pera
$L_h$	[h]	Hodinová životnost ložisek
$L_{vstup}$	[mm]	Rozteč ložisek na vstupní hřídeli
$L_{výstup}$	[mm]	Rozteč ložisek na výstupní hřídeli
$L - páky$	[mm]	Délka ramene zatěžovacího zařízení
$m$	[mm]	Modul
$m_l$	[-]	Koeficient pro kuželíková ložiska
$m_{nm}$	[mm]	Modul normálový střední
$m_{te}$	[mm]	Modul obvodový vnější
$M_k$	[N.m]	Krouticí moment motoru
$M_{kl}$	[N.m]	Krouticí moment vstupního motoru
$M_{kII}$	[N.m]	Krouticí moment na výstupní hřídeli
$n_I$	[ot.min <sup>-1</sup> ]	Otáčky vstupního motoru
$n_{II}$	[ot.min <sup>-1</sup> ]	Otáčky výstupu
$p$	[N.mm <sup>-2</sup> ]	Otlačení
$p_d$	[N.mm <sup>-2</sup> ]	Dovolený tlak
$P$	[N]	Ekvivalentní zatížení ložiska



$P_M$	[kW]	Výkon motoru
$R$	[ $\Omega$ ]	Odpor
$\Delta R$	[ $\Omega$ ]	Změna odporu
$R_{Ax}$	[N]	Reakce v podpoře A ve směru osy x
$R_{Ay}$	[N]	Reakce v podpoře A ve směru osy y
$R_{Bx}$	[N]	Reakce v podpoře B ve směru osy x
$R_{By}$	[N]	Reakce v podpoře B ve směru osy y
$R_{Bz}$	[N]	Reakce v podpoře B ve směru osy z
$R_{Cx}$	[N]	Reakce v podpoře C ve směru osy x
$R_{Cy}$	[N]	Reakce v podpoře C ve směru osy y
$R_{Dx}$	[N]	Reakce v podpoře D ve směru osy x
$R_{Dy}$	[N]	Reakce v podpoře D ve směru osy y
$R_{Dz}$	[N]	Reakce v podpoře D ve směru osy z
$R_e$	[N.mm <sup>-2</sup> ]	Mez kluzu
$S_p$	[mm <sup>2</sup> ]	Průřez mezikruží pojistné desky
$S_3$	[mm <sup>2</sup> ]	Průřez jádra šroubu
$t$	[mm]	Tloušťka stěny trubky
$T$	[mm]	Šířka ložiska
$U_A$	[V]	Výstupní napětí můstku
$U_B$	[V]	Napájecí napětí
$v$	[m/s]	Obvodová rychlost
$W_k$	[mm <sup>3</sup> ]	Modul průřezu v krutu
$x_{převod}$	[mm]	Vyložený konec hřídele pastorku
$Y$	[-]	Výpočtový součinitel ložiska
$z_1$	[-]	Počet zubů pastorku
$z_2$	[-]	Počet zubů kola
$\alpha$	[°]	Úhel záběru kol
$\alpha_{nm}$	[°]	Úhel profilu
$\alpha_t$	[°]	Úhel záběru v tečné rovině
$\beta_m$	[°]	Úhel sklonu na středním poloměru
$\delta_1$	[°]	Roztečný úhel pastorku
$\delta_2$	[°]	Roztečný úhel kola
$\varepsilon$	[ $\mu$ i]	Poměrná deformace
$\varepsilon_{ABAQUS}$	[ $\mu$ i]	Poměrná deformace vypočtená Abaqusem
$\varepsilon_T$	[ $\mu$ i]	Deformace tenzometru



$\varepsilon_{změř}$	$[\mu i]$	Poměrná deformace změřená tenzometrem
$\eta$	$[-]$	Účinnost kuželového soukolí
$\sigma_t$	$[N.mm^{-2}]$	Napětí v tahu
$\sigma_{dt}$	$[N.mm^{-2}]$	Dovolené napětí v tahu
$\tau$	$[N.mm^{-2}]$	Napětí ve smyku
$\tau_D$	$[N.mm^{-2}]$	Dovolené napětí ve smyku
$\tau_k$	$[N.mm^{-2}]$	Napětí v krutu
$\psi_L$	$[-]$	Poměrná šířka věnce

## 1. Úvod

Experimentální výkonová metrologie je jednou z metod vhodných pro výzkum a vývoj v oblasti strojírenských mechanických systémů. S využitím vhodných senzorů jsme schopni sledovat různé veličiny. Cílem měření je tedy stanovení konkrétní veličiny v konkrétním provozním režimu (často se jedná o více veličin), pomocí kterých můžeme zhodnotit aktuální stav systému a predikovat jeho životnost a funkčnost. Diplomová práce pojednává o návrhu experimentálního stanoviště pro testování kuželových ozubených kol různého materiálu, převodového poměru a modulu. Při takovém návrhu musí být proveden výpočet dle norem, je třeba znát geometrii převodové skříně a dalších navazujících prvků, jako jsou hřídele, ložiska, ozubená kola aj. Dále musí být proveden kompletní výpočet všech prvků (pevnostní kontroly, kontroly tuhosti hřídelí atd.) Pouze tímto rozbořem se ujistíme, že experiment nebude ovlivněn nežádoucími faktory. Nezbytnou součástí výkonové metrologie jsou metody simulace reálných provozních podmínek. U tohoto zařízení máme možnost vnášení nerovnoměrného záběru, různých zátěžných spekter a sledování různých způsobů mazání.

## 2. Cíle práce

Hlavním cílem této práce je navrhnout elektricky uzavřený zkušební okruh pro testování kuželových ozubených kol. Tato práce zahrnuje návrh zkušební kuželové převodovky a rámu, který tvoří základnu, pro jednotlivé prvky měřicího řetězce. Hlavním požadavkem na zkušební kuželovou převodovku je možnost výměny kol, vnášení různého záběru s možností sledování různých druhů mazání. Dalším z cílů této práce je navrhnout vlastní čidla pro měření krouticího momentu  $M_k$ . Poslední částí práce je provést experimentální měření, jehož výsledkem je kalibrace měřících členů s tenzometry, které budou následně využity k měření krouticího momentu na vstupu a výstupu z kuželové zkušební převodovky.

## 3. Zkušební standy

Zkušební zařízení („zkušební stand“) pro zkoušení měřených objektů je možné rozdělit do různých skupin. Tyto zařízení řadíme například podle způsobu zatěžování:

- S předpětím (uzavřený silový okruh).
- S přímým zatížením (otevřený silový okruh).
- S dynamickým zatížením (elektrohydraulické pulsátory).
- Se zatížením od setrvačných sil (setrvačnickové stavy).

Zkušební zařízení první až třetí skupiny patří mezi nejdůležitější. Zkušebny čtvrté skupiny jsou určeny pro různé druhy pomocných zkoušek jako např. určení kritické rychlosti otáčení kloubového hřídele, vyvažování spojek nebo funkce spojek (zapínání, oteplení, třecí obložení). [18]

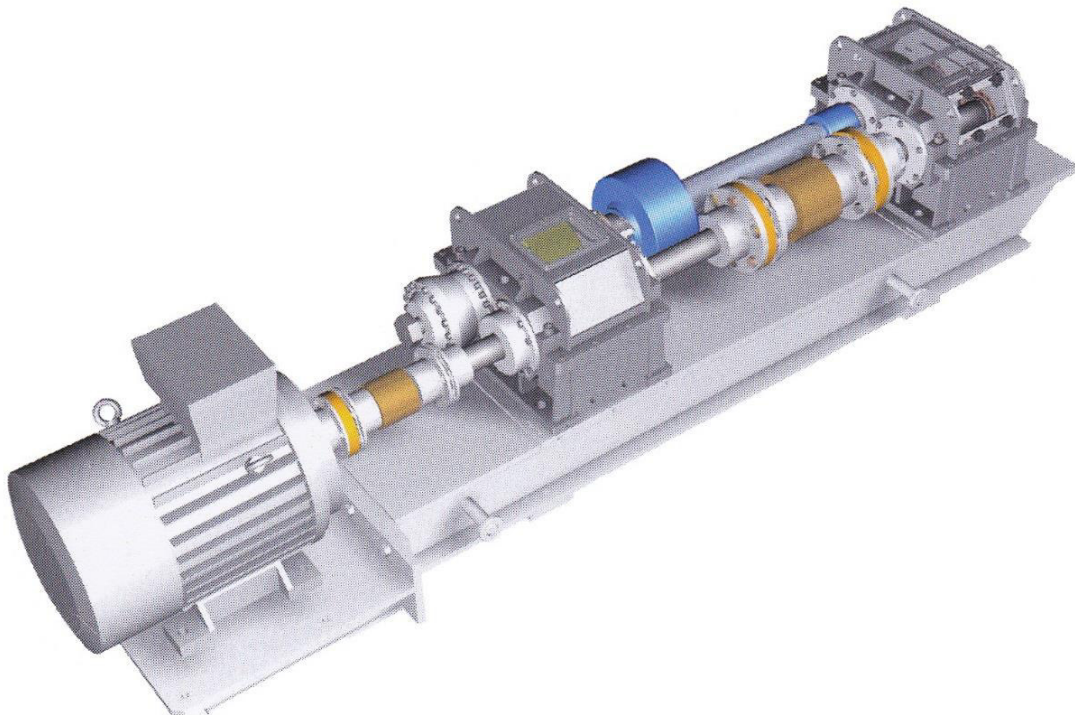
Hlavním požadavkem na tento typ metrologie je, aby zkoušené mechanismy byly zatíženy výkonem shodným s výkonem za provozu, ve kterém budou používány. Jako prvním a základním úkolem, pro získání správného experimentálního hodnocení zkoušeného objektu, je vhodný způsob simulace provozního zatížení. Možnosti řešení tohoto problému závisí na cílech experimentu a délce experimentu.

Pro simulaci provozního zatížení nejčastěji používáme dva typy okruhů:

- a) Uzavřené silové okruhy
- b) Otevřené silové okruhy

Zásadním rozdílem mezi těmito dvěma okruhy je, jakým způsobem pracujeme s energií, kterou do experimentu dodáváme. V otevřených zatěžovacích okruzích je všechna energie, která je potřebná na vyvození provozního zatížení, nenávratně ztracena. Je tedy nezbytnou nutností, do této zkušební soustavy, přivést stejný výkon, jaký bude použit v reálném provozu. Tento výkon, snížený o ztráty v systému, musí být na výstupu ze soustavy zmařen, obvykle v podobě tepla.

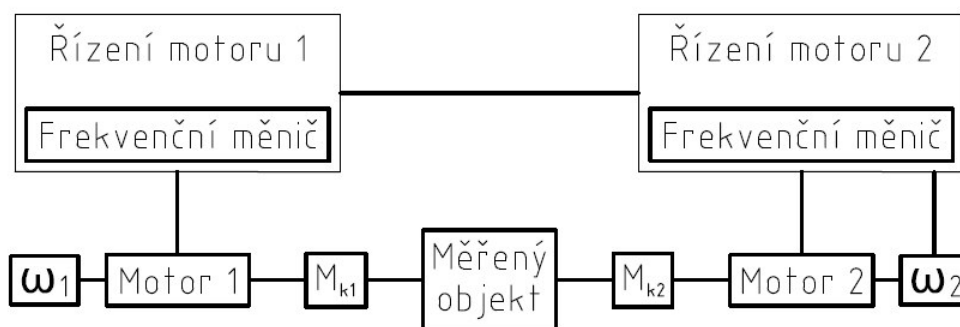
V uzavřených zatěžovacích okruzích tedy dodávám pouze energii, která je nutná na krytí ztrát daného experimentu. V takovém případě jsou tyto soustavy méně energeticky náročné, a proto jsou vhodné pro realizaci dlouhodobých zkoušek. Tento druh měření se používá například pro stanovení životnosti testovaného objektu nebo měření opotřebení převodovek. U uzavřených okruhů se dosahuje značných úspor elektrické energie, jelikož pracují na principu rekuperace energie. Hnací motor o výkonu  $P$  musí krýt pouze ztráty třením v silovém okruhu, které jsou řádově 15-20% zkušební výkonu. [18], [5]



*Obr. 1.: Zkušební stand. [5]*

### 3.1. Uzavřený silový okruh

Uzavřený zkušební stav využívá cirkulaci výkonu a bývá nejčastěji používán pro mechanismy s rotační kinematikou. Potřebného provozního zatížení se dosáhne natočením pružných částí stavu, které představují zpravidla hřídele (např. torzní hřídele) a jejich následnou fixací. Tím dojde k předepnutí na potřebný zatěžující, resp. vstupní moment do zkoušeného zařízení. Začneme-li s takto předepnutou soustavou otáčet, dochází k cirkulaci výkonu a tím k zatěžování. Tento výkon, který rotuje v uzavřené smyčce, bývá často nazýván také jako výkon „virtuální“. U těchto stavů je důležité, aby v okruhu byla zařazena dostatečně dlouhá torzní tyč, která je akumulátorem energie v okruhu, současně tlumí vibrace buzené mechanickými prvky v okruhu. U těchto zařízení můžeme využívat různých metod pro vyvození potřebného zkušebního předpětí, které jsou však závislé na potřebách metodiky zkoušek. Existují různé možnosti zkoušek. Jednou z nich je testování měřeného objektu na jedné nebo více hladinách zatížení. Další z možností jsou zkoušky s proměnlivou zátěží. Schéma uzavřeného okruhu je zobrazeno na Obr. 2. [5]



Obr. 2.: Blokové schéma elektricky uzavřeného okruhu.

### 3.2. Otevřený silový okruh

U otevřených zkušebních stavů je výkon hnacího motoru veden přes zkoušený prvek do zatěžovacího zařízení (výkonové brzdy), kde je měřen např. hydraulickou brzdou. Toto zkušební zařízení musí mít možnost dosáhnout plného zkušební výkonu vyšetřovaného prvku. Jinými slovy řečeno tedy musíme do soustavy přivádět stejný výkon, jako v reálném provozu. V otevřených zkušebních okruzích je veškerá energie vynaložená na simulaci provozního zatížení nenávratně mařena. Z tohoto důvodu mohou mít tyto stavy vysokou pořizovací cenu a provozní náklady. Otevřený stav je tedy vhodnější například pro měření vibrací a hlučnosti převodovek oproti uzavřenému stavu, kde je měření vibrací a hlučnosti téměř vyloučeno. Lze na něm také provozovat zkoušky životnosti ozubení. [18 str.19-24]



Obr. 3.: Základní schéma otevřeného zkušební okruhu. [5]

### **3.3. Pohony zkušebních stavů [5]**

Aby bylo možné věrně simulovat provozní podmínky, je zapotřebí obstarat pohon, který nahradí například spalovací motor vozidla (stroj, ve kterém jsou použity měřené části). Mezi nejčastěji používané prvky patří stejnosměrné elektrické motory, asynchronní elektrické motory nebo hydromotory. V současné době se ve zkušebnách nejčastěji používají asynchronní elektrické pohony, u kterých bylo do nedávna velmi obtížné řízení, a byl tak nahrazován pohony stejnosměrnými. Řízení stejnosměrných pohonů patří mezi jednodušší než řízení motorů asynchronních, avšak u stejnosměrných pohonů nemůžeme dosáhnout takových dynamických parametrů. Elektropohony se nejčastěji skládají z asynchronního elektrického motoru a příslušného frekvenčního měniče, který je napájen podle požadavků řízení. [5], [18]

Zařízení tedy můžeme dělit podle toho, jakým způsobem je dosahováno potřebného zatížení měřeného objektu. Podle tohoto kritéria můžeme řadit zkušební standy do tří okruhů:

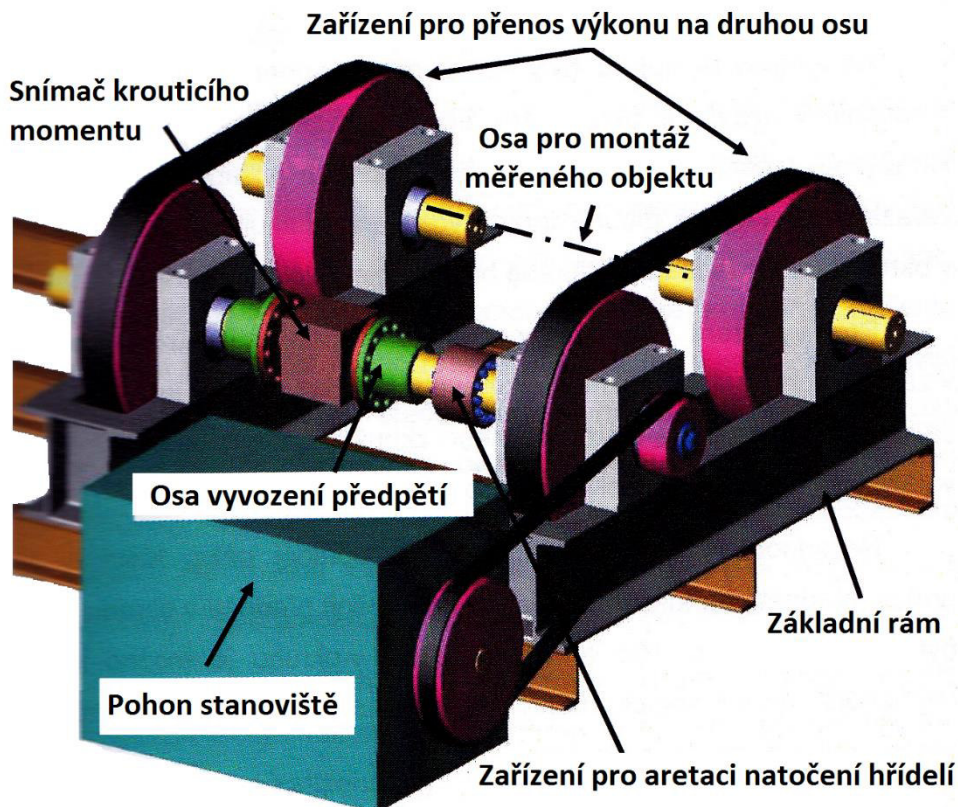
- a) Mechanické
- b) Elektrické
- c) Tekutinové

#### **3.3.1. Mechanicky zatěžované silové okruhy**

V mechanických zatěžovacích okruzích je provozní zatížení simulováno pomocí mechanických členů. Tyto okruhy můžeme dále rozlišovat na uzavřené nebo otevřené silové okruhy.

Mezi nejjednodušší způsob, jak vyvodit zkušební předpětí, u mechanicky zatěžovaného uzavřeného okruhu, patří vyvození pomocí páky, která je po aretaci předpětí demontována. Dalším způsobem, jak docílit požadovaného předpětí v silovém okruhu, je pomocí spojení dvou přírub, které se před začátkem zkoušky, při zastaveném zkušebním stavu, natočí proti sobě a v této pozici zajistí. Pro plynulou změnu předpětí v uzavřeném okruhu za provozu zkušebního stavu se používají mechanické nebo předepínací spojky. Pro možnost změny předpětí za chodu je možné využít planetového nebo diferenciálního převodu. Jak zde již bylo zmíněno, výhodou těchto okruhů je jejich nízká energetická náročnost, při dosažení značných zatěžovacích výkonů. Tato výhoda je zřetelnější tím, čím je celý mechanický okruh jednodušší. Zatěžovány mohou být ozubená kola, všechny druhy převodových mechanismů, spojky, ale i různé další prvky. Schéma principu mechanicky zatěžovaného okruhu viz Obr.4.

[cit. 5 str. 42-43] „V otevřených mechanických zatěžovacích okruzích je simulace provozního zatížení provedena nejčastěji jako zařízení zdvihající břemeno (pro přímočaré i rotační mechanismy), jako zařízení pohybuující definovanou hmotou (např. roztáčení a brždění setrvačnicku), nebo jako zařízení charakteru mechanické brzdy. Existují další možné způsoby, které však závisí na znalostech konstruktéra zkušebního zařízení a požadavcích zkoušky.“



Obr. 4.: Schéma mechanicky uzavřeného zatěžovacího okruhu. [5]

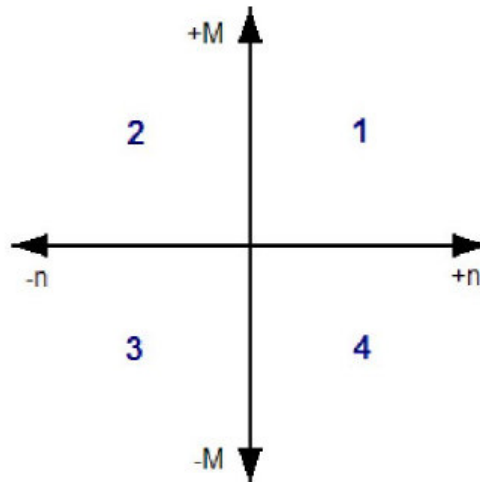
### 3.3.2. Elektricky zatěžované silové okruhy

Elektrické zatěžovací okruhy bývají založeny na různých principech. Jedním z nich je využití elektromotorů pracujících v generátorovém režimu. Základním principem tohoto okruhu je využití dvojice elektromotorů tak, že jeden motor pracuje v režimu pohonu (hnačí jednotka) a druhý v režimu brzdy (brzdná jednotka). Elektrická uzavřenost okruhu tedy spočívá v rekuperaci energie, vytvořené asynchronním elektromotorem, který pracuje v brzděném režimu jako generátor. Tento systém dvou motorů je možno realizovat různými způsoby, které závisí na požadované frekvenci otáčení měřeného objektu. Běžně jsou v elektrických okruzích používány asynchronní elektromotory, které jsou nejčastějšími elektromotory ve všeobecném strojírenství. Navíc jsou v současné době běžně k dispozici sofistikované řídicí systémy, které umožňují regulaci chodu na potřebné úrovni. [5]. Elektricky uzavřený silový okruh je zobrazen na Obr.6.

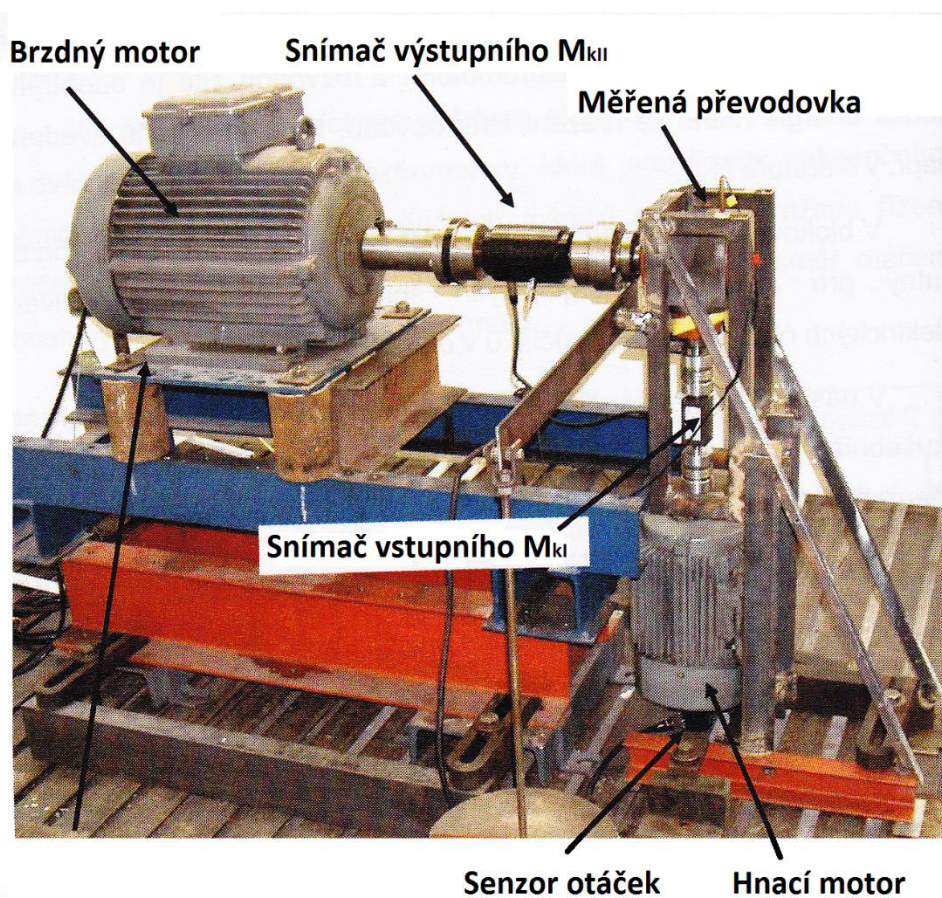
Elektropohon se tedy nejčastěji skládá z asynchronního elektrického motoru a příslušného frekvenčního měniče, který je napájen podle požadavků řízení. Asynchronní pohon pracuje ve čtyřech kvadrantech (viz Obr.5). V kvadrantech 1 a 4 se otáčí ve směru vpřed a v kvadrantech 2 a 3 vzad. V kvadrantech 3 a 4 se chová jako dynamometr (brzda) a v kvadrantech 1 a 2 jako motor.



Pro simulaci daného problému je nutné určit, který z kvadrantů budeme potřebovat k testování zkoušeného prvku. Dále zde musíme připomenout, že příkon elektromotoru bude dodáván z elektrické sítě, což může být při zkoušení u vysoce výkonných prvků větší problém. [5], [18]



Obr. 5.: Čtyřkvadrantové řízení zátěže. [18]



Obr. 6.: Elektricky uzavřený zatěžovací okruh. [5]

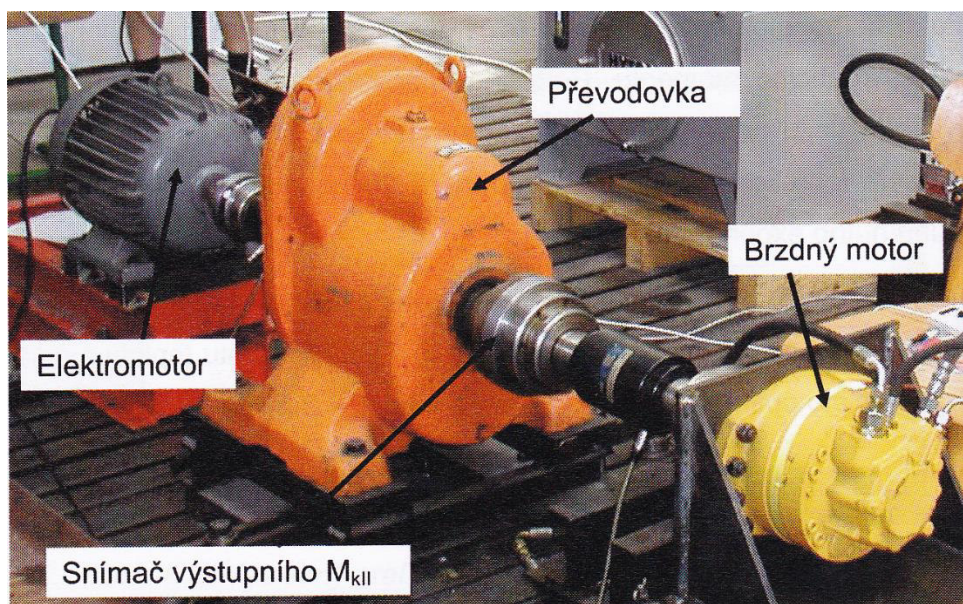
### 3.3.3. Hydraulicky zatěžované silové okruhy

Hydraulické zatěžovací okruhy využívají jako hlavní médium pro přenos energie kapalinu nebo plyn. V dnešní době je trh s těmito hydraulickými prvky velice rozšířený s dostatkem kvalitních prvků. Vyvození provozního zatížení hydraulickým obvodem je hodně používané především z toho důvodu, že můžeme snadno simulovat provozní zatížení jak přímočarého, tak i rotačního mechanismu pouhou záměnou příslušných hydromotorů.

Sestavení takového měřicího stanoviště je možné realizovat během krátkého časového intervalu, pokud máme k dispozici potřebné hydraulické prvky a zdroj energie. U takto sestavených stanovišť máme možnost jednoduchého ručního nastavení konstantní zátěže například pomocí škrtících ventilů. Toto je vhodné pro rychlá řešení měřících řetězců s požadavkem na simulaci konstantního zatížení. Nejčastěji toto nastavení využijeme u krátkodobých zkoušek. Nastavení automatické nebo konstantní zátěže se provádí hlavně pomocí proporcionálního ventilu. Takovýto způsob využíváme u zkoušek, kde je hlavním požadavkem precízní nastavení simulované zátěže.

Jednou z výhod hydraulických motorů je možnost využití velké nabídky pomaloběžných a rychloběžných rotačních hydromotorů. Pomaloběžné hydromotory jsou především používané pro svojí vysokou momentovou kapacitu, což umožňuje např. přímé připojení na hřídel reduktoru.

Mezi hlavní nevýhodu těchto okruhů patří jejich energetické ztráty. Je-li zatěžovaný mechanismus poháněn elektromotorem (např. elektropohon), musí být zatěžovací okruh otevřený. To znamená, že se energie při brzdění hydromotorem mění v teplo, které je odváděno médiem. V důsledku toho je nutno toto médium ochlazovat dalším energeticky náročným zařízením. Dalším z důsledků zvýšení teploty média je snížení viskozity, a tedy změna brzdného účinku ve škrtícím ventilu. Proto by byl pro dlouhodobé zkoušky energeticky výhodnější uzavřený okruh. Uzavřený hydraulický okruh viz Obr. 7.



Obr. 7.: Hydraulický zatěžovací okruh. [5]

### **3.4. Možnosti využití jednotlivých variant [5]**

Při volbě způsobu simulace provozního zatížení pro experiment je nutné se rozhodovat podle různých kritérií.

Konstruktér se musí rozhodnout, jak často chce zkoušku v budoucnosti provádět. Jestliže se zkoušky obdobného typu budou opakovat, je potřeba s tímto faktorem počítat, a také podle toho vybrat vhodné zkušební zařízení. Dále zde řešíme problém, jestli bude tato zkouška provedena pouze jednorázově na jednom produktu, nebo zda je navržena zkušebna pro celou řadu produktů. Při návrhu zjišťujeme, jaký druh výrobků zkoušíme. Zda jsou vyráběny sériově nebo zda jsou vyráběny ve více variantách. Tento fakt ovlivňuje například výběr senzorického vybavení nebo techniky pro řízení a regulaci procesů.

U zkušebního zařízení nás dále zajímá, jaký bude potřebný výkon zařízení a požadovaná doba zkoušek. Při prvotním návrhu je třeba rozhodnout, zda budeme potřebovat zkušební zařízení o výkonu desítek wattů nebo kilowattů a zda budou zkoušky probíhat desítky nebo tisíce hodin. Tento faktor nám určí energetické nároky na realizaci zkoušek. Obecně však platí, že uzavřené okruhy jsou vhodné tam, kde je předpoklad úspory energie vložené do zkoušek. Musíme zde dále přemýšlet o tom, s jakým druhem energie bude zkušební zařízení pracovat (mechanická, hydraulická, elektrická).

Jedním z dalších, ale důležitých požadavků, je ekonomická nákladnost realizace. Platí, že pořizovací náklady uzavřených okruhů jsou vždy vyšší než u okruhů otevřených. Naopak jejich provozní náklady jsou nižší. Provozní náklady obvykle tvoří spotřeba energie při zkouškách nebo možnost nepřetržitého průběhu zkoušek, kdežto pořizovací náklady může tvořit měřicí, řídicí nebo regulační technika aj.

## **4. Kuželová soukolí**

Kuželová ozubená kola jsou nedílnou součástí strojírenské výroby. Za svou existenci prošly řadou konstrukčních a technologických změn. Hlavní posun ve výrobě kuželových soukolí nastal s využitím nových a přesnějších výrobních technologií, strojů a nástrojů, které zvýšili kvalitu a produktivitu.

Kuželové soukolí řadíme mezi mechanické převody s tvarovým stykem. Základem kuželového soukolí jsou odvalovací kužely, které mají společný vrchol. Kuželová ozubená kola se používají pro přenos krouticího momentu z hnacího členu na člen hnaný tam, kde jsou osy hřídelů různoběžné nebo mimoběžné. Zároveň vytváří silovou a kinematickou vazbu mezi těmito hřídeli. Mechanismus s kuželovými koly bývá nejčastěji využíván v automobilovém průmyslu (diferenciály, převodovky), dále v obráběcích strojích nebo ve strojích zemědělské techniky. Způsob výroby je pro každý typ kuželového kola speciální ve smyslu odlišných tvarů tvořících křivek zubů (viz Obr.13). Výhodou kuželových soukolí je delší trvání záběru, tišší chod a větší životnost. Přenos výkonu je větší než u kol s přímými zuby. [20]

V porovnání s koly válcovými jsou však kuželová kola náročnější na výrobu a následnou montáž. U kuželového soukolí bývá pastorek nejčastěji uložen letmo, tím pádem zde dochází k nebezpečí vzniku větší deformace. Nepřesnosti, které vznikají během výroby, a tedy i již zmíněné větší deformace, mají neblahý vliv na záběrové poměry. U kuželových kol může docházet k neklidnému chodu a tím ke zvýšení hlučnosti, a naopak oproti tomu ke snížení životnosti soukolí. Pro vyšší rychlosti a zatížení se nejčastěji používají kola se šikmými a zakřivenými zuby. [14]

Převodový poměr kuželového soukolí má velikost 1 až 5 (v extrémech 8) to je nejmenší ze všech ozubených soukolí. Účinnost kuželového soukolí je srovnatelná s účinností čelního soukolí. Tato účinnost se pohybuje v rozmezí 96 až 99 %. [19]

#### 4.1. Kuželová kola s přímými zuby

Kola s přímými zuby (viz Obr.8) jsou základním a nejjednodušším typem kuželových kol. Umožňují přenášet krouticí moment mezi dvěma různoběžnými hřídeli. Pohyb kol se děje odvalováním po roztečných kuželích. U přímých zubů se všechny povrchové přímky sbíhají ve vrcholu základního kužele. Úhel mezi osami kuželových kol bývá z praxe většinou 60°, 90° a 120°. Oproti válcovým kolům je výroba a montáž složitější. Kuželová kola s přímými zuby mají sklon k rázovému chodu a vyšší hlučnosti. Používají se pro přenos menších výkonů a nižších obvodových rychlostí. Mají široké využití v konstrukci automobilových diferenciálů. [14], [20]



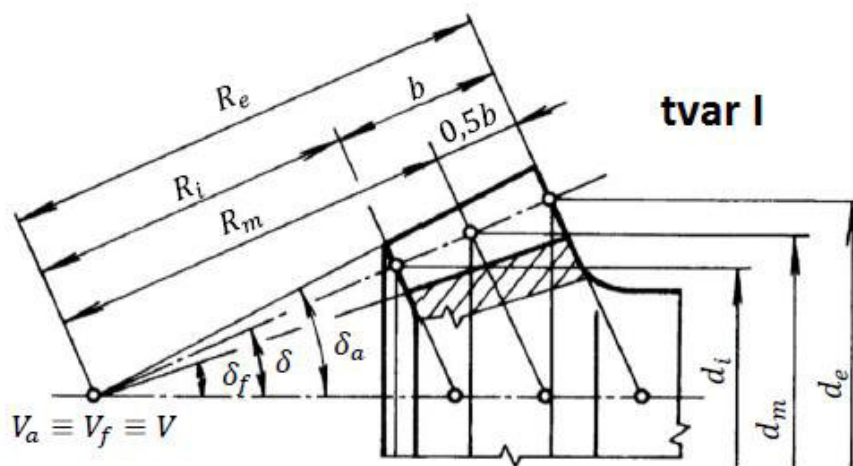
*Obr. 8.: Kuželové soukolí s přímými zuby. [12]*

## 4.2. Kuželová kola se zakřivenými zuby

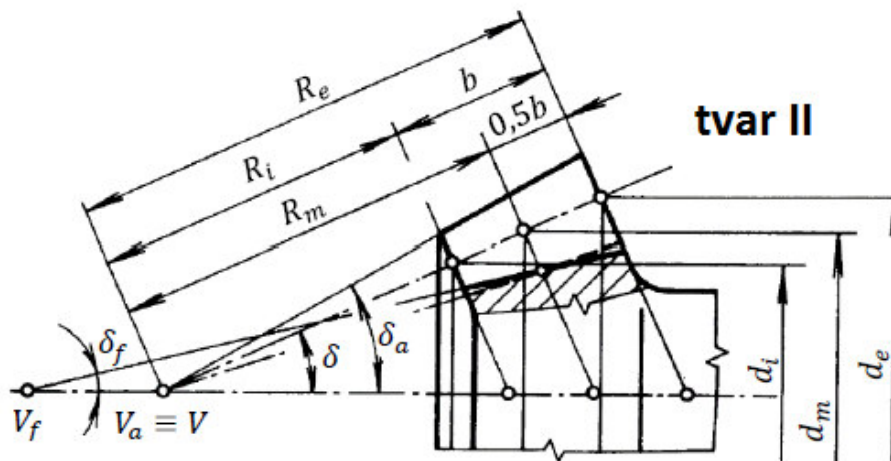
Kuželová kola se zakřivenými zuby (viz Obr.9) odstraňují nedostatky kuželových ozubených kol s přímými zuby, jejichž používání v provozu je omezeno. Používají se například u hnacích náprav automobilů, traktorů a kolejových vozidel. Dále v převodkách, obráběcích strojích a jeřábech. Mají proti kuželovým kolům s přímými zuby řadu výhodnějších vlastností, mezi které patří jejich tichý chod při přenosu velkých výkonů za vysokých otáček. Velké převodové poměry na jednom soukolí. Zvýšená pevnost zubů na ohyb a otláčení. Delší trvání záběru. Rovnoměrné opotřebení spolu zabírajících profilů. Malá váha soukolí a delší trvání záběru. Namáhání je oproti kuželovým kolům s přímými zuby menší, protože dochází na jednom konci k dotyku paty zubu a díky postupnému otáčení se záběr přenáší diagonálně (úhlopříčně) po boku zubu k hlavě druhého konce zubu. Mezi nevýhody tohoto soukolí patří například nutnost použití drahých strojů a nástrojů při výrobě ozubeného soukolí. [14], [20]



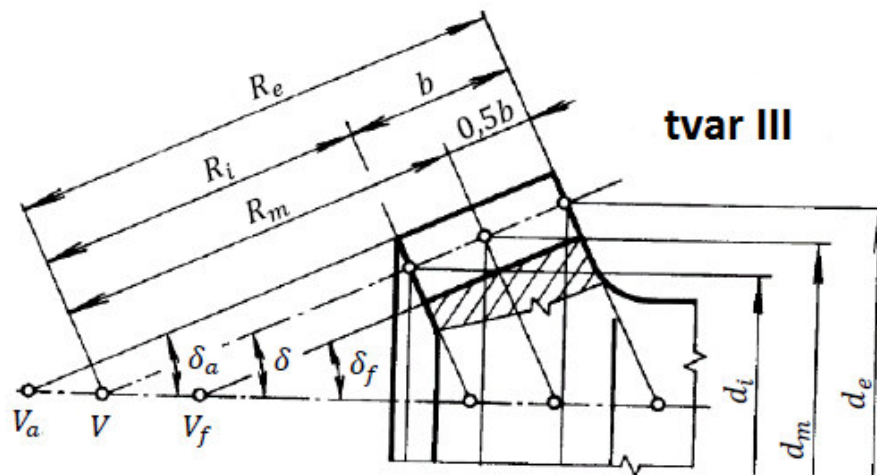
Obr. 9.: Kuželové soukolí se zakřivenými zuby. [12]



Obr. 10.: Věvec kuželového kola – tvar I. [34]



Obr. 11.: Věvec kuželového kola – tvar II. [34]

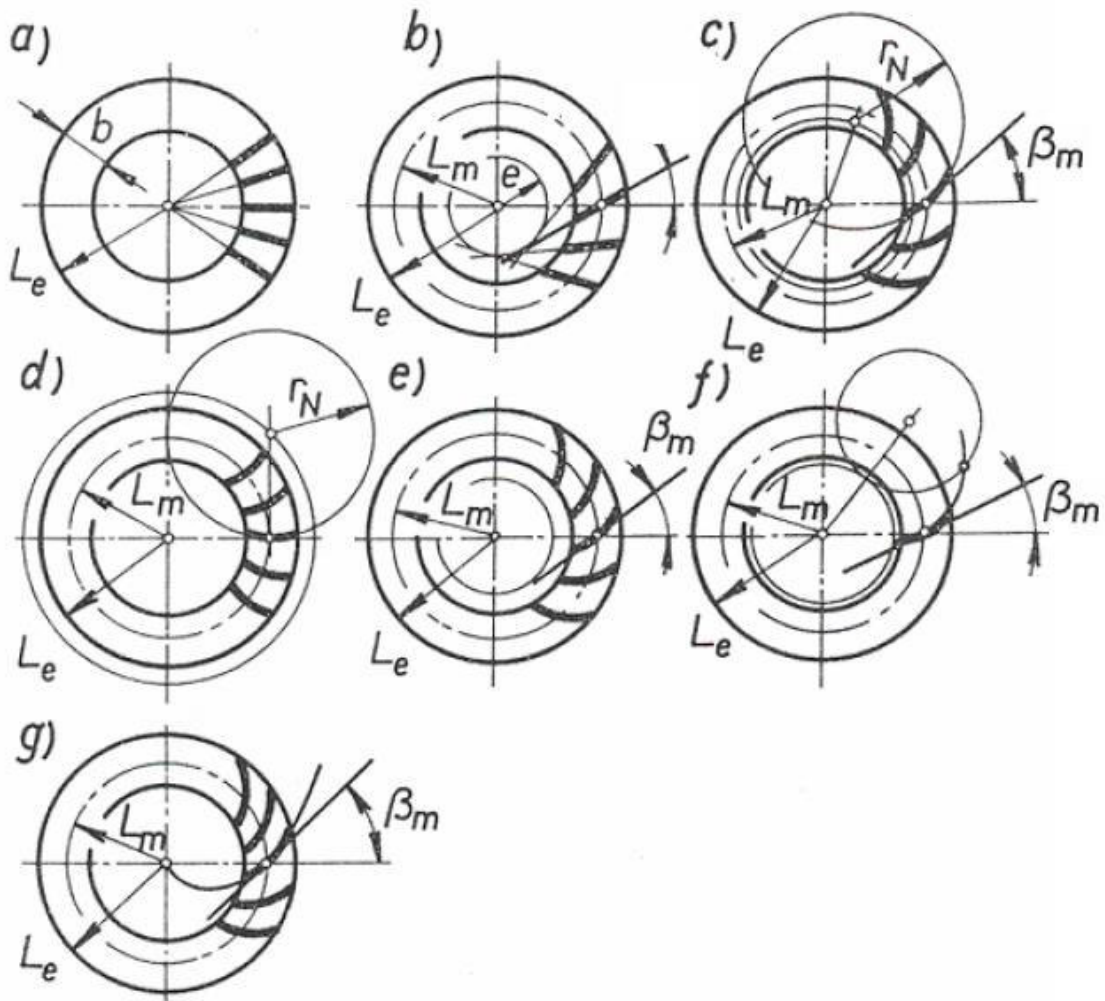


Obr. 12.: Věvec kuželového kola – tvar III. [34]

Věvec kuželových kol se zakřivenými zuby se navrhuje podle tvaru I, II nebo III, (viz Obr. 10, 11, 12). Tvar I má nominální hodnoty ozubení v čelním vnějším řezu, modul  $m_{te}$  se běžně normalizuje a úhel  $\alpha_t = 20^\circ$  nebo  $15^\circ$ , ale také  $14,5^\circ$  a  $17,5^\circ$ . U tvaru II a III vystupují nominální hodnoty zpravidla v řezu středním, normalizovaný je modul  $m_{nm}$  a úhel profilu  $\alpha_{nm}$ , tj. veličiny, které odpovídají parametrům výrobního nástroje. Moduly  $m_{nm}$  a  $m_{te}$  jsou vázány vztahem (1). [34]

$$m_{te} = \frac{m_{nm}}{(1 - 0,5\psi_L)\cos\beta_m} \quad (1)$$

Modul  $m_{te}$  je nutné znát pro výpočet výrobních a kontrolních rozměrů na vnější čelní ploše.



Obr. 13.: Rozdělení kol podle zakřivení zubů. [34]

### Rozdělení kol podle zakřivení zubů

Hlavní druhy ozubení jsou shrnuty na Obr. 13, kde jsou zakřivené zuby v roztečném řezu rovinného kola schematizovány jejich řídicími křivkami. Ke každému druhu ozubení se tradičně váže jméno firmy – výrobce obráběcích strojů, který jeho výrobu zavedl.

- Kola s šikmými zuby (Obr. 13 b)
- Kola s kruhovými zuby (Obr. 13 c) – (metoda Gleason)
- Kola s kruhovými zuby systém Zerol (Obr. 13 d)
- Kola s paloidními zuby (Obr. 13 e) – (metoda Klingelnberg)
- Kola s eloidními zuby (Obr. 13 f) – (metoda Oerlikon)
- Kola se spirálními zuby (Obr. 13 g)

### 4.3. Výroba kuželových ozubených kol

Pro obrábění ozubení přímých a šikmých ozubených kol se používá:

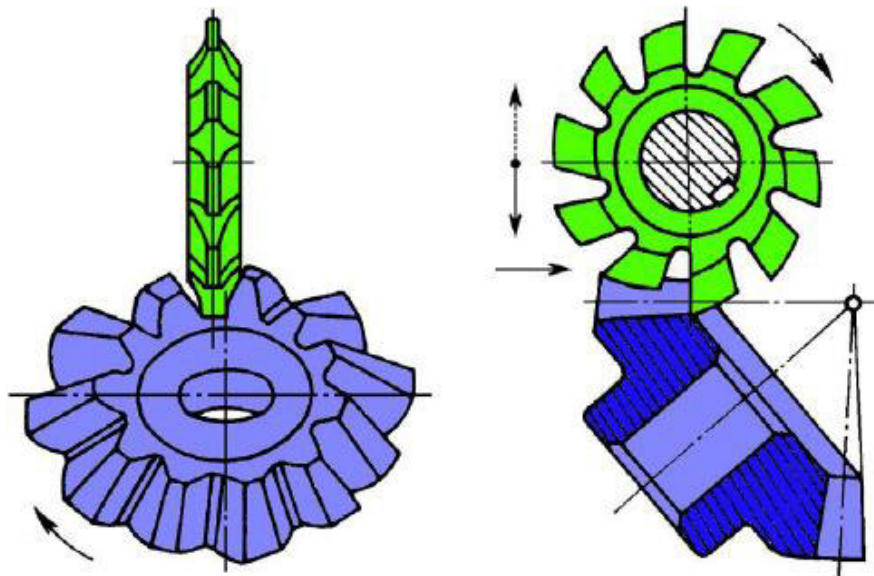
- Frézování tvarovou frézou.
- Frézování nožovými hlavami.
- Obrázení podle šablony.
- Obrázení dvěma noži.
- Protahování.

Pro obrábění ozubení zakřivených ozubených kol se používá:

- Způsob Gleason – kruhově zakřivené zuby.
- Způsob Oerlikon – zuby zakřivené podle prodloužené epicykloidy.
- Způsob Klingelnberg – zuby zakřivené podle prodloužené evolventy nebo epicykloidy.

#### 4.3.1. Frézování tvarovou frézou – dělicí způsob

Jedná se o metodu, při níž se frézuje každá zubová mezera zvlášť. Pro zlepšení přesnosti ozubení se nejprve hrubuje střed zubové mezery. Následně jsou vyfrézovány na čisto obě strany zubových mezer (každá zvlášť). Po vyrobení první zubové mezery se nástroj otočí o jednu rozteč a celý cyklus se musí opakovat. Tento způsob výroby je vhodný tam, kde nejsou kladeny vysoké nároky na přesnost. [14]. Obrábění tímto způsobem je znázorněno na Obr.14.

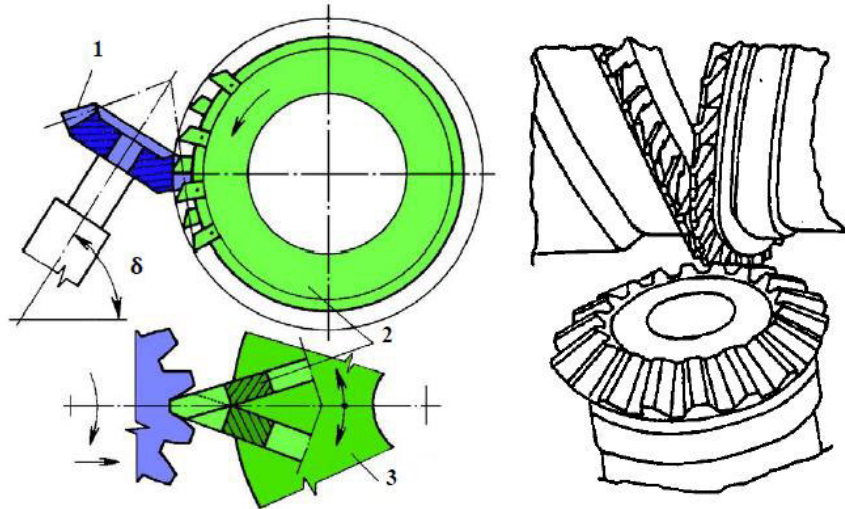


Obr. 14.: Frézování kuželových kol s přímým ozubením. [15]



### 4.3.2. Frézování nožovými hlavami

Tato metoda se využívá na výrobu kuželových kol s přímými a šikmými zuby. Nástroji jsou dvě kotoučové nožové hlavy se vsazenými břity, které se vzájemně překrývají v zubové mezeře. Ozubení se vyrábí dělicím způsobem. Zubová mezera je vyrobena zapichováním a odvalováním frézovacích hlav. Tato metoda se používá k výrobě kuželových kol menších a středních rozměrů. [14]. Frézování nožovými hlavami je zobrazeno na Obr.15.

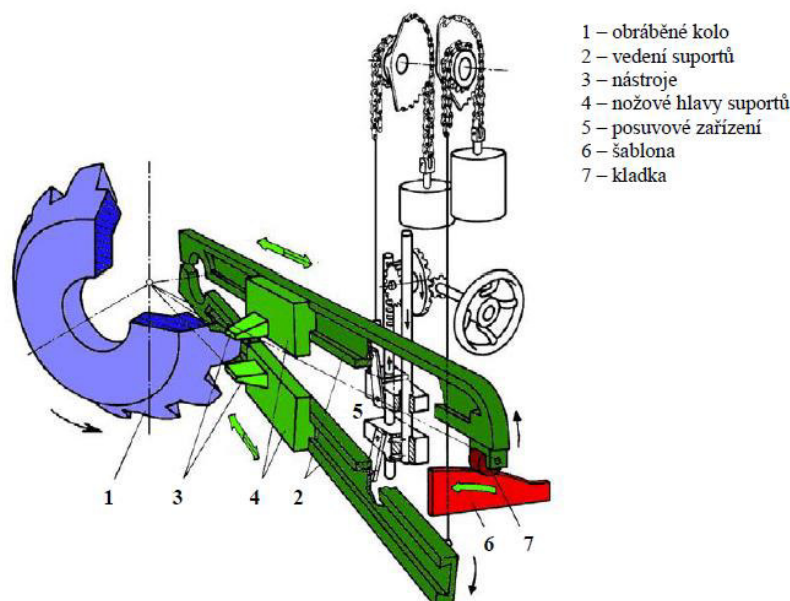


1 – obráběné kolo, 2 – kotoučové frézy, 3 – kolébka.

Obr. 15.: Frézování kuželových kol nožovými hlavami. [15]

### 4.3.3. Obrázení podle šablony

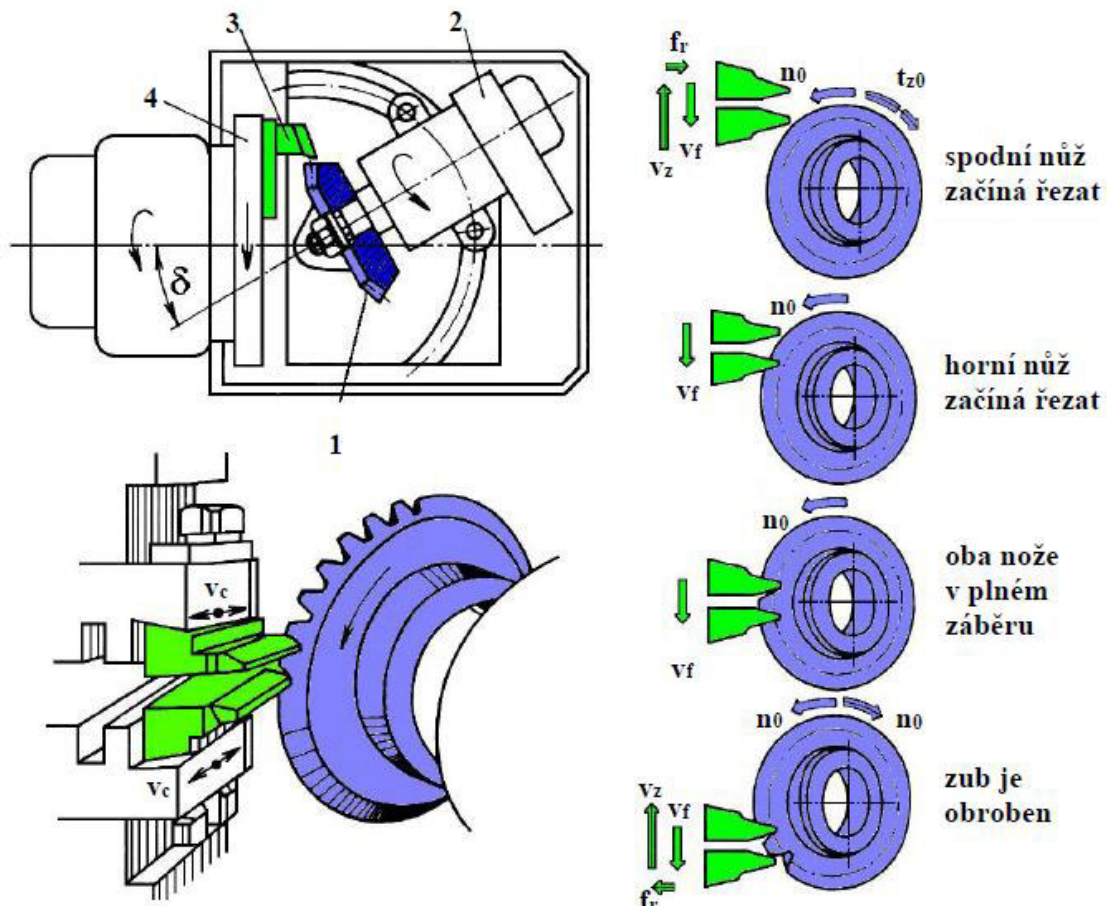
Obrázením kuželového ozubení podle šablony (viz Obr.16) se vyrábějí přesnější kola s většími moduly. Kola bývají předhrubována frézováním dělicím způsobem (viz Kap. .4.3.1). Obrázení probíhá dvěma noži, upevněnými v nožových hlavách suportů. Tyto nožové hlavy se pohybují ve vedeních suportů a konají přímočarý vratný pohyb. Obrábění probíhá pouze špičkami nástrojů, proto se dosahuje nízké jakosti povrchu. [14], [15]



Obr. 16.: Obrázení ozubených kuželových kol podle šablony. [15]

#### 4.3.4. Obrázení dvěma noži

Touto metodou se vyrábějí kuželová kola s přímými nebo šikmými zuby. Technologie obrázení dvěma noži patří mezi nejrozšířenější způsob výroby přímých a šikmých zubů. Nástrojem jsou dva obrážecí nože, které mají tvar lichoběžníkového profilu. Oba boky jednoho zubu jsou obrázeny současně dvěma přímočaře se pohybujícími noži. [14]. Tato výroba je znázorněna na Obr.17.

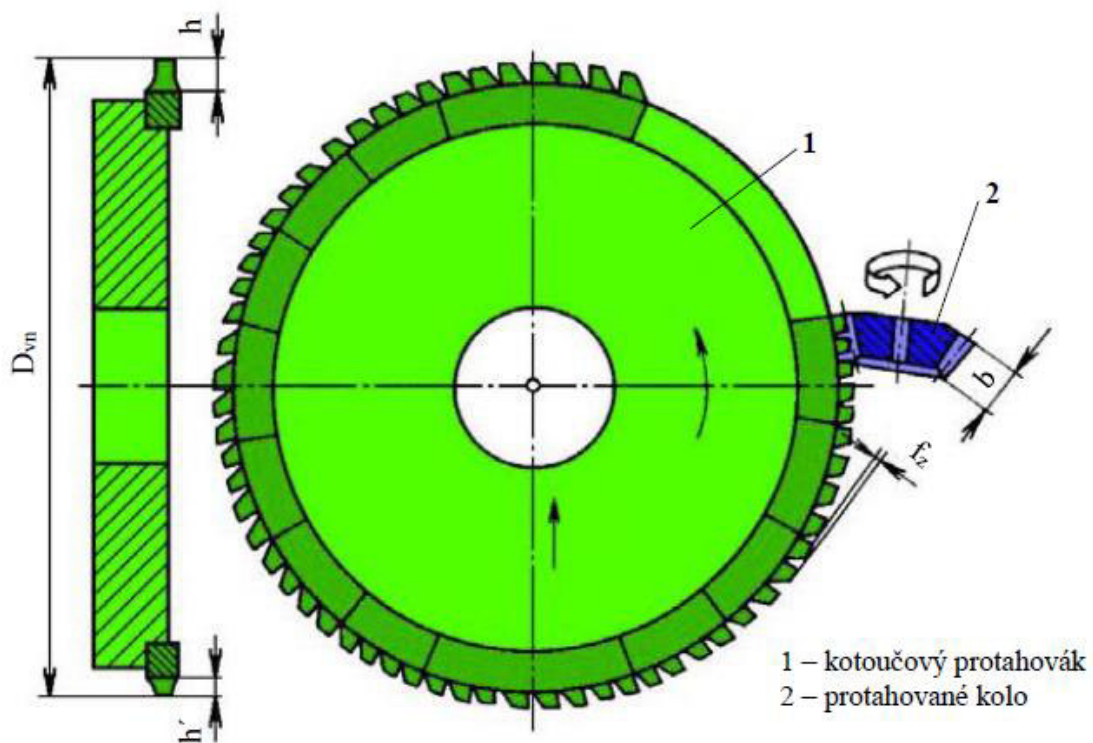


1 – obráběné kolo, 2 – vřeteník obrobku s dělicím zařízením, 3 – obrážecí nože, 4 – nožová otočná hlava,  $n_0$  – rotace obráběného kola,  $v_c$  – řezný pohyb nožů,  $v_f$  – posuvový pohyb nožů,  $v_z$  – zpětný pohyb nožů,  $f_r$  – posun,  $t_{z0}$  – rotace obráběného kola o jednu rozteč.

Obr. 17.: Obrázení ozubených kuželových kol dvěma noži. [15]

#### 4.3.5. Protahování kotoučovým protahovacím nástrojem

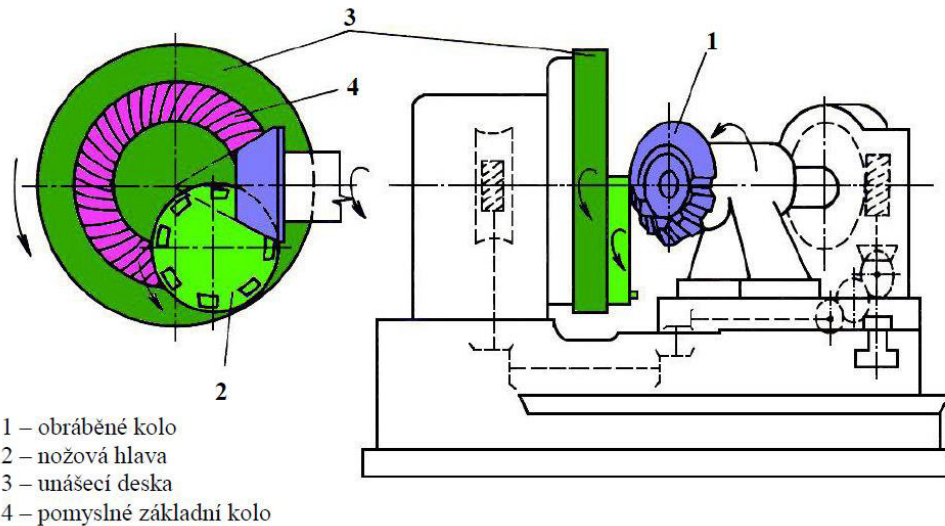
Jedná se o nejproduktivnější metodu výroby kuželových kol s přímými zuby. Výroba jedné zubové mezery trvá pouze několik sekund. Nástrojem je kotoučový protahovací věnec o průměru 450 až 600 mm. Po obvodu tělesa protahováku jsou upnuty segmenty se zuby. Každý segment má jiný tvar zubu. Velikost a tvar zubu se mění s polohou segmentu na obvodu tělesa protahováku. [14]. Výroba ozubení protahováním je znázorněna na Obr.18.



Obr. 18.: Protahování kuželových kol. [15]

#### 4.3.6. Metoda Gleason

Metodou Gleason se vyrábí kuželová ozubená kola, jejichž tvar boční křivky zubu je kruhový oblouk. Tato metoda byla vynalezena v USA v roce 1913. Kruhové zakřivení má úhel sklonu zubů nejčastěji  $35^\circ$ . Jde o odvalovací frézování dělicím způsobem. Obloukový tvar ozubení se vytváří břity nožů. Nože mají lichoběžníkový tvar a úhel, který svírá ostří vnitřního a vnějšího nože, je dvojnásobkem úhlu záběru  $\alpha$  vyráběného kola. Nejčastěji  $14,5^\circ$ ,  $17,5^\circ$  nebo  $20^\circ$ . V nožové hlavě jsou nože upnuty po obvodu střídavě s vnitřním a vnějším ostřím. Osová vzdálenost obráběných kol určuje rozměr nožové hlavy. Nože s vnějším ostřím vytvářejí prostorově dutý bok zubu, nože s vnitřním ostřím vytvářejí prostorově vypouklý bok zubu. Princip vyplývá ze záběru základního kola s obráběným kolem. Unášecí deska s čelní nožovou hlavou nahrazuje kolo základní. Nožová hlava se otáčí řeznou rychlostí a není vázána na ostatní pohyby. Kombinací otáčivého pohybu obrobku a natáčením unášecí desky s nožovou hlavou vzniká odvalovací pohyb. K dosažení správného odvalovacího pohybu je zapotřebí, aby vrchol roztečného kužele obráběného kola byl totožný, jako střed myšleného základního kola. Frézování způsobem Gleason je znázorněno na Obr. 19. [6], [7], [13]



Obr. 19.: Frézování kuželových kol se zakřivenými zuby (Gleason). [11]

Nejprve se obrobek radiálně přisune na hloubku zubové mezery, kde se odvalovacím způsobem frézuje jedna zubová mezera. Po vyfrézování této zubové mezery se obrobek odsune do původní polohy a pootočí o jednu úhlovou rozteč. Tímto opakovaným odvalovacím a dělicím pohybem se postupně obrobí všechny boky zubů. Jedná se o přerušovaný způsob výroby, čímž se liší od ostatních (paloidních a eloidních kol), kde se všechny zuby vyrábějí nepřetržitě. Způsobem Gleason se vyrábějí velmi přesná kuželová kola, která se často dokončují broušením nebo lapováním. Použití stroje Gleason je nejčastěji pro kusovou i hromadnou výrobu. Tyto kola se například používají u obráběcích strojů. [6], [7], [13]

Frézovací hlavy (viz Obr. 20 a Obr.21) se dělí na celistvé, segmentové a se vsazenými noži. Celistvé hlavy jsou nejmenší frézovací hlavy. Jsou vyrobeny z jednoho kusu materiálu a jsou používány pro obrábění malých kuželových kol. Segmentové hlavy jsou složeny ze skupin, které mají dva, tři nebo čtyři nože přišroubované k hlavě. Hlavy se vsazenými noži mají po obvodu zářezy, do nichž se připevňují jednotlivé nože. Tyto frézovací hlavy jsou velice výhodné, jelikož do jedné hlavy můžeme upnout více druhů nožů. Máme velký počet frézovacích nožů (zvýšení produktivity, zmírnění opotřebení). Frézovací nože bývají často levné. [7]



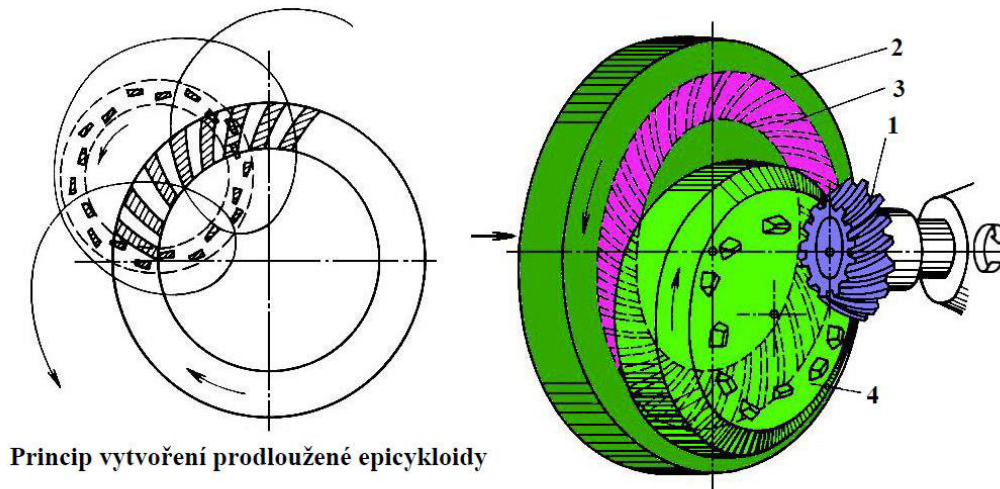
Obr. 20.: Celistvá frézovací hlava. [8]



Obr. 21.: Frézovací hlava se vsazenými noži. [9]

#### 4.3.7. Metoda Oerlikon

Tato metoda je původem ze Švýcarska a patří mezi jednu z nejpoužívanějších metod na výrobu kuželových kol se zakřivenými zuby u nás. Vyráběná kuželová ozubená kola mají eloidní zakřivení zubů. Zuby jsou zakřiveny pod úhlem  $30^\circ$  a  $45^\circ$ . Jedná se o odvalovací frézování s plynulým odvałem. Nástrojem je čelní nožová hlava s upnutými noži. Ozubení vzniká kombinací tří vzájemných pohybů, a to rotačním pohybem nožové hlavy, natáčením unášecí desky a rotačním pohybem obrobku. U této metody není potřeba dělicí zařízení, protože rotační pohyb obrobku je zároveň pohybem dělicím. Frézování způsobem Oerlikon je znázorněno na Obr.22. [6],[11],[13]



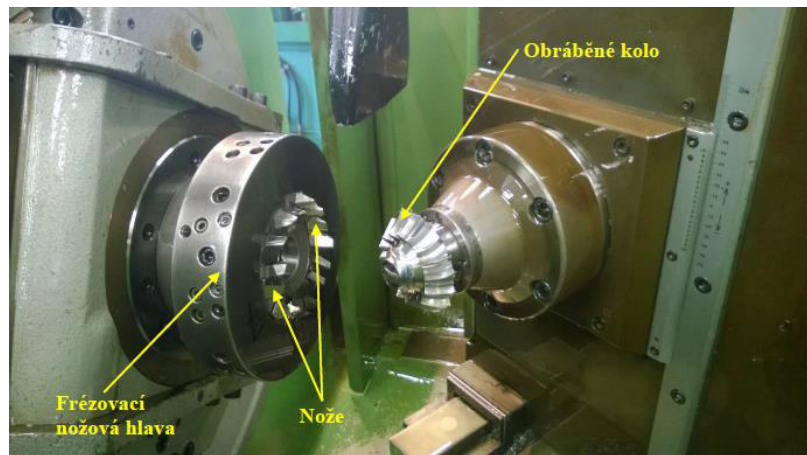
Princip vytvoření prodloužené epicykloidy

1 – obráběné kolo, 2 – unášecí deska, 3 – pomyslné základní kolo, 4 – nožová hlava.

Obr. 22.: Schéma frézování kuželových kol metodou Oerlikon. [14]

V unášecí desce je upnuta nožová hlava, na které jsou upnuty nože ve třech skupinách. Nožové hlavy mají velmi podobnou konstrukci, jako nožové hlavy Gleason. První skupina nožů je určena k obrábění střední části zubové mezery, další dvě zbývající skupiny obrábí boky zubů. Jednotlivé břity nožů jsou uspořádány v nožové hlavě tak, že tvoří části samostatných spirál. [6], [11], [13]

Z důvodu velkých seřizovacích časů (až 8 hodin) je způsob Oerlikon vhodný pouze pro sériovou výrobu. Tato metoda vyrábí ozubení s nejhoršími vlastnostmi v porovnání s metodami Gleason a Klingelberg, proto se tato kola používají do strojů, které pracují se sníženými nároky (např. zemědělské stroje). Pro výrobu soukolí je potřeba dvou strojů – jednoho na výrobu pastorku, druhého na výrobu kola, protože kola jsou k sobě párována. Pokud dojde k poškození jedno z kol (nejčastěji pastorku), musí se vyměnit i kolo druhé. Důvodem, proč je tato metoda u nás nejvíce rozšířená, je její vysoká produktivita. Výroba jednoho kola zabere pouze několik minut. [14], [15]

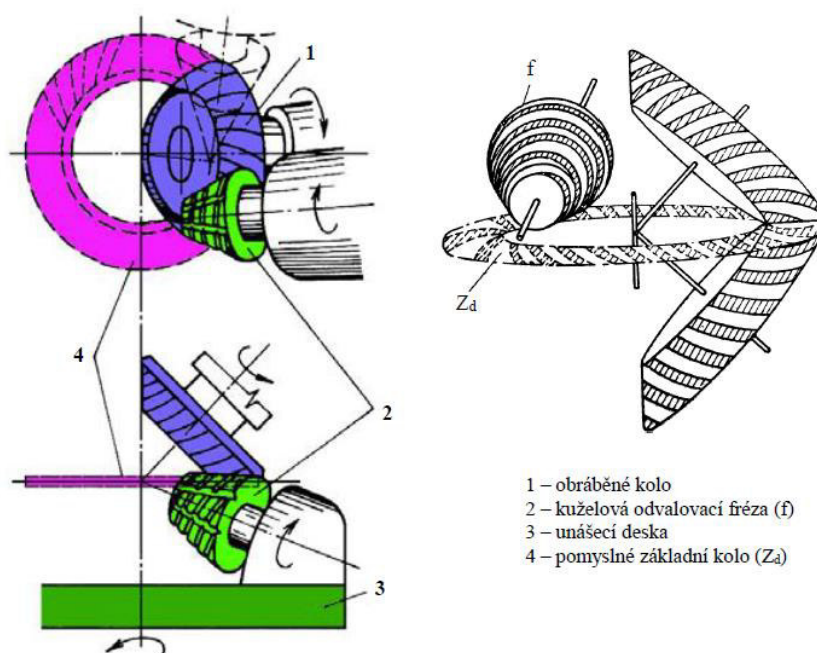


Obr. 23.: Obrábění kuželového ozubeného kola se zakřivenými zuby. [15]

#### 4.3.8. Metoda Klingelberg

Metoda Klingelberg vznikla v Německu, používá se od roku 1921. Touto metodou se vyrábí kuželová ozubená kola paloidní nebo cyklopaloidní. Úhel sklonu zubů se volí v rozsahu  $30^\circ$  až  $45^\circ$ . Úhel profilu zubu je  $20^\circ$  nebo  $17,5^\circ$ . Jde o odvalovací frézování s plynulým odvaalem. Kuželová kola s paloidním zakřivením zubů se vyrábí jinou technologií než kuželová kola s cyklopaloidními zuby. Frézování způsobem Klingelberg je znázorněno na Obr. 24.[13], [14], [15]

Při výrobě paloidních zubů se používá kuželová odvalovací fréza (viz Obr.25). Ozubení je tvořeno kombinací tří pohybů (podobně jako u metody Oerlikon): rotačního pohybu frézy, otáčení obrobku a odvalovacího pohybu frézy na unášecí desce. Přípravné časy se pohybují v řádech několika minut, v závislosti na velikosti rozměrů ozubení. [11], [14], [15]



Obr. 24.: Frézování paloidních kuželových kol (Klingelberg). [16]



Obr. 25.: Kuželová fréza samostatně a upevněná ve stroji. [15]

Cyklopaloidní kuželová ozubená kola se frézují podobným způsobem jako u metody Oerlikon. Rozdíl je pouze v konstrukci nožové hlavy, která je dvoudílná. Všechny vnější nože jsou v jedné části frézy a vnitřní nože v části druhé. Oba díly nožové hlavy lze vůči sobě vzájemně nastavovat a důsledkem toho nože vytváří křivky, které mají různé poloměry křivosti, a tak vznikne požadované zakřivení s podélnou modifikací tvaru zubu.

Tato metoda je vhodná pro malosériovou nebo kusovou výrobu. Vzniklé ozubení má velmi dobré vlastnosti a vysoké přesnosti. [13], [14], [15]

## 5. Měření krouticího momentu hřídele

Snímače pro měření krouticích momentů jsou využívány v mnoha odvětvích průmyslu a výzkumu. Například pro trvalý monitoring výrobních procesů, pohonů, manipulátorů, testovacích stavů, ověřování pracovních nástrojů, vývoj a ověřování točivých strojů atd. Můžeme používat snímače pro měření na otáčející se sestavě, tak i pro aplikace pevné. Snímače spadající do první skupiny užívají pro přenos z rotující části kroužkové sběrače nebo bezkontaktní telemetrii. [21]

Podle typu snímacího ústrojí můžeme měřiče momentu síly rozdělit na:

- a) Mechanické
- b) Optické
- c) Elektrické

Jako měřicího deformačního členu snímače se využívá:

- a) Deformace hřídele.
  - Měření poměrného prodloužení na povrchu hřídele.
  - Měření výchylky.
- b) Změny magnetických vlastností hřídele.

Podle použitého hřídele lze snímače rozdělit na:

- a) Snímače obsahující měřící hřídel – snímače se vkládají k měřenému objektu
- b) Snímače s cizím hřídelem – neobsahují měřící hřídel a připojují se k hřídeli měřeného stroje. Je to řešení jednodušší, ale s nižší přesností měření oproti bodu a).

### 5.1. Způsoby měření momentu

Měřiče momentu síly můžeme z fyzikálního hlediska rozdělit do následujících skupin:

- a) Měřiče pro nepřímé měření momentu síly.
- b) Odporový snímač.
- c) Indukčností snímač.
- d) Kapacitní snímač.
- e) Fotoelektrický snímač.
- f) Magnetoelastický snímač.
- g) Snímač s využitím Wiedemannova jevu.

### 5.2. Odporové měřiče [22]

Tyto měřiče bývají nejvíce rozšířené. Deformaci měřicího členu (hřídele) můžeme měřit dvěma způsoby:

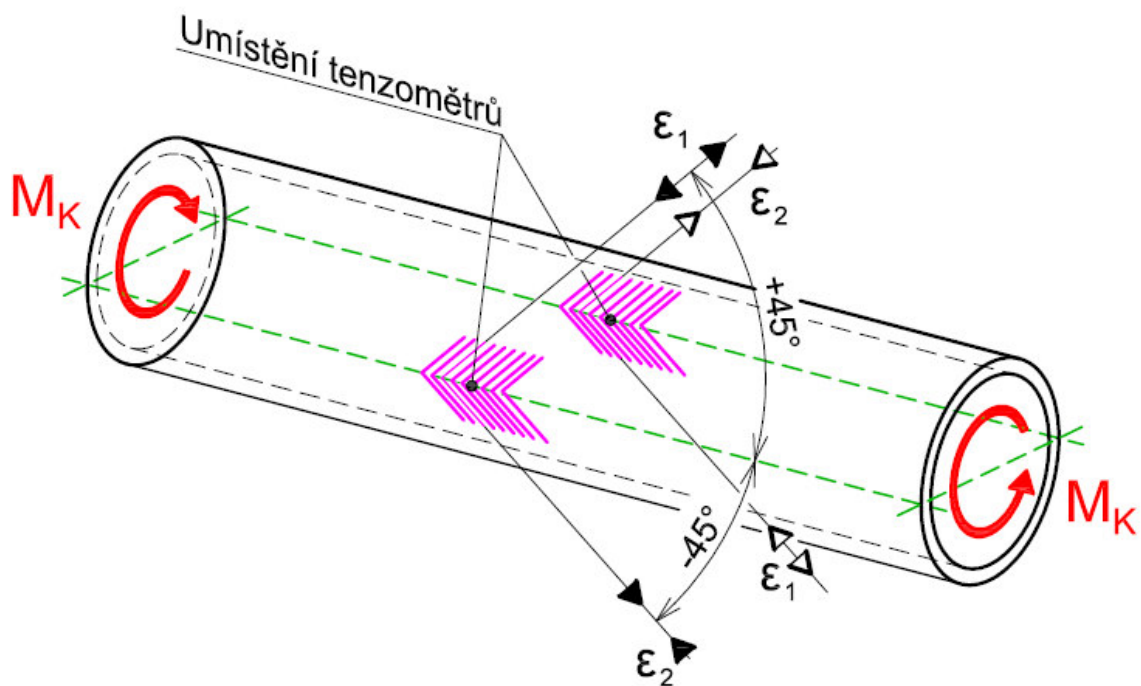
#### Odporovým potenciometrem

Pracuje na principu snímání úhlové výchylky. Tento způsob vyžaduje velké deformace měřicího členu. Jedná se o málo využívaný typ snímače. Používá se jako převodník k mechanickým snímačům momentu síly. Potom vytváří výstupní elektrický signál.

#### Odporovým tenzometrem

Pracuje jako snímač smykového napětí. Použití tenzometrů je velmi časté a je vhodné pro dynamická měření. Jako deformačního prvku se užívá většinou hřídele. Na jejímž povrchu jsou ve směru maximálních smykových napětí, tj. pod úhlem 45° vzhledem k ose hřídele (viz Obr.26) nalepeny odporové tenzometry, které vytvářejí celý můstek. Je nutno vyloučit vliv ohybových a tahových napětí. Na Obr. 27. je zobrazeno čidlo společnosti HBP na měření krouticího momentu.





Obr. 26.: Schéma umístění tenzometrů.

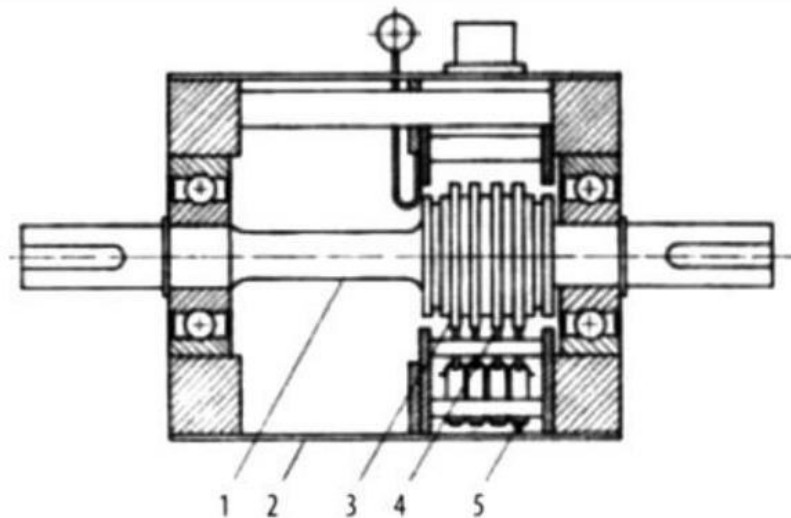


Obr. 27.: Snímač firmy HBP. [22]

Rozsah měřených hodnot je 10 N.m až 100 kN.m, dosahují přesnosti až 0,1%. Výstupní napětí je 1 až 2 mV na 1 volt napájecího napětí. Teplotní rozsah snímače je 0 až 70°C. Nejvyšší otáčky 7 000 až 15 000 min<sup>-1</sup>. Při dynamických měřeních je nezbytné napájení můstku stejnosměrným napětím nebo střídavým napětím o vyšším kmitočtu. [21]

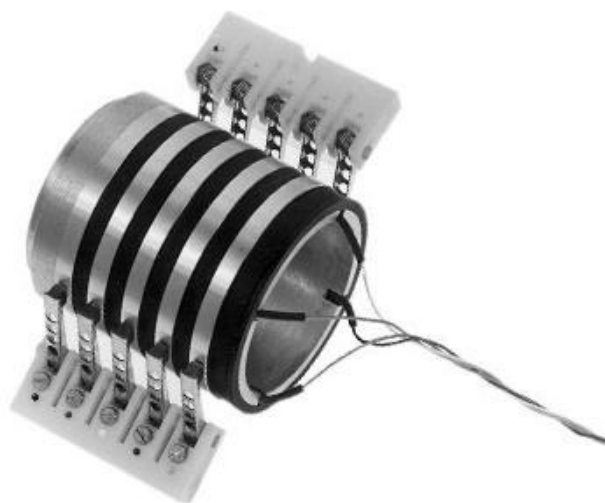
### Krouticí moment – měřící přenos přes kroužky

Na Obr.28 je zobrazen princip snímače momentu síly s odporovými tenzometry. Na měřící části hřídele (1) jsou do můstku nalepeny odporové tenzometry. Signál z měřících a napájecích bodů měřícího můstku je veden přes sběrací kroužky (3) a sběrače (4) na svorkovnici (5) na statorové části. Celý snímač je u kupovaných měřidel uzavřen krytem (2) aby nedocházelo k opotřebení sběračů (viz Obr.29.). [22]



Obr. 28.: Princip snímače momentu síly s odporovými tenzometry. [22]

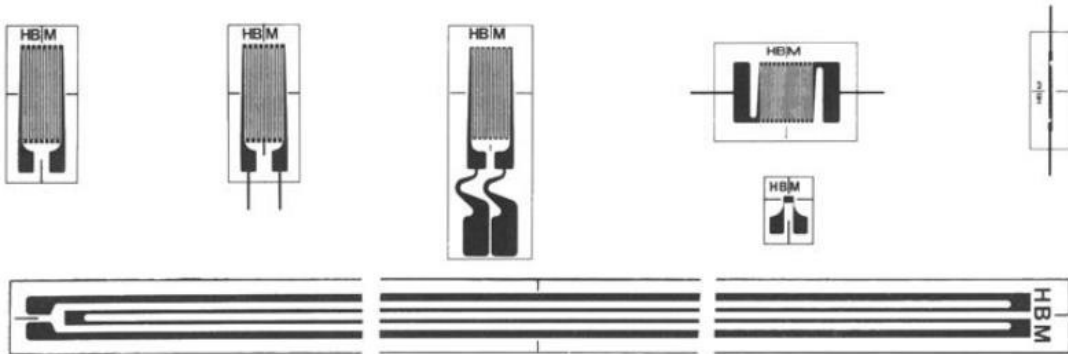
Při laboratorním měření a zapojení je nutné námi vytvořený snímač momentu zkalibrovat. V případě, že měřené hodnoty napětí „poskakují“, je nutné přimáčkout kartáče rukou ke kroužkům. To je jedna z nevýhod snímače s kroužky a kartáči. Vzhledem k velmi malému napětí je vyžadován velmi dobrý kontakt. [24]. Kroužkové sběrače použité v momentovém čidle uvedeném na Obr.27 jsou zobrazeny na Obr.29.



Obr. 29.: Kroužkové sběrače firmy HBP. [22]

### 5.3. Odporová tenzometrie

Odporové tenzometry se vyrábějí v různých typech a velikostech. Vedle různé délky a tvaru měřicí mřížky existují různé druhy uložení měřicí mřížky a různé druhy pájecích kontaktů. Rozdíly jsou také v poloze a počtu měřících mřížek. Velký počet tvarů a délek je výsledkem požadavků na velké množství rozdílných typů měření. Jednotlivé typy měřících mřížek jsou zobrazeny na Obr. 30. [24]

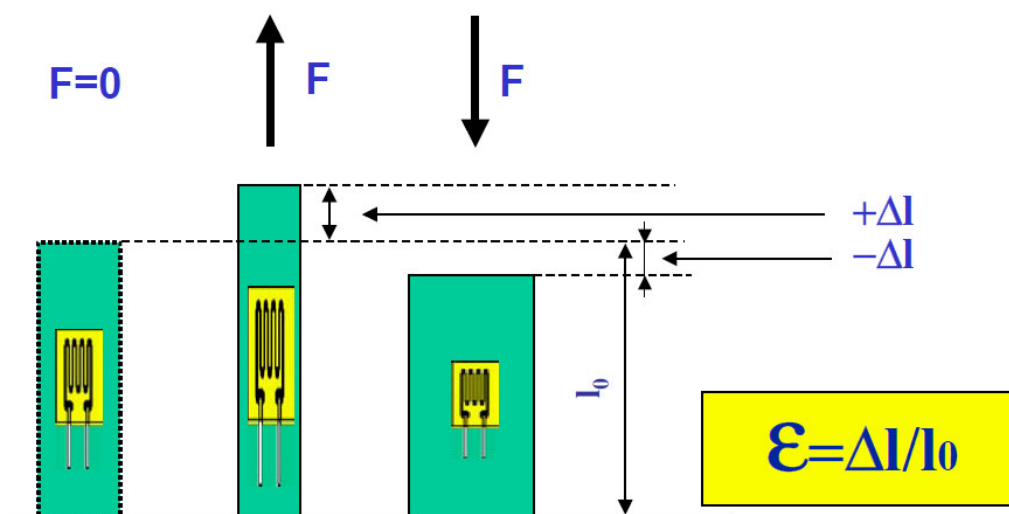


Obr. 30.: Odporové tenzometry. [27]

Odporový tenzometr je pasivní snímač pro nepřímé měření mechanického napětí na povrchu součásti prostřednictvím měření její poměrné deformace. Po upevnění tenzometru na povrch součásti se zjišťuje poměrná deformace povrchu součásti  $\varepsilon$  jako deformace tenzometru  $\varepsilon_T$ . Princip tohoto měření je zobrazen na Obr. 31.

Nepřímé měření znamená, že deformaci povrchu  $\varepsilon$  odpovídá poměrná změna elektrického odporu tenzometru: [27]

$$\frac{\Delta R}{R} = k \cdot \varepsilon_T \quad (2)$$

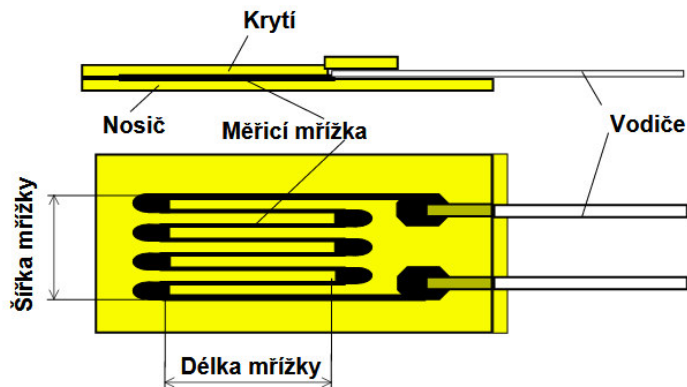


Obr. 31.: Princip měření pomocí tenzometrů. [21]

### 5.3.1. Kovové foliové tenzometry

V současné době se jedná o nejpoužívanější typ kovových tenzometrů. Měřicí mřížka je tvořena folií (minimální tloušťka je pouze 3 – 5  $\mu m$ ), která je připevněna na podložku lepidlem. Tvar měřicí mřížky je obvykle vytvořen pomocí leptání. Podložky bývají nejčastěji z polyamidu, nebo to jsou skelnými vlákny vyztužené fenolové filmy (tloušťka cca 20  $\mu m$ ). Foliové tenzometry mají lepší podmínky pro převod deformace ze základního materiálu na folii. Dále jsou schopné přenášet teplo z folie na základní materiál a zpět. Foliové tenzometry mají tedy lepší předpoklady pro dosažení lepších metrologických vlastností, než tenzometry drátkové.

U foliových tenzometrů může být navíc snadno vytvořena libovolná konfigurace měřicí mřížky (minimální délka 0,4 mm) a může být použito vyššího napájecího napětí. Tento fakt je velice důležitý u miniaturních tenzometrů a snímačů mechanických veličin. Schéma foliového tenzometru je zobrazeno na Obr. 32. [24]



Obr. 32.: Schéma foliového tenzometru HBP. [21]

Plnomostové zapojení znamená, že všechna ramena můstku jsou osazena tenzometry se shodným odporem. Výstupní napětí bude maximální dosažitelné, teplotní závislost odporu tenzometrů je plně kompenzována. Toto zapojení se používá pro nejpřesnější experimentální měření s vysokými požadavky na dlouhodobou stabilitu.

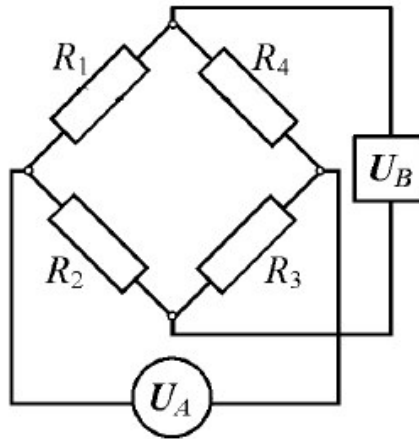
Zapojení Wheastonova můstku a označení jeho částí je uvedeno na Obr.33. Čtyři odpory označené ( $R_1$ ,  $R_2$ ,  $R_3$  a  $R_4$ ) jsou uspořádány do můstku. Jedna z diagonál je připojena ke zdroji konstantního napětí  $U_B$ , výstupní napětí můstku  $U_A$  je připojeno k přístrojovému zesilovači s teoreticky nekonečným vnitřním odporem.

V praxi se vzhledem k nepodstatnému vlivu nelinearity využívá rovnice (3), která popisuje, pro běžnou praxi dostatečně přesně, chování můstkového zapojení v závislosti na relativních změnách odporů v jeho ramenech. [24]

$$\frac{U_A}{U_B} = \frac{1}{4} \left( \frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} + \frac{\Delta R_3}{R_3} - \frac{\Delta R_4}{R_4} \right) \quad (3)$$

Po dosazení délkových přetvoření tenzometrů, zapojených v jednotlivých ramenech můstku, reprezentované odporovou změnou jednotlivých větví, dostáváme vztah:

$$\frac{U_A}{U_B} = \frac{k}{4} (\varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4) \dots k \rightarrow \text{deformační citlivost tenzometru} \quad (4)$$



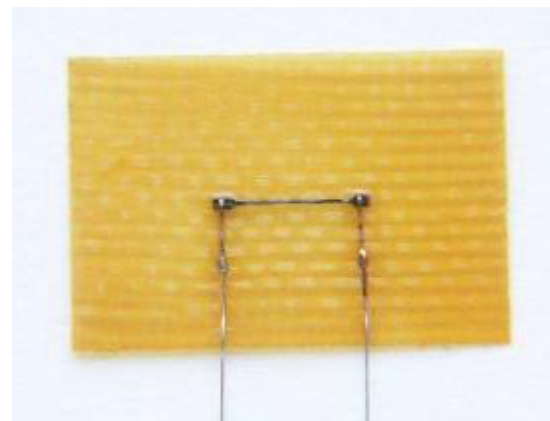
Obr. 33.: Schéma zapojení plného mostu. [25]

### 5.3.2. Polovodičové tenzometry [26]

Hlavní podstatou polovodičových tenzometrů je výrazná změna odporu s mechanickou deformací. Působením mechanického namáhání v určité krystalografické ose monokrystalu polovodiče nebo v difúzní vrstvě polovodiče dochází ke změně elektrické vodivosti. Změna odporu závisí na typu polovodiče i na koncentraci příměsí. Polovodičové tenzometry jsou zobrazeny na Obr. 34 a Obr. 35.



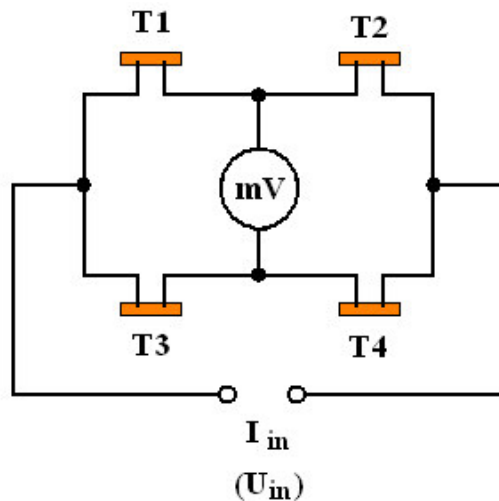
Obr. 34.: Tenzometr bez podložky. [26]



Obr. 35.: Tenzometr s podložkou. [26]

Proužek z polovodiče (aktivní část) se lepí vhodným lepidlem na plochu podléhající deformaci. Přívody jsou kovové. Polovodičové tenzometry vykazují nelineární závislost odporu na deformaci. Přesnost měření je ovlivněna např. teplotou nebo velikostí procházejícího proudu. Proto se používá zapojení do můstku s kompenzačním členem teploty.

Nejpoužívanější zapojení polovodičových tenzometrů je do celého Wheatstoneova můstku (viz Obr.36), protože při statických měřeních kompenzuje vliv teploty. Při použití plného můstku se navíc zvyšuje citlivost na čtyřnásobek ve srovnání s použitím jednoho tenzometru.



Obr. 36.: Plný most. [26]

#### 5.4. Porovnání tenzometrů [26]

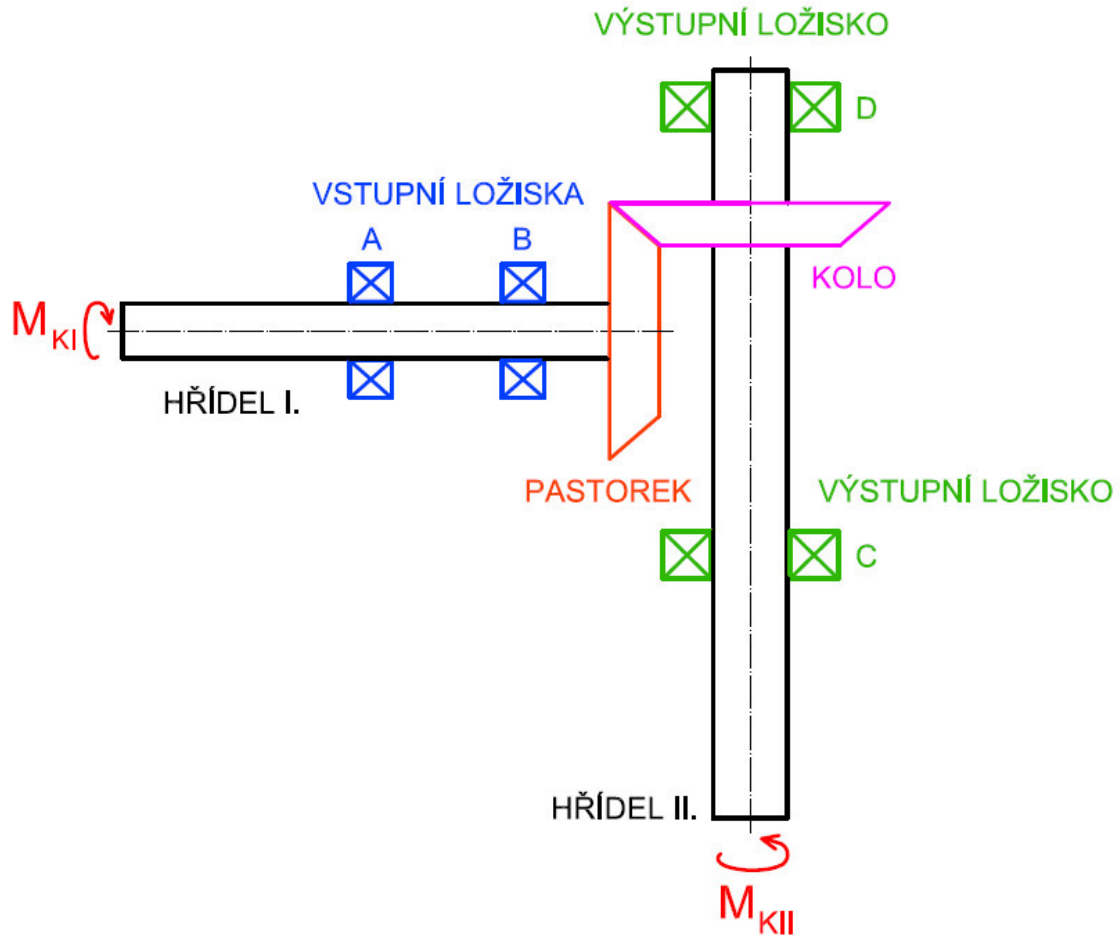
Oproti tenzometrům drátových a foliových mají polovodičové tenzometry:

- 60x vyšší deformační citlivost dovoluje měřit bez zesilovačů s běžnými ohmmetry, voltmetry a osciloskopy (běžně vstupní proud 10 mA, výstupní napětí desítky mV).
- 60x vyšší prahová citlivost umožňuje změřit deformaci kovů již od miliontiny milimetru na délkovém metru.
- Malé rozměry dovolují vytvářet malé a lehké snímače.
- Tenzometr se chová jako elastický a bez hystereze až do meze pevnosti.
- Nevýhodou je odchylka od lineární charakteristiky a značná teplotní závislost, která však bývá kompenzována.

V mé práci volím použití foliových tenzometrů, které byly již mnohokrát využity na ústavu konstruování a částí strojů pro různé typy aplikací na různých zkušebních standech. Tudíž je zde možnost získání věcných informací a zkušeností při práci a měření pomocí těchto tenzometrů. O volbě vhodných foliových tenzometrů více pojednává kapitola 8.1.

## 6. Návrh kuželové převodovky

Předběžný návrh převodového mechanismu na testování kuželových ozubených kol.  
Viz. Obr. 37.



Obr. 37.: Schéma zkušební kuželové převodovky.

### 6.1. Výběr motorů

V této práci byly použity motory, které se nacházeli v halových laboratořích ústavu konstruování a částí strojů (Ú12113, FS):

- Jako vstupní motor byl zvolen asynchronní elektromotor SIEMENS 4kW 1LE1002 – 1BA s otáčkami  $n_l = 2\,900 \text{ ot. min}^{-1}$  viz Tab.1.
- Na výstupu byly pro návrh předběžně použity motory 2-5 z Tab.1.

Tab. 1.: Elektromotory.

MOTOR	PÓLY	VÝKON [kW]	$M_k$ [N.m]	OTÁČKY [ $\text{min}^{-1}$ ]
1	2	4,0	13,2	2 900
2	4	11,0	72,0	1 460
3	4	7,5	49,1	1 460
4	4	4	26,5	1 440
5	4	18,5	121,0	1 460

## 6.2. Návrh průměrů hřídelů

- Hřídele v převodovce jsou namáhány ohybem, krutem ev. tahem a tlakem.
- Návrh byl předběžně proveden z pevnostní podmínky v krutu.

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} \quad (5)$$

- Po úpravě vztahu (5) získáme vztah pro výpočet minimálního průměru hřídelí  $d_{\min}$  a  $D_{\min}$ .

$$d_{\min}, D_{\min} = \sqrt[3]{\frac{16 \times M_k}{\pi \times \tau_D}} \quad (6)$$

- Dovolené napětí ve smyku  $\tau_D$  volím:

I. Hřídel  $\tau_D = 25 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$

II. Hřídel  $\tau_D = 35 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$

### Krouticí moment na vstupní hřídeli $M_{kI}$

- Krouticí moment vstupního motoru vyplývá z Tab.1. pro motor č.1, který byl použit, jako vstupní motor do zkušební kuželové převodovky.

$$M_{kI} = 13,2 \text{ N} \cdot \text{m}$$

### Krouticí moment na výstupní hřídeli $M_{kII}$

- Jako výstupní krouticí moment byl zvolen největší  $M_k$ , který vykoná motor č.5 viz Tab.1.

$$M_{kII} = 121 \text{ N} \cdot \text{m}$$

### Průměr vstupní hřídele $d_{\min}$

- Pro dovolené napětí v krutu  $\tau_D = 25 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ .
- Pro výpočet minimálního průměru vstupní hřídele  $d_{\min}$  je použit odvozený vztah (6).

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{16 \times M_{kI}}{\pi \times \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 13,2 \times 1\,000}{\pi \times 25}} = 13,91 \text{ mm}$$

$$d \geq d_{\min} \rightarrow \text{volím průměr } d_I = 16 \text{ mm}$$



### Průměr výstupní hřídele $D_{min}$

- Pro dovolené napětí v krutu  $\tau_D = 35 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ .
- Pro výpočet minimálního průměru výstupní hřídele  $D_{min}$  je použit odvozený vztah (6).

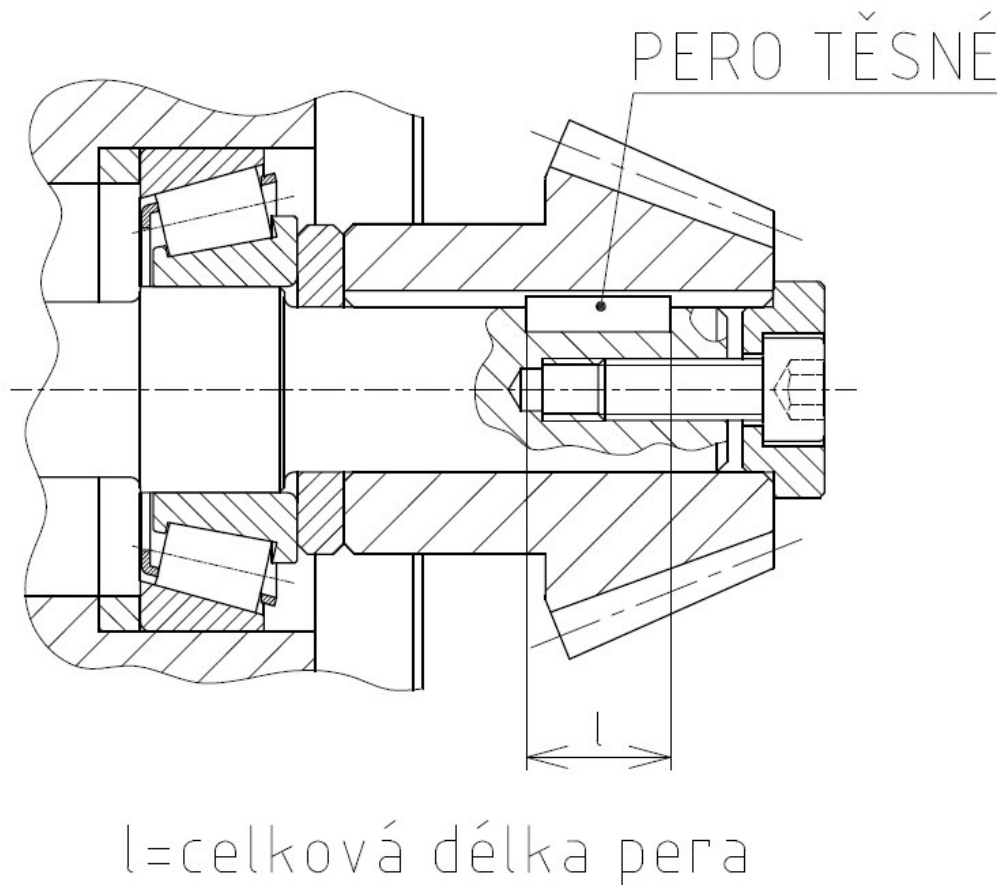
$$D_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 \times M_{kII}}{\pi \times \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 121 \times 1\,000}{\pi \times 35}} = 26,02 \text{ mm}$$

$D \geq D_{min} \rightarrow$  volím průměr  $D_{II} = 30 \text{ mm}$

### 6.3. Návrh prvku pro přenos krouticího momentu

Vstupní a výstupní hřídel kuželové převodovky je pro přenos krouticího momentu z ozubeného kola na válcový hřídel osazena těsnými pery (viz Obr. 38). Z tohoto důvodu je nutný návrh a kontrola spojení ozubeného kola se vstupní a výstupní hřídelí pomocí těsného pera (ČSN 02 2562) pro přenos točivého momentu.

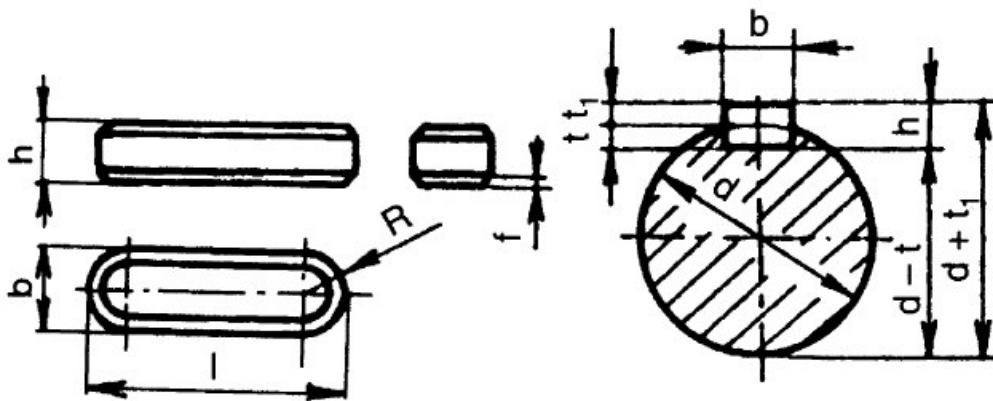
Dále zde bylo nutné vyřešit axiální zajištění vstupního ozubeného kola.



Obr. 38.: Těsné pero s kuželovým ozubeným kolem.

### Stanovení profilu pera na vstupním hřídeli (bxh)

- Dle průměru vstupní hřídele  $d_I = 16 \text{ mm}$  byl stanoven profil pera 5x5 mm.
- Z konstrukčních důvodů byl dále zvolen profil 4x4 mm a následně zkontrolován.
- Základní rozměry těsných per viz Obr. 39.



Obr. 39.: Základní rozměry těsného pera. [2]

### Výpočet délky pera a stanovení normalizované délky

$$p = \frac{4 \times M_{kl}}{d_I \times h \times l_a} \leq p_D \rightarrow l_a \geq \frac{4 \times M_{kl}}{d_I \times h \times p_D} \dots \text{funkční délka pera} \quad (7)$$

$p_D$  ... dovolený tlak na bocích per a drážek  $\rightarrow$  volím  $p_D = 95 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$

$$l_a \geq \frac{4 \times M_{kl}}{d_I \times h \times p_D} = \frac{4 \times 13,2 \times 1000}{16 \times 4 \times 95} = 8,68 \text{ mm}$$

$$l' = l_a + b = 8,68 + 4 = 12,68 \text{ mm} \quad (8)$$

Celkovou délku pera volím  $l_{(\check{c}SN)} = 14 \text{ mm}$ .

$$l_a = l_{(\check{c}SN)} - b = 14 - 4 = 10 \text{ mm}$$

### Kontrola pera na otláčení

- Kontrolováno na dovolený tlak na bocích per a drážek  $p_D = 95 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ .
- Otláčení se kontroluje na činné délce pera  $l_a$ .

$$p = \frac{4 \times M_{kl}}{d_I \times h \times l_a} \leq p_D \rightarrow \frac{4 \times 13,2 \times 1000}{16 \times 4 \times 10} = 82,5 \leq 95 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \text{ VYHOVUJE}$$

### Kontrola pera na stříh

- Dovolené napětí ve smyku  $\tau_D = (60 \div 90) N \cdot mm^{-2}$ .

$$\tau = \frac{2 \times M_{kl}}{d_I \times b \times l_a} \leq \tau_d \rightarrow \frac{2 \times 13,2 \times 1\,000}{16 \times 4 \times 10} = 41,25 \leq 60 N \cdot mm^{-2} \text{ VYHOVUJE} \quad (9)$$

### Stanovení profilu pera na výstupní hřídele (bxh)

- Dle průměru výstupní hřídele  $D_{II} = 30 \text{ mm}$  byl stanoven profil pera 10x8 mm.

### Výpočet délky pera a stanovení normalizované délky

$$p = \frac{4 \times M_{kII}}{D_{II} \times h \times l'_a} \leq p_D \rightarrow l'_a \geq \frac{4 \times M_{kII}}{D_{II} \times h \times p_D} \dots \text{funkční délka pera}$$

$p_D$  ... dovolený tlak na bocích per a drážek  $\rightarrow$  volím  $p_D = 95 N \cdot mm^{-2}$

$$l'_a \geq \frac{4 \times M_{kII}}{D_{II} \times h \times p_D} = \frac{4 \times 121 \times 1\,000}{30 \times 8 \times 95} = 21,23 \text{ mm}$$

$$l' = l'_a + b = 21,23 + 10 = 31,23 \text{ mm}$$

Celkovou délku pera volím  $l_{(\check{c}SN)} = 32 \text{ mm}$ .

$$l_a = l_{(\check{c}SN)} - b = 32 - 10 = 22 \text{ mm}$$

### Kontrola pera na otláčení

- Kontrolováno na dovolený tlak na bocích per a drážek  $p_D = 95 N \cdot mm^{-2}$ .
- Otláčení se kontroluje na činné délce pera  $l_a$ .

$$p = \frac{4 \times M_{kII}}{D_{II} \times h \times l_a} \leq p_D \rightarrow \frac{4 \times 121 \times 1\,000}{30 \times 8 \times 22} = 91,7 \leq 95 N \cdot mm^{-2} \text{ VYHOVUJE}$$

### Kontrola pera na stříh

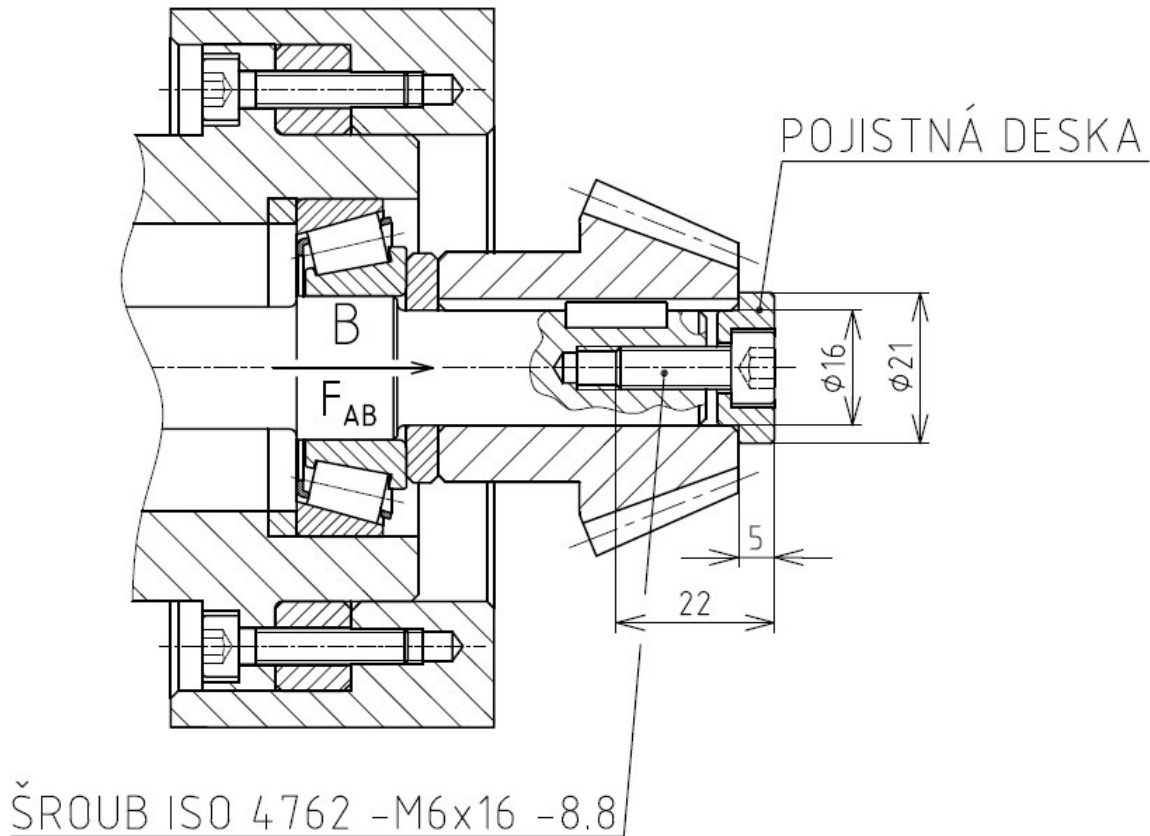
- Dovolené napětí ve smyku  $\tau_D = (60 \div 90) N \cdot mm^{-2}$ .

$$\tau = \frac{2 \times M_{kl}}{D_{II} \times b \times l_a} \leq \tau_d \rightarrow \frac{2 \times 121 \times 1\,000}{30 \times 8 \times 22} = 45,83 \leq 60 N \cdot mm^{-2} \text{ VYHOVUJE}$$

## 6.4. Axiální zajištění kuželového kola na vstupním hřídele

- Kuželové kolo je zajištěno pomocí upravené pojistné desky se šroubem s vnitřním šestihranem M6x16-8.8 (ISO 4762). Viz Obr.40.
- Deska i šroub jsou kontrolovány pro zatížení od axiální síly působící v ose hřídele.

- Tato síla vychází ze vztahu (34) a je počítána ve výpočtovém programu MS Excel (viz. Příloha I.).
- Šroub i otláčení desky je počítáno pro nejvíce namáhaný případ  $F_{AB} = 419,75 \text{ N}$ . Tato síla odpovídá kuželovému soukolí s převodovým poměrem 1:3 a modulem  $m = 3$ .



Obr. 40.: Zajištění vstupního kuželového kola.

### Kontrola šroubu

$$\sigma_t = \frac{F_{AB}}{S_3} \leq \sigma_{dt} \rightarrow \sigma_{dt} \approx 0,8 R_e \text{ spoj bez předpětí utahovaný v nezátíženém stavu.} \quad (10)$$

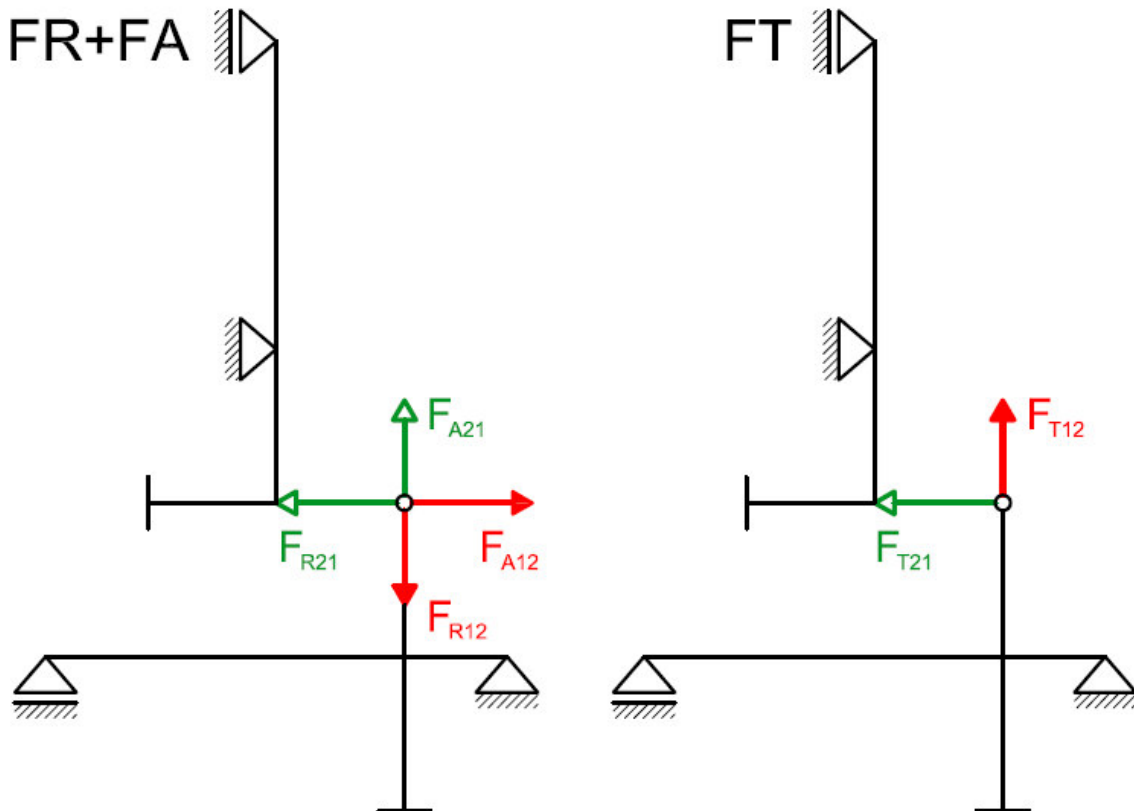
$$\text{mez kluzu } R_e = 630 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\sigma_t = \frac{F_A}{S_3} = \frac{F_{AB}}{\frac{\pi \times d_3^2}{4}} = \frac{419,75}{\frac{\pi \times 4,773^2}{4}} = 23,46 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \leq 504 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \text{ VYHOVUJE}$$

### Kontrola otláčení desky

$$p = \frac{F_{AB}}{S_p} \leq p_d \rightarrow p_d \approx 300 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (11)$$



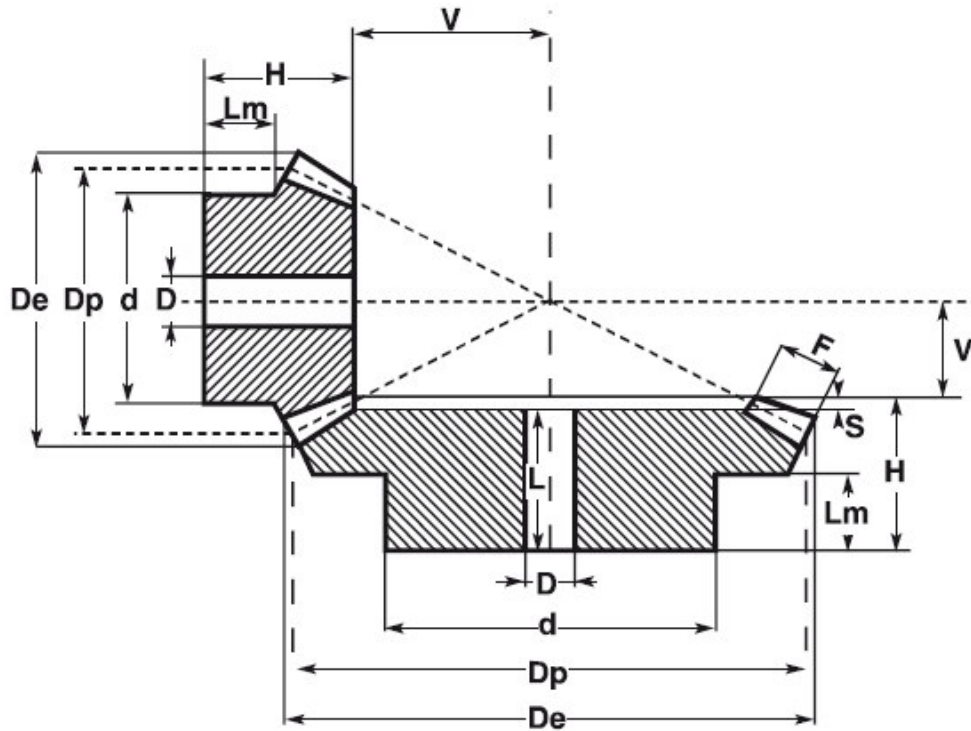


**síly působící na výstupní hřídel**  
**síly působící na vstupní hřídel**

Obr. 42.: Účinky tečných a radiálních sil v kuželové převodovce.

### 6.5.1. Silové poměry v ozubení

- Osy kuželových kol jsou na sebe kolmé. Při převodovém poměru kuželového soukolí  $i_{12}$  se stanoví roztečné úhly  $\delta_1$  a  $\delta_2$  ze vztahů (12).
- Základní rozměry kuželových kol jsou znázorněny na Obr.43.
- Pro návrh byly využity 4 varianty kuželových soukolí od dodavatele T.E.A. TECHNIK s.r.o., jejichž parametry jsou uvedeny v Tab. č.2.
- Úhel záběru zvolených kol je  $\alpha = 20^\circ$ .
- Silové poměry byly řešeny analyticky a následně porovnány s výpočtem v programu MITCalc. (viz Příloha II.).
- Všechny výpočty byly provedeny v programu MS Excel 2016. (viz Příloha I.).



Obr. 43.: Rozměry použitých kuželových soukolí. [28]

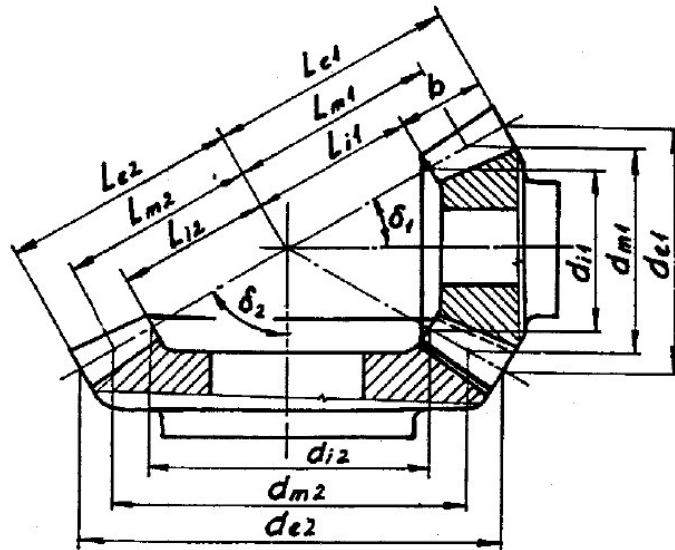
Tab. 2.: Základní rozměry kuželových ozubených kol.

PŘEVOD	MODUL	Z [/]	De [mm]	Dp [mm]	H [mm]	F [mm]	d [mm]	D [mm]	V [mm]	L [mm]	Lm [mm]	S [mm]
1:2	3	15	52,5	45	37,3	17	40,3	12	28,7		19,9	
		30	91,8	90	42,1	17	55,3	16	13,9	38	25	4,1
1:2	3,5	15	60,9	52,5	46,1	20,5	45,3	16	32,9		24,7	
		30	107,1	105	45	20,5	60,3	20	16	40	25	5
1:2,5	3	16	55,7	48	41,9	21,5	40,3	16	39,1		19,6	
		40	121,4	120	47,9	21,5	60,3	20	15,1	44	30	3,9
1:3	3	15	53	45	41,3	21	40,3	16	46,7		19,7	
		45	136,1	135	47,2	21	60,3	25	14,8	42	30	5,2

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{1}{i_{12}} \quad \text{a} \quad \operatorname{tg} \delta_2 = i_{12} \quad (12)$$

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{1}{i_{12}} = \frac{z_1}{z_2}$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$$



Obr. 44.: Základní rozměry kuželových kol. [3]

- Z předchozího návrhu je znám přenášený krouticí moment  $M_{kl}$  a všechny parametry kuželových ozubených kol.
- Silové poměry u kuželových soukolí se řeší na středních průměrech  $d_m$ , které vychází ze vztahů (13,14).

$$d_{m1} = d_e - b \sin(\delta_1) \quad (13)$$

$$d_{m2} = d_e - b \sin(\delta_2) \quad (14)$$

- Výchozí silou pro řešení je tečná síla  $F_{T21}$  působící z kuželového kola 2 na kuželový pastorek 1. Tato síla vychází ze vztahu (15).

$$F_{T21} = \frac{2 \times M_{kl}}{d_{m1}} \quad (15)$$

$$F_{T12} = -F_{T21} = F_T$$

#### **Radiální síla $F_{R12}$ , působící z pastorku 1 na kolo 2**

$$F_{R12} = F_T \times \operatorname{tg}(\alpha) \times \cos(\delta_2) \quad (16)$$

#### **Radiální síla $F_{R21}$ , působící z kola 2 na pastorek 1**

$$F_{R21} = F_T \times \operatorname{tg}(\alpha) \times \cos(\delta_1)$$

#### **Axiální síla $F_{A12}$ , působící z pastorku 1 na kolo 2**

$$F_{A12} = F_T \times \operatorname{tg}(\alpha) \times \sin(\delta_2) \quad (17)$$



**Axiální síla  $F_{A21}$ , působící z kola 2 na pastorek 1**

$$F_{A21} = F_T \times \operatorname{tg}(\alpha) \times \sin(\delta_1)$$

- Rozměry ozubených kuželových kol, které byly použity pro výpočet pro jednotlivé převody, jsou uvedeny v Tab.3.
- Tyto rozměry vychází z navržených modelů zkušební kuželové převodovky.
- Výsledné síly na všech kuželových ozubených soukolích jsou uvedeny v Tab.4.
- Síly byly vypočteny v programu MS Excel 2016 (viz Příloha I.).

**Výstupní krouticí moment z převodovky  $M_{KII}$** 

$$M_{KII} = M_{KII} \times i_{12} \times \eta \rightarrow \text{účinnost kuželového soukolí } \eta \approx 0,96.$$

- Výsledné momenty na výstupu z převodovky viz Tab.4.

*Tab. 3.: Základní rozměry ve zkušební kuželové převodovce.*

	PŘEVOD			
	1:2	1:2	1:2,5	1:3
<b>MODUL <math>m</math> [mm]</b>	3	3,5	3	3
<b>STŘEDNÍ PRŮMĚR PASTORKU <math>d_{m1}</math> [mm]</b>	37,40	43,33	40,02	38,36
<b>STŘEDNÍ PRŮMĚR KOLA <math>d_{m2}</math> [mm]</b>	74,79	86,66	100,04	115,08
<b>ROZTEČ LOŽISEK VSTUPNÍ HŘÍDELE <math>L_{vstup}</math> [mm]</b>	55,25			
<b>ROZTEČ LOŽISEK VÝSTUPNÍ HŘÍDELE <math>L_{výstup}</math> [mm]</b>	162,75			
<b>VYLOŽENÝ KONEC HŘÍDELE PASTORKU <math>x_{převod}</math> [mm]</b>	51,325	49,885	51,325	53,935
<b>VZDÁLENOST KOLA OD LOŽISKA <math>a</math> [mm]</b>	100,075	103,042	101,385	100,555

*Tab. 4.: Silové poměry na kuželovém soukolí.*

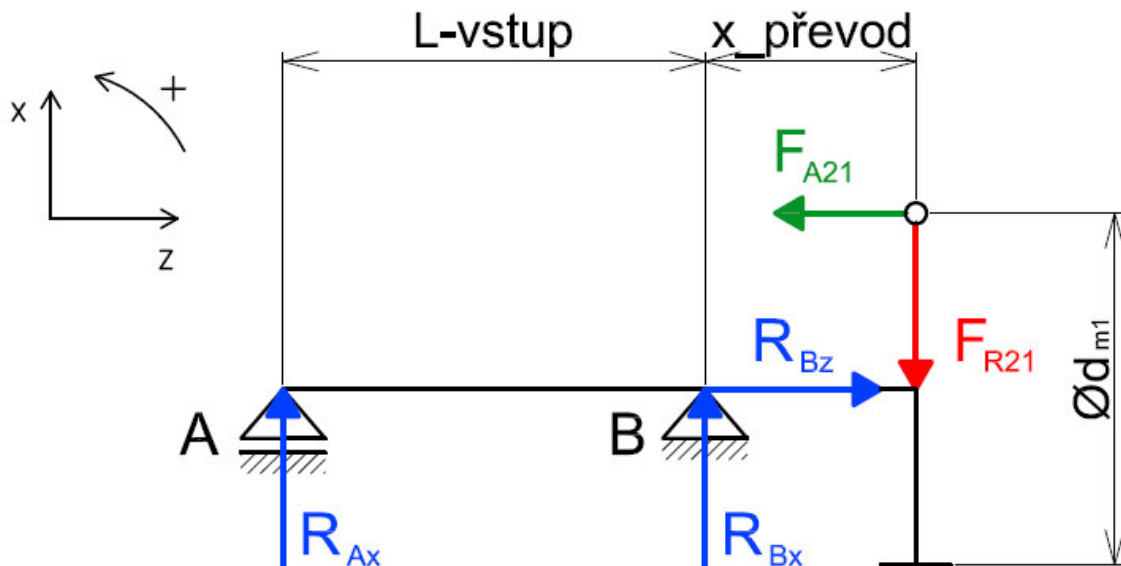
SILOVÉ POMĚRY NA KUŽELOVÉM SOUKOLÍ								
PŘEVOD	VÝSLEDKY	$F_A$ AXIÁLNÍ SÍLY [N]		$F_R$ RADIÁLNÍ SÍLY [N]		$F_T$ TEČNÉ SÍLY [N]		Moment na výstupu $M_{KII}$ [N.m]
		$F_{A12}$ PASTOREK	$F_{A21}$ KOLO	$F_{R12}$ PASTOREK	$F_{R21}$ KOLO	$F_{T12}$ PASTOREK	$F_{T21}$ KOLO	
1:2 M3	ANALITIKA	114,67	229,33	229,33	114,67	704,46	704,46	25,34
	MITCalc	114,67	229,33	229,33	114,67	704,46	704,46	
1:2 M3.5	ANALITIKA	98,96	197,92	197,92	98,96	607,97	607,97	25,34
	MITCalc	98,96	197,92	197,92	98,96	607,97	607,97	
1:2.5 M3	ANALITIKA	89	222,49	222,49	89	658,37	658,37	31,68
	MITCalc	89	222,49	222,49	89	658,37	658,37	
1:3 M3	ANALITIKA	79,05	237,14	237,14	79,05	686,79	686,79	38,02
	MITCalc	79,05	237,14	237,14	79,05	686,79	686,79	

- Z Tab.4. vyplývá, že na výstupu budeme volit motor č. 3 z Tab. č. 1., který je schopný krýt maximální moment na výstupu  $M_{KII} = 38,02 \text{ N.m}$ .
- Tento motor má maximální moment  $M_{KII} = 49,1 \text{ N.m}$ .
- Momentová kapacita musí odpovídat výstupnímu krouticímu momentu z převodovky.

### 6.6. Výpočet reakcí na vstupní a výstupní hřídeli

- Pro výpočet reakcí byly sestaveny schémata silových poměrů, ze kterých byly určeny všechny reakční síly působící do ložisek.
- Postupně jsou řešeny jednotlivé nosníky v obou rovinách.
- Pomocí schémat silových poměrů byly stanoveny statické rovnice do třech směrů (x,y,z) a momentové rovnice.
- Z těchto vztahů byly následně získány reakční účinky do jednotlivých podpor.
- Pomocí geometrického součtu byly určeny výsledné radiální a axiální reakční síly do ložisek.
- Tyto hodnoty byly následně použity při návrhu jednotlivých ložisek na vstupní a výstupní hřídeli.

#### Rovina (xz) = $F_R + F_A$ vstupní hřídel



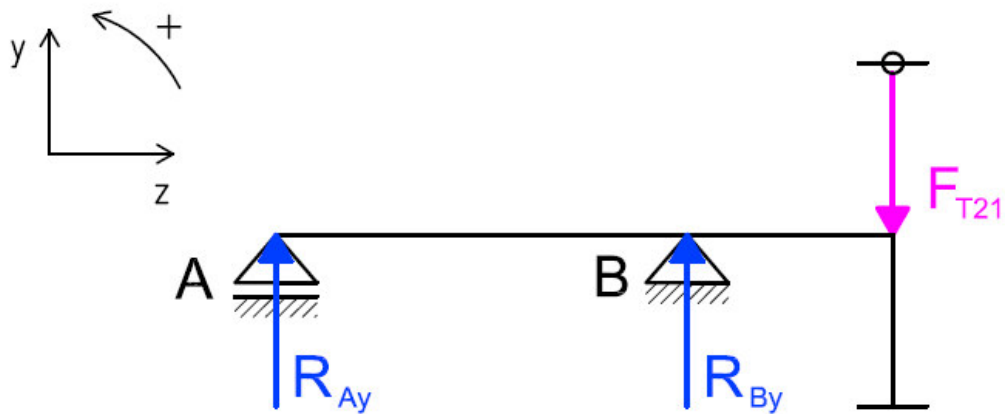
Obr. 45.: Schéma silových poměrů v rovině (xz).

$$x: R_{Ax} + R_{Bx} - F_{R21} = 0 \quad (18)$$

$$z: R_{Bz} - F_{A21} = 0 \quad (19)$$

$$M_A: R_{Bx} \times L_{vstup} + F_{A21} \times \frac{d_{m1}}{2} - F_{R21} \times (L_{vstup} + x_{převod}) = 0 \quad (20)$$

Rovina (yz)  $F_T$  vstupní hřídel



Obr. 46.: Schéma silových poměrů v rovině (yz).

$$y: R_{Ay} + R_{By} - F_{T21} = 0 \quad (21)$$

$$M_A: R_{By} \times L_{vstup} - F_{T21} \times (L_{vstup} + x_{převod}) = 0 \quad (22)$$

- Vyjádřením ze vztahů (18),(19),(20),(21),(22) získáme hledané reakční síly v podporách vstupní hřídele.
- Rozměry použité pro výpočet vycházejí z Tab.3.

$$\rightarrow R_{Bz} = F_{A21}$$

$$\rightarrow R_{Bx} = \frac{F_{R21} \times (L_{vstup} + x_{převod}) - F_{A21} \times \frac{d_{m1}}{2}}{L_{vstup}}$$

$$\rightarrow R_{Ax} = F_{R21} - R_{Bx} = F_{R21} - \frac{F_{R21} \times (L_{vstup} + x_{převod}) + F_{A21} \times \frac{d_{m1}}{2}}{L_{vstup}}$$

$$\rightarrow R_{By} = \frac{F_{T21} \times (L_{vstup} + x_{převod})}{L_{vstup}}$$

$$\rightarrow R_{Ay} = F_{T21} - R_{By} = F_{T21} - \frac{F_{T21} \times (L_{vstup} + x_{převod})}{L_{vstup}}$$

### Axiální síly v podporách A, B

$$A_{ax} = 0 \quad (23)$$

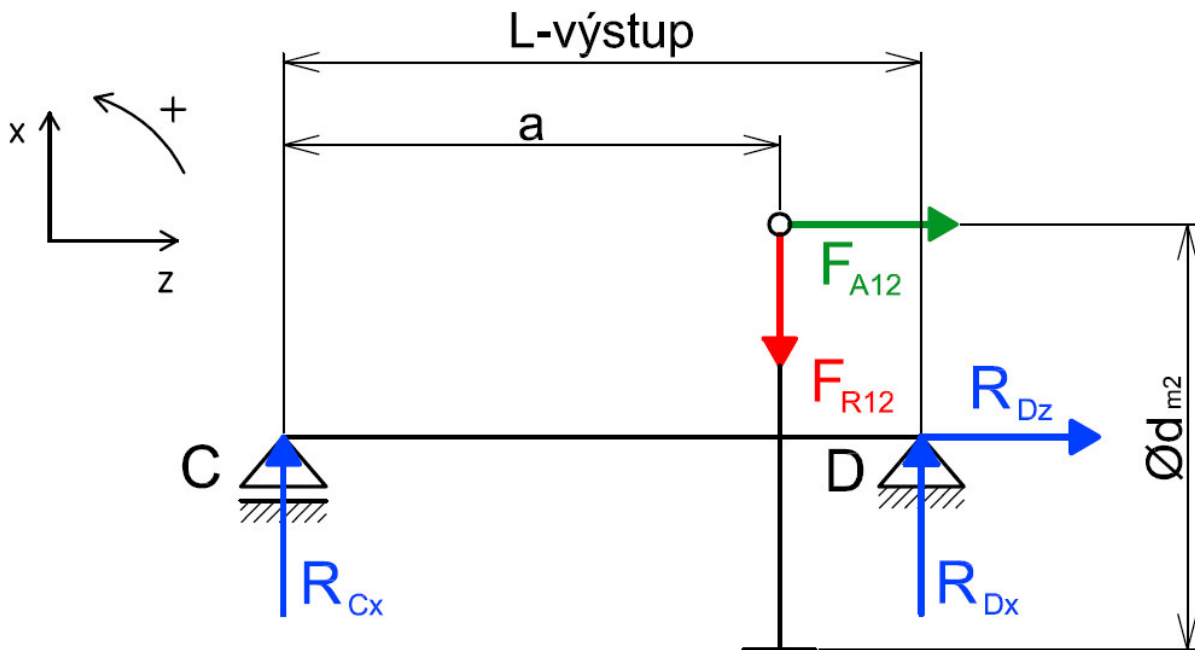
$$B_{ax} = R_{Bz} = F_{A21} \quad (24)$$

### Radiální síly v podporách A, B

$$A_{rad} = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} \quad (25)$$

$$B_{rad} = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} \quad (26)$$

### Rovina (xz) = $F_R + F_A$ výstupní hřídel



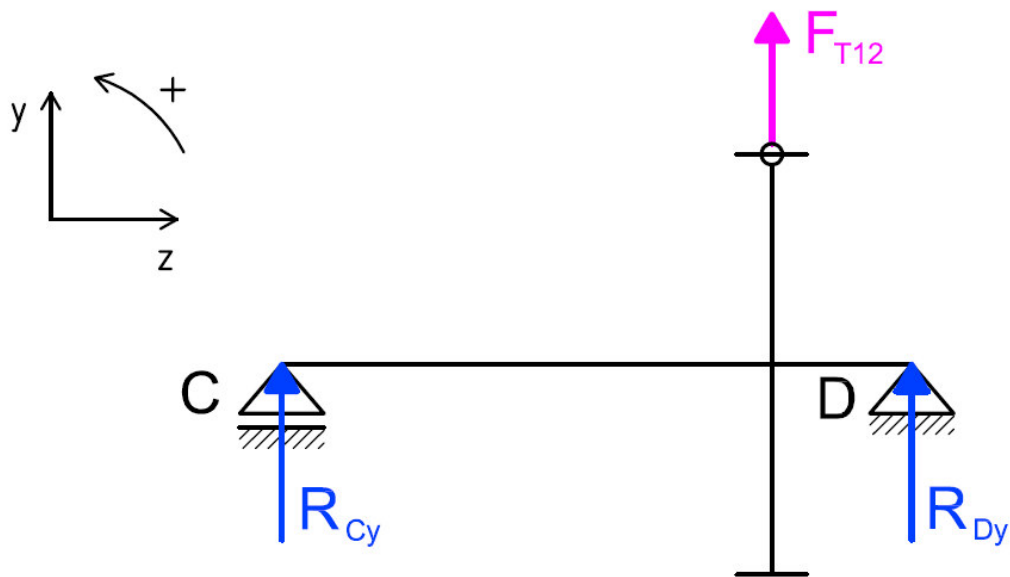
Obr. 47.: Schéma silových poměrů v rovině (xz).

$$x: R_{Cx} + R_{Dx} - F_{R12} = 0 \quad (27)$$

$$z: R_{Dz} + F_{A12} = 0 \quad (28)$$

$$M_C: -F_{R12} \times a - F_{A12} \times \frac{d_{m2}}{2} + R_{Dx} \times L_{výstup} = 0 \quad (29)$$

Rovina (yz)  $F_T$  výstupní hřídel



Obr. 48.: Schéma silových poměrů v rovině (yz).

$$y: R_{Cy} + R_{Dy} + F_{T12} = 0 \quad (30)$$

$$M_C: F_{T12} \times a + R_{Dy} \times L_{výstup} = 0 \quad (31)$$

- Vyjádřením ze vztahů (27), (28), (29), (30), (31) získáme hledané reakční síly v podporách výstupní hřídele.
- Rozměry použité pro výpočet vycházejí z Tab.3.

$$\rightarrow R_{Dz} = -F_{A12}$$

$$\rightarrow R_{Dx} = \frac{F_{R12} \times a + F_{A12} \times \frac{d_{m2}}{2}}{L_{výstup}}$$

$$\rightarrow R_{Cx} = F_{R12} - R_{Dx} = F_{R12} - \frac{F_{R12} \times a - F_{A12} \times \frac{d_{m2}}{2}}{L_{výstup}}$$

$$\rightarrow R_{Dy} = \frac{-F_{T12} \times a}{L_{výstup}}$$

$$\rightarrow R_{Cy} = -F_{T12} - R_{Dy} = -F_{T12} + \frac{F_{T12} \times a}{L_{výstup}}$$

### Axiální síly v podporách C, D

$$C_{ax} = 0$$

$$D_{ax} = R_{Dz} = -F_{A12}$$

### Radiální síly v podporách C, D

$$C_{rad} = \sqrt{R_{Cx}^2 + R_{Cy}^2}$$

$$D_{rad} = \sqrt{R_{Dx}^2 + R_{Dy}^2}$$

- Výsledné reakce na všech kuželových ozubených soukolích, které budou použity pro návrh ložisek, jsou uvedeny v Tab.5.
- Síly byly vypočteny v pomocném programu MS Excel 2016 (Viz Příloha I.).

Tab. 5.: Výsledné reakce do ložisek vstupní a výstupní hřídele.

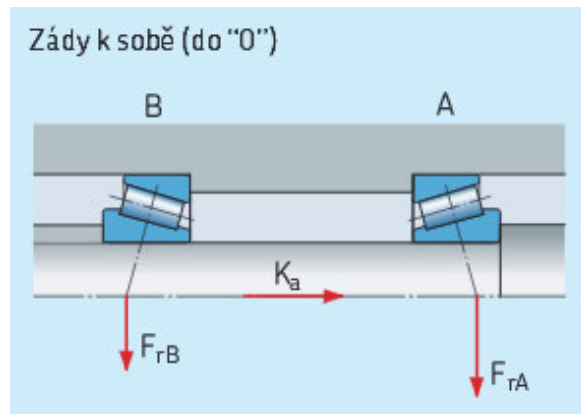
	VSTUPNÍ HŘÍDEL I.				VÝSTUPNÍ HŘÍDEL II.			
	AXIÁLNÍ SÍLY [N]		RADIÁLNÍ SÍLY [N]		AXIÁLNÍ SÍLY [N]		RADIÁLNÍ SÍLY [N]	
PODPORY	A	B	A	B	C	D	C	D
PŘEVOD 1:2 m=3	0	114,67	677,21	1417,53	0	-229,33	271,42	450,35
PŘEVOD 1:2 m=3,5	0	98,96	566,48	1205,23	0	-197,92	223,65	401,84
PŘEVOD 1:2,5 m=3	0	89,00	636,00	1330,56	0	-222,49	250,67	428,42
PŘEVOD 1:3 m=3	0	79,05	700,81	1427,15	0	-237,14	267,88	444,59

### 6.7. Návrh ložisek

- Výpočet byl proveden dle katalogu SKF [17] a v programu MITCalc.
- Požadovaná trvanlivost ložisek v hodinách  $L_h = 20\,000\ hod.$
- Ložiska jsou navržena vždy pro síly, které působí při zvoleném převodovém poměru soukolí.
- Tyto síly jsou uvedeny v Tab.5.
- Výpočty byly provedeny v programu MS Excel 2016 (viz Příloha I.).
- Při tomto výpočtu byly použity vztahy (32) - (39).

### Výpočet ložisek na vstupní hřídeli (podpora A, B)

- Zvoleno jednořadé kuželíkové ložisko SKF 30204 J2/Q.
- Vnitřní průměr ložiska  $d = 20 \text{ mm}$ .
- Vnější průměr ložiska  $D = 47 \text{ mm}$ .
- Šířka ložiska  $T = 15,25 \text{ mm}$ .
- Dynamická únosnost ložiska  $C = 27,5 \text{ kN}$ .
- Výpočtové součinitele  $e = 0,35$  a  $Y = 1,7$ .
- Vnější axiální síla  $K_a = 114,67 \text{ N}$ .
- Uložení ložisek na vstupní hřídeli zády k sobě (do „0“) dle Obr.49.



Obr. 49.: Uložení ložisek zády k sobě. [17]

$$\frac{F_{RA}}{Y_A} < \frac{F_{RB}}{Y_B} \quad (32)$$

$$K_a < 0,5 \times \left( \frac{F_{RB}}{Y_B} - \frac{F_{RA}}{Y_A} \right) \quad (33)$$

$$F_{AB} = \frac{0,5 \times F_{RB}}{Y_B} \quad (34)$$

$$F_{AA} = F_{AB} - K_a \quad (35)$$

### Ložisko v podpoře A

$$\frac{F_{AA}}{F_{RA}} > e \quad (36)$$

$$P = 0,4 \times F_{RA} + Y_A \times F_{AA} \quad (37)$$

### Výsledná životnost ložiska v podpoře A

- Koeficient  $m_l$  pro kuželíková ložiska  $m_l = 10/3$ .

$$L_h = \frac{16\,667}{n_l} \times \left(\frac{C}{P}\right)^{m_l} \quad (38)$$

### Ložisko v podpoře B

$$\frac{F_{AB}}{F_{RB}} \leq e$$

$$P = F_{RB}$$

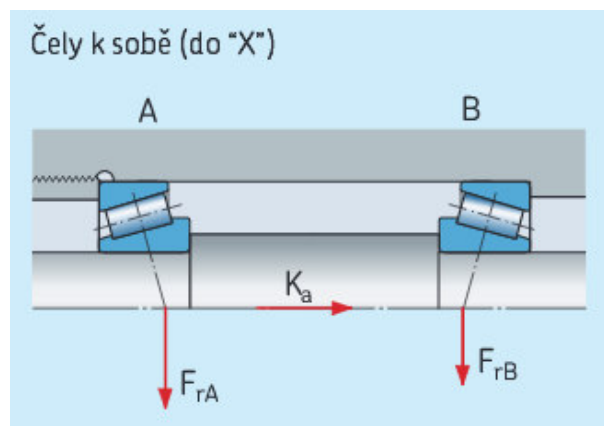
### Výsledná životnost ložiska v podpoře B

- Koeficient  $m_l$  pro kuželíková ložiska  $m_l = 10/3$ .

$$L_h = \frac{16\,667}{n_l} \times \left(\frac{C}{P}\right)^{m_l} \quad (39)$$

### Výpočet ložisek na výstupní hřídeli (podpora C, D)

- Zvoleno jednořadé kuželíkové ložisko SKF 30206 J2/Q.
- Vnitřní průměr ložiska  $d = 30\text{ mm}$ .
- Vnější průměr ložiska  $D = 62\text{ mm}$ .
- Šířka ložiska  $T = 17,25\text{ mm}$ .
- Dynamická únosnost ložiska  $C = 40,2\text{ kN}$ .
- Výpočtové součinitele  $e = 0,37$  a  $Y = 1,6$ .
- Vnější axiální síla  $K_a = 229,33\text{ N}$ .
- Uložení ložisek na výstupní hřídeli čely k sobě (do „X“) dle Obr.50.



Obr. 50.: Uložení ložisek čely k sobě. [17]



$$\frac{F_{RC}}{Y_C} < \frac{F_{RD}}{Y_D}$$

$$K_a \geq 0,5 \times \left( \frac{F_{RD}}{Y_D} - \frac{F_{RC}}{Y_C} \right)$$

$$F_{AC} = \frac{0,5 \times F_{RC}}{Y_C}$$

$$F_{AD} = F_{AC} + K_a$$

### Ložisko v podpoře C

$$\frac{F_{AC}}{F_{RC}} \leq e$$

$$P = F_{RC}$$

### Výsledná životnost ložiska v podpoře C

- Koeficient  $m_l$  pro kuželíková ložiska  $m_l = 10/3$ .

$$L_h = \frac{16\,667}{n_{II}} \times \left( \frac{C}{P} \right)^{m_l}$$

### Ložisko v podpoře D

$$\frac{F_{AD}}{F_{RD}} > e$$

$$P = 0,4 \times F_{RD} + Y_D \times F_{AD}$$

### Výsledná životnost ložiska v podpoře D

- Koeficient  $m_l$  pro kuželíková ložiska  $m_l = 10/3$ .

$$L_h = \frac{16\,667}{n_{II}} \times \left( \frac{C}{P} \right)^{m_l}$$

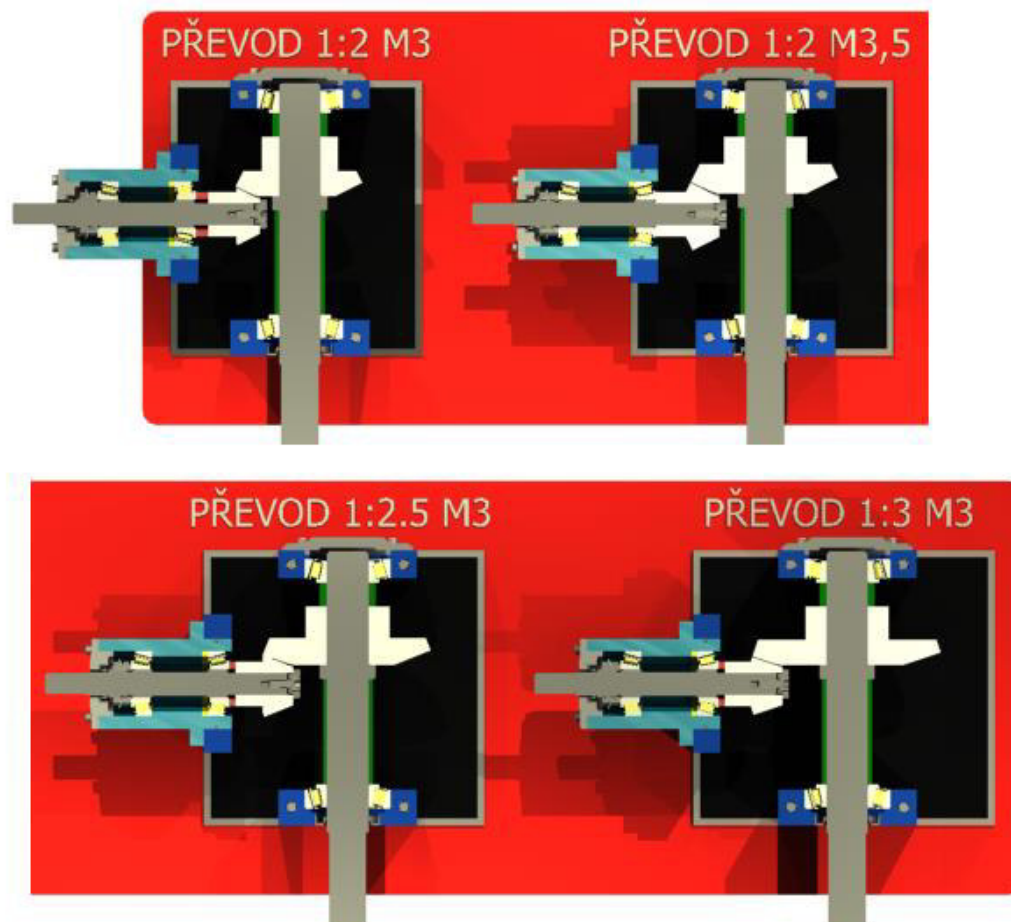
Tab. 6.: Životnost ložisek na vstupní a výstupní hřídeli.

ŽIVOTNOST VSTUPNÍCH A VÝSTUPNÍCH LOŽISEK [h]				
PODPORA	A	B	C	D
PŘEVOD 1:2 m=3	8,09x10 <sup>5</sup>	1,12x10 <sup>5</sup>	1962 x10 <sup>5</sup>	90,64 x10 <sup>5</sup>
PŘEVOD 1:2 m=3.5	14,34x10 <sup>5</sup>	1,94 x10 <sup>5</sup>	3741 x10 <sup>5</sup>	148,12 x10 <sup>5</sup>
PŘEVOD 1:2,5 m=3	8,68x10 <sup>5</sup>	1,39 x10 <sup>5</sup>	2558 x10 <sup>5</sup>	105,33 x10 <sup>5</sup>
PŘEVOD 1:3 m=3	5,97x10 <sup>5</sup>	1,10 x10 <sup>5</sup>	2050 x10 <sup>5</sup>	87 x10 <sup>5</sup>

Z Tab. 6. vyplývá, že ložisko v podpoře B při převodu 1:3 s modulem  $m = 3$  mm má životnost 110 239 hodin. V porovnání s požadovanou životností je to velmi dostačující. Toto ložisko má ze všech použitých variant nejnižší hodinovou životnost. V tomto případě by zde mohlo být použito případně i ložisko s menší dynamickou únosností, které by muselo být následně zkontrolováno. Nejvíce zatěžované místo je tedy na vstupní hřídeli v místě B. Nejvyšší zatížení v tomto místě činí 1 427,15 N (Viz. Tab.5.).

### 6.8. Zkušební kuželová převodovka

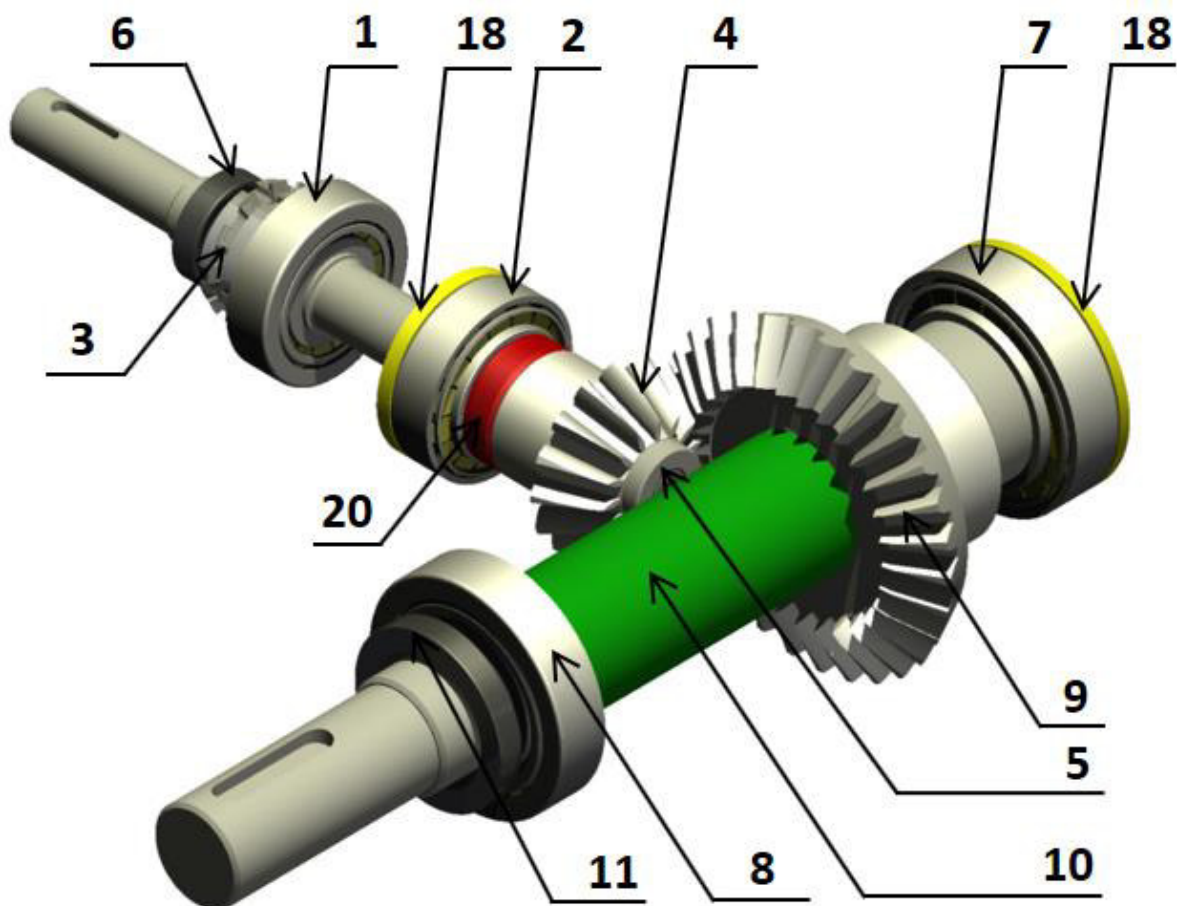
V programu Autodesk Inventor 2015 byl vytvořen model (viz. Příloha III.) zkušební kuželové převodovky pro testování ozubených kol. Tato převodovka tvoří jednu z hlavních částí navrhovaného zkušebního standu. Při prvotním návrhu vznikly 4 varianty převodovek (viz Obr.51) z důvodu možnosti testování více typů kuželových soukolí v jedné převodové skříni. Pro výstupní model byla využita kola s různými převodovými poměry a rozdílným modulem (viz Tab.2). Hlavní nevýhodou navržených variant bylo, že při výměně testovaného soukolí, by se vzhledem k rozdílným rozměrům kol, museli výstupní domky posouvat, a tím pádem by každá z variant měla rozdílnou šířku krytu skříně převodovky.



Obr. 51.: Zkušební kuželové převodovky – návrh.

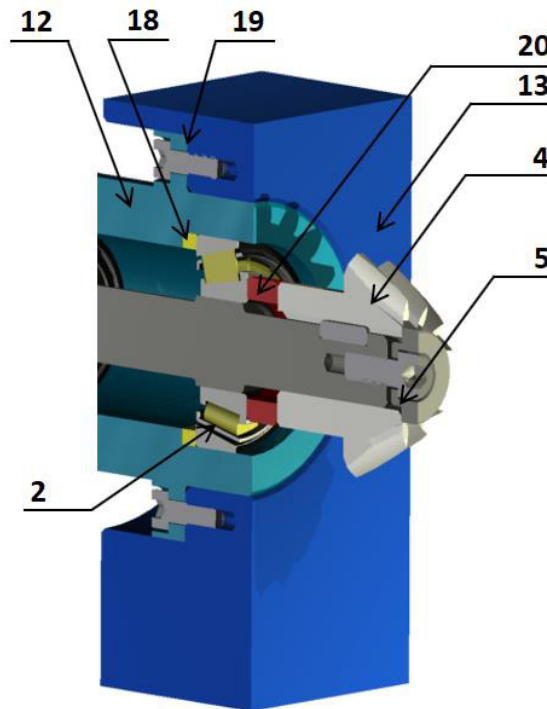
Vstupní hřídel byla osazena kuželíkovými ložisky (1) a (2) zády k sobě (do „O“). Ložisko (1) je na vstupní hřídeli zajištěno pomocí dvou KM matic (vnější matice zde slouží jako kontra matice) a jedné MB podložky (3). Pastorek (4) je uložen letmo a axiálně zajištěn pomocí pojistné desky (5), která je na kolo přitažena pomocí šroubového spoje. Pojistná deska je navržena v Kap. 6.4. Přenos krouticího momentu je ze vstupní hřídele na pastorek realizován pomocí těsného pera (viz. Kap. 6.3). Dále je na vstupní hřídeli umístěno gufero (6).

Výstupní hřídel je taktéž osazena kuželíkovými ložisky (7) a (8), s tím rozdílem, že jsou uloženy čely k sobě (do „X“). Mezi kolo (9) a ložisko (8) je vložena distanční trubka (10). Přenos krouticího momentu z výstupní hřídele na ozubené kolo je realizován taktéž pomocí těsného pera (viz Kap. 6.3). Na výstupní hřídeli je umístěno těsnící gufero (11).



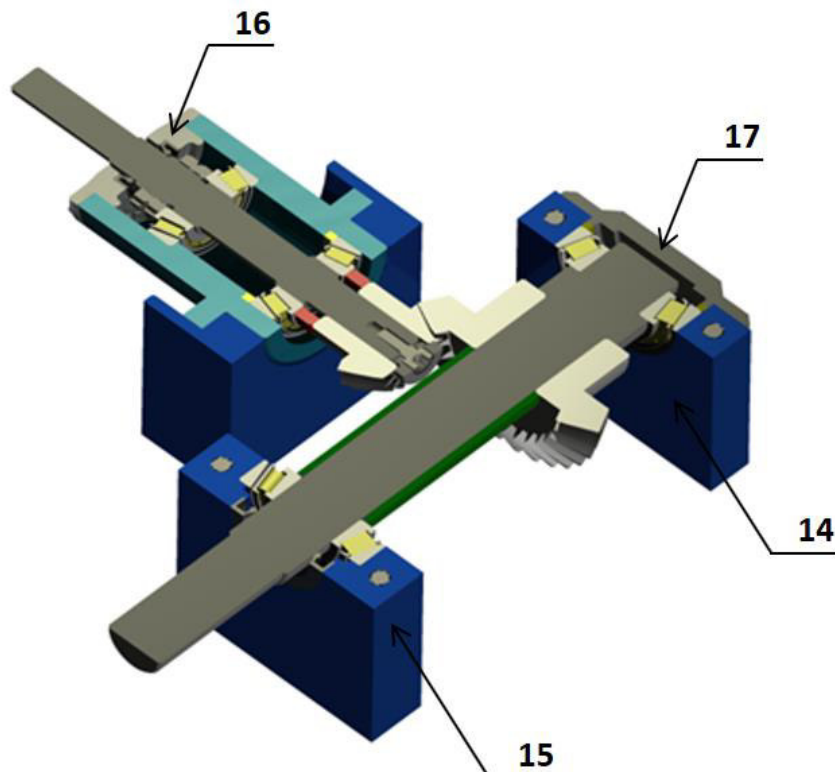
Obr. 52.: Hřídele s ložisky a koly.

Jednotlivé díly, kterými je osazena vstupní hřídel jsou umístěny v kruhové vstupní přírubě (12), která je šroubována pomocí šroubů s vnitřním šestihranem (ISO 4762) ke vstupnímu domku (13). Na Obr. 53. je zobrazen řez vstupním domkem. Vstupní domek bude pomocí svarového spoje připevněn k základnímu rámu standu.



Obr. 53.: Řez vstupním domkem kuželové převodovky.

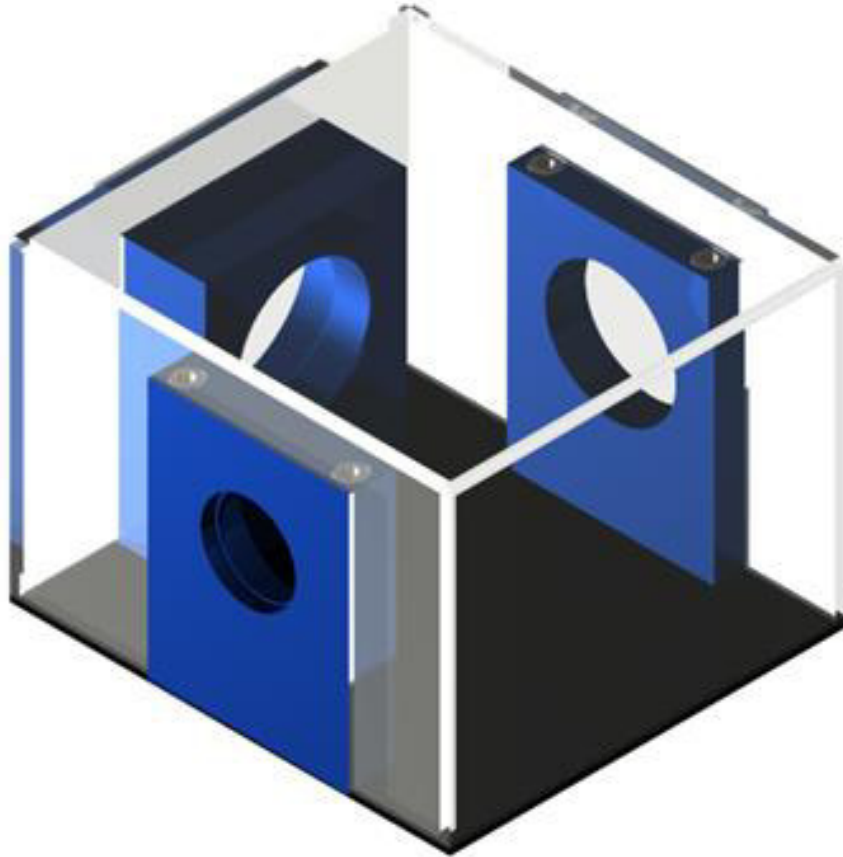
Vstup je uzavřen pomocí víčka (16), ve kterém je vloženo již zmíněné těsnící gufero. Na výstupní straně je taktéž umístěno víčko (17). Mezi ložisko (2) a vstupní přírubu (12) je vložen kroužek (18) pro možnost nastavení ložiska. Tento kroužek je také vložen mezi výstupní víčko (17) a výstupní ložisko (7). Na Obr. 54. je zobrazen řez zkušební kuželovou převodovkou.



Obr. 54.: Řez zkušební kuželovou převodovkou.

Výstupní domky (14) a (15) budou také připevněny pomocí svarového spoje k základnímu rámu standu (viz Kap. 6.9). Výstupní domky jsou půlené, z důvodu snazší možnosti montáže a výměny zkoušených typů kuželových ozubených kol.

Celý převodový mechanismus je umístěn v převodové skříni (viz Obr.55). Skříň je vytvořena z plexiskla. Spodní část skříně tvoří plechový díl, který je také přivařen k rámu standu.

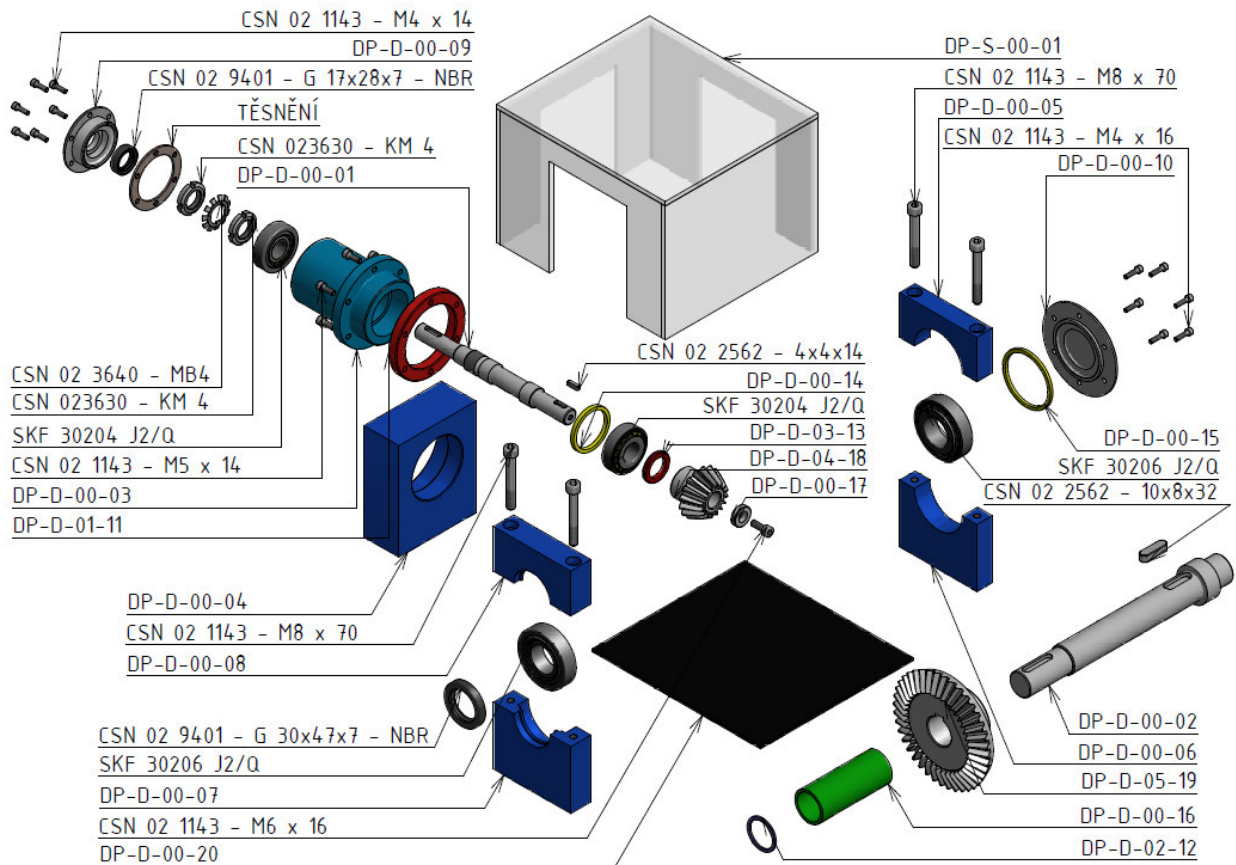


*Obr. 55.: Skříň zkušební kuželové převodovky.*

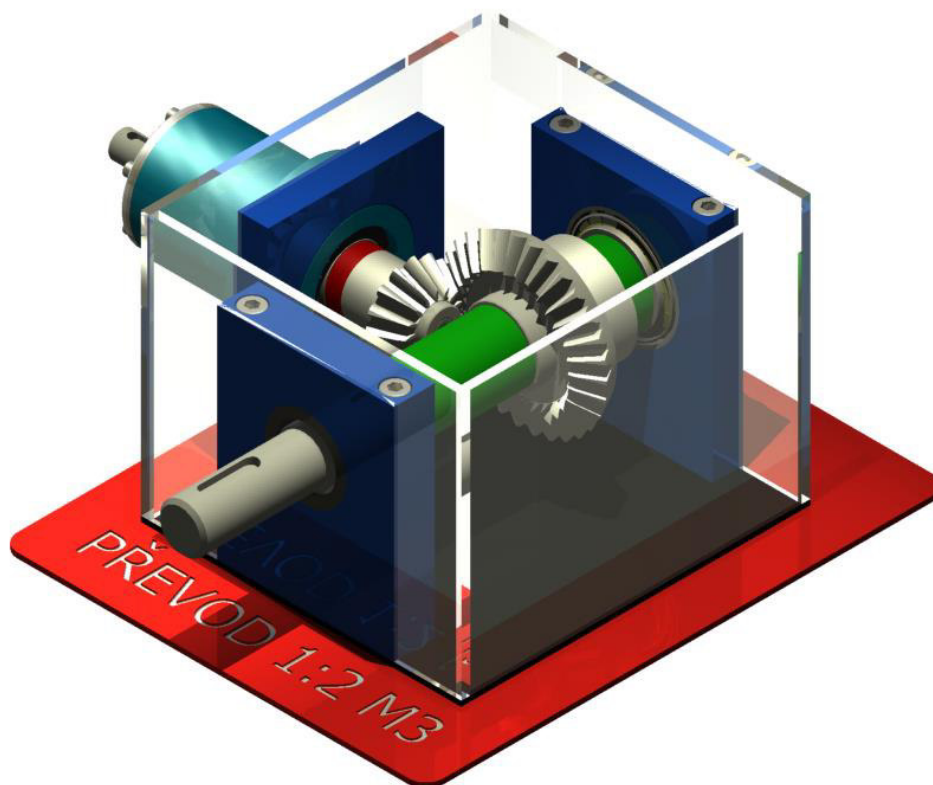
### **Optimalizace zkušební převodovky**

V dalším kroku bylo nutné vytvoření varianty převodovky, u které by bylo možné měnit zkoušené kuželové soukolí a zároveň zachovat hlavní rozměry převodové skříně. Tento problém byl eliminován tak, že se celá vstupní příruba (12) posouvá směrem ven ze vstupního domku (13) a tím dojde k vymezení potřebné vzdálenosti (můžeme tedy měnit i velikost záběru zkoušených kol). Do vzniklé vůle mezi přírubou a vstupním domkem byly vloženy vhodné vymezovací kroužky (19) a (20), jejichž velikost závisí na rozměrech právě zkoušeného kuželového soukolí. Poté jsou již rozměry převodové skříně stejné.

Zkušební kuželová převodovka je zobrazena na Obr.57. Jednotlivé díly, které tvoří tuto převodovku, jsou zobrazeny v rozpadu viz Obr.56. V tomto případě se jedná o zkušební převodovku, ve které je vloženo kuželové soukolí s převodovým poměrem 1:2,5 a modulem  $m = 3 \text{ mm}$ .



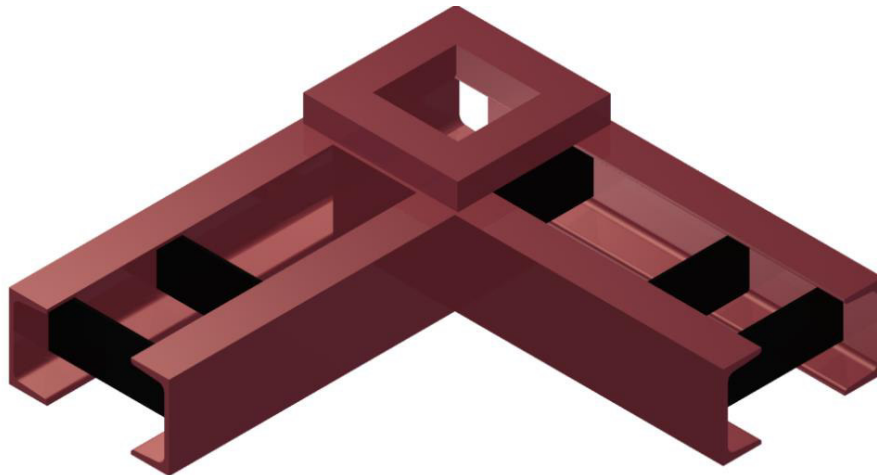
Obr. 56.: Rozpad zkušební kuželové převodovky.



Obr. 57.: Sestava zkušební kuželové převodovky.

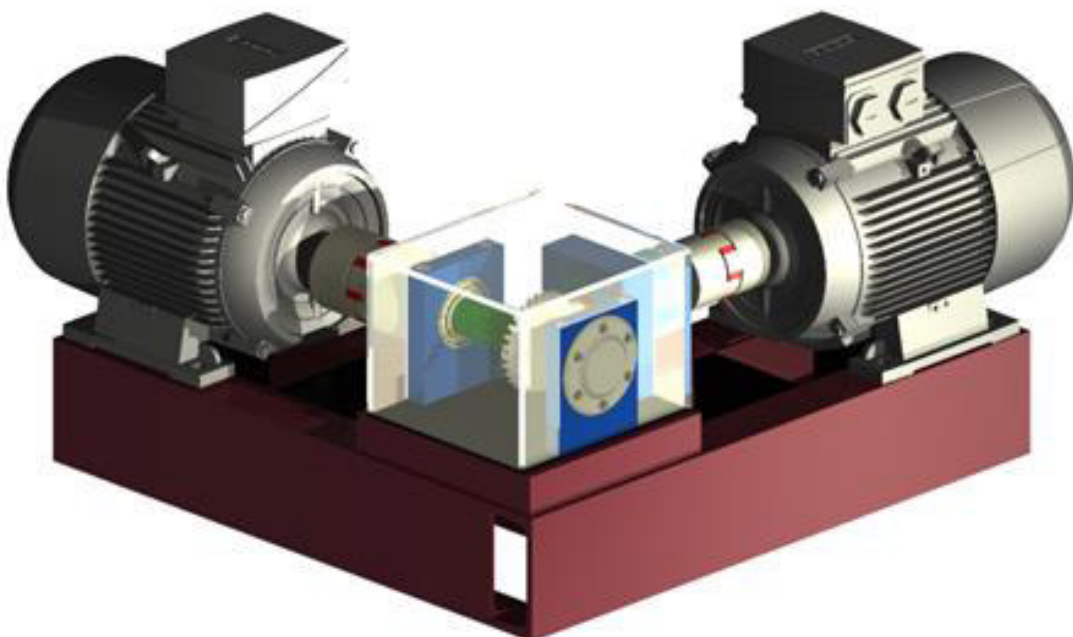
## 6.9. Rám zkušebního standu

V této práci byl navržen rám viz Obr.58. (tvaru „L“) pro zkušební stand na testování kuželových ozubených kol. Zásadní funkcí rámu je tvořit dostatečně tuhou základnu pro prvky měřícího řetězce a zajistit co nejpřesnější vzájemnou polohu prvků. Na tuto konstrukci budou umístěny vstupní a výstupní elektromotory a také zkušební kuželová převodovka. Rám je tvořen hlavní částí a nástavbami, které umožňují vyrovnat různé osové vzdálenosti. Jednou z částí rámu tvoří domky zkušební převodovky, která jsou přivařeny a následně, pro zvýšení přesnosti, obrobeny. Rám byl vytvořen z profilů tvaru U. Tuhost základního rámu byla zvýšena pomocí plechových výztuh.



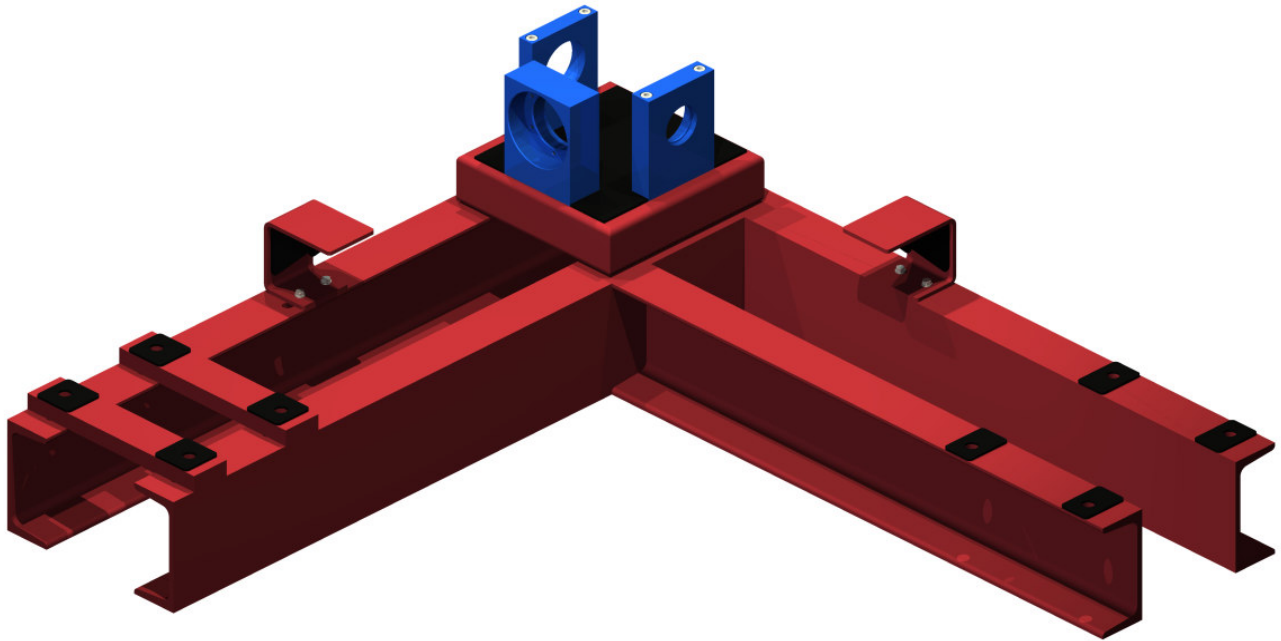
*Obr. 58.: Návrh rámu (předběžný).*

Na tento rám byly následně umístěny elektromotory a zkušební převodovka, která je propojena s těmito motory pomocí spojky s polyuretanovou hvězdou. Sestava je zobrazena na Obr.59. U této sestavy by však bylo možné snímat vstupní a výstupní  $M_k$  pouze pomocí momentových čidel.



*Obr. 59.: Sestava zkušebního standu bez měřícího členu.*

Z důvodu možnosti snímání momentu  $M_k$  pomocí sběrných kroužků bylo nutné rám zkušebního standu upravit. Na rám byly umístěny 2 ohýbané plechy, které slouží jako držáky pro sběrné kartáče. Celý rám bylo poté nutné prodloužit z důvodu vkládání středních měřících členů viz Kap. 8. Výsledná finální sestava rámu, která byla použita při návrhu je zobrazena na Obr. 60.



*Obr. 60.: Sestava rámu zkušebního standu.*

## 7. Možnosti mazání převodovky

Správná volba druhu a množství maziva má podstatný vliv na spolehlivý chod ozubeného převodu, hlučnost, jeho trvanlivost a životnost. Hlavním účelem mazání ozubených převodů je:

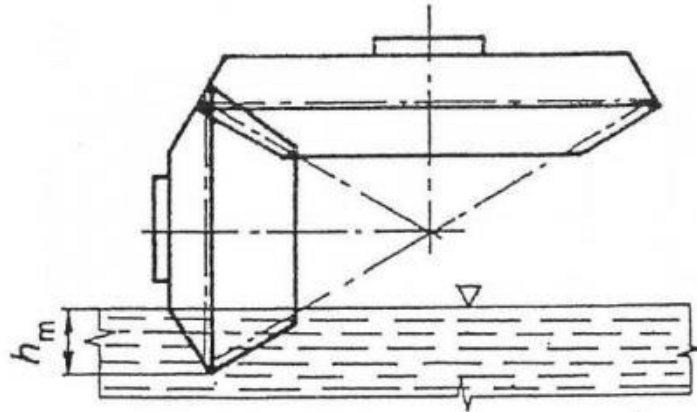
- Snížení tření při záběru zubů.
- Chlazení převodu.
- Odvádění nečistot ze záběru (otěrové částice).
- Vytváření olejového filmu proti korozi (u nekrytých převodů).

Vedle mazání samotných převodů je také zpravidla nutné, aby mazivo zajistilo mazání ložisek, hřídelí, ozubených kol, popř. dalších strojních prvků přítomných v převodovkách. Ve většině případů se k mazání převodů používají různé typy převodových olejů. U některých převodů je možnost mazání plastickými mazivy. [29]



## 7.1. Mazání broděním

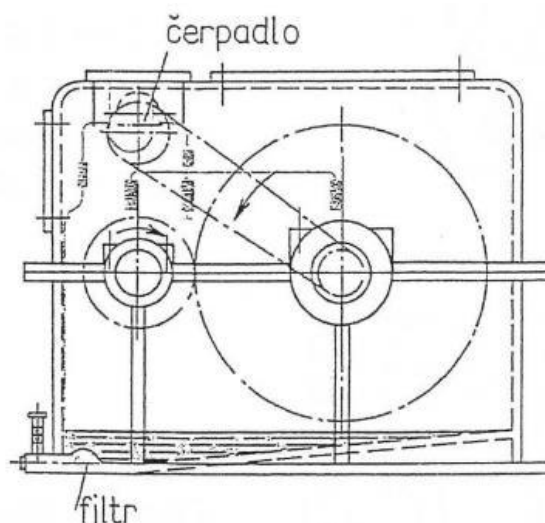
Jedná se o nejjednodušší aplikaci. U krytého soukolí, tedy převodů ve skříni převodovky s rychlostí do  $12 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , se mažou minerálními oleji. Doporučuje se použít typ oleje určený výrobcem převodovky. Věнец většího kola se brodí v oleji. Rozstříkem tohoto oleje se mažou i ložiska a další strojní součásti ve skříni převodovky. Na Obr. 61 je znázorněno brodivé mazání u kuželového ozubeného soukolí, kde zakótovaná výška oleje  $h_m$  je dána vztahem  $h_m = (2 \div 3)h$ , kde  $h$  je výška zubu. [30], [31], [32]



Obr. 61.: Brodivé mazání [32]

## 7.2. Tlakové oběžné mazání

U rychloběžného soukolí (pro velké výkony) – převody ve skříni převodovky se mažou tzv. oběhovým mazáním, kvalitními minerálními oleji, dopravovanými čerpadlem do místa záběru kol. Olej, který se odkapáváním vrací do olejové vany, odvádí teplo a následně se ochlazuje v určitém typu chladiče (např. vodní). Může zde docházet i k filtraci, aby se oddělily částičky nečistot. Tento typ mazání je znázorněn na Obr. 62. [30], [31], [32]



Obr. 62.: Schéma oběhového mazání. [32]

### 7.3. Mazání olejovou mlhou

Při velmi vysokém počtu otáček se doporučuje mazání olejovou mlhou. Za přidávání tlakového vzduchu se olej jemně rozpraší a takto vznikající směs olej-vzduch se rozprašuje do záběru zubů. Potřebné relativní množství maziva do jednotlivých mazaných míst se dosáhne použitím příslušných velikostí kondenzačních trysek. Tlakový vzduch mazací místa též ochlazuje. Při tomto typu mazání lze dopravovat olejovou mlhu do několika až stovek (i tisíců) mazacích míst. [30], [31], [32]

Při rozhodování o způsobu mazání ozubení se můžeme řídit Tab.7.

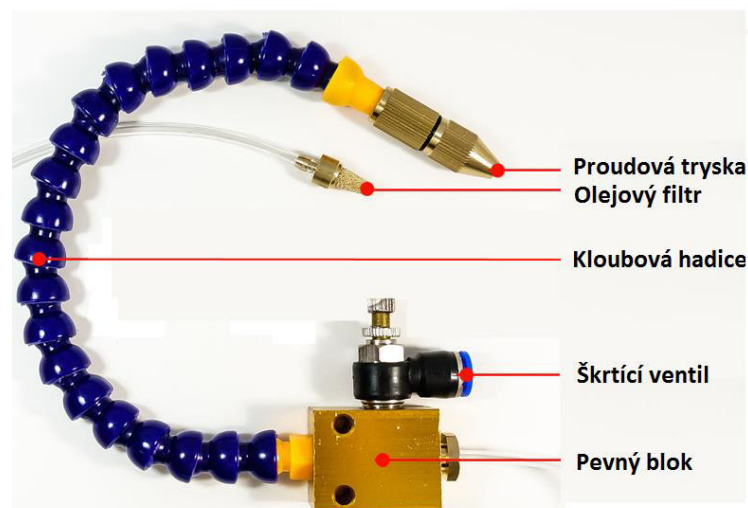
Tab. 7.: Volba mazání. [33]

Typ mazání	Obvodová rychlost $v$	
	[m/s]	[ot/min]
Brodivé mazání	< 12	< 2400
Tlakové rozstříkové mazání	> 12	> 2400
Olejovou mlhou	> 60	> 12000

### 7.4. Návrh mazání zkušební kuželové převodovky

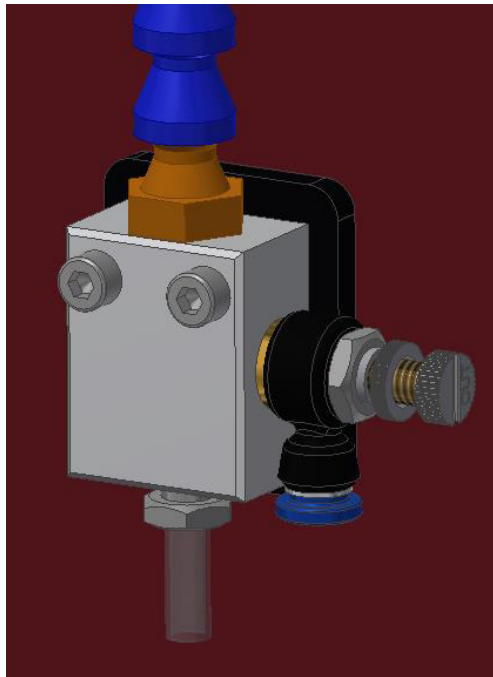
Hlavním požadavkem na mazání zkušební kuželové převodovky byla možnost sledování 3 typů mazání. Jedná se o mazání broděním, oběhové a mazání olejovou mlhou. Na spodní část skříně (krycí plech) byl přivařen kroužek, do kterého je zašroubována vypouštěcí zátka, která bude využita u všech typů mazání. Při mazání broděním se řídíme body popsány v Kap. 7.1. Vlivem otáčení kol dochází k rozstříkávání oleje po vnitřních stěnách skříně, a tím i k mazání ložisek.

Jako druhý typ bylo zvoleno mazání pomocí olejové mlhy. Tohoto faktoru bylo docíleno pomocí kupované sestavy (viz Obr. 63). Tato sestava se skládá z proudové trysky, kloubové hadice, olejového filtru, škrtkového ventilu a pevného bloku.

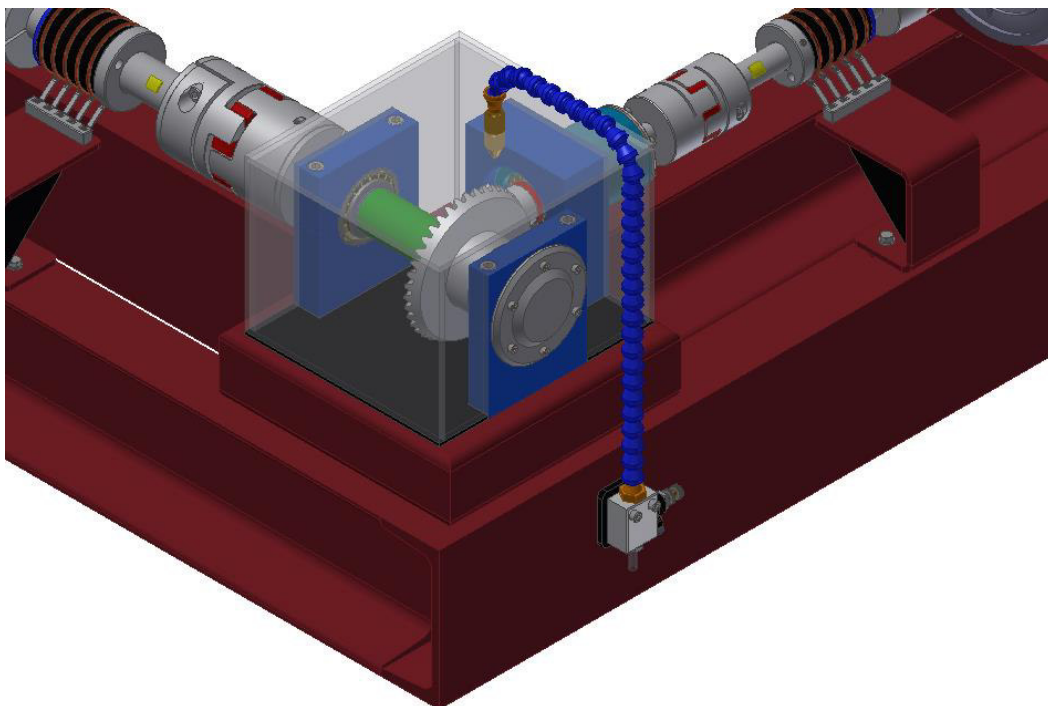


Obr. 63.: Systém mlhového mazání. [36]

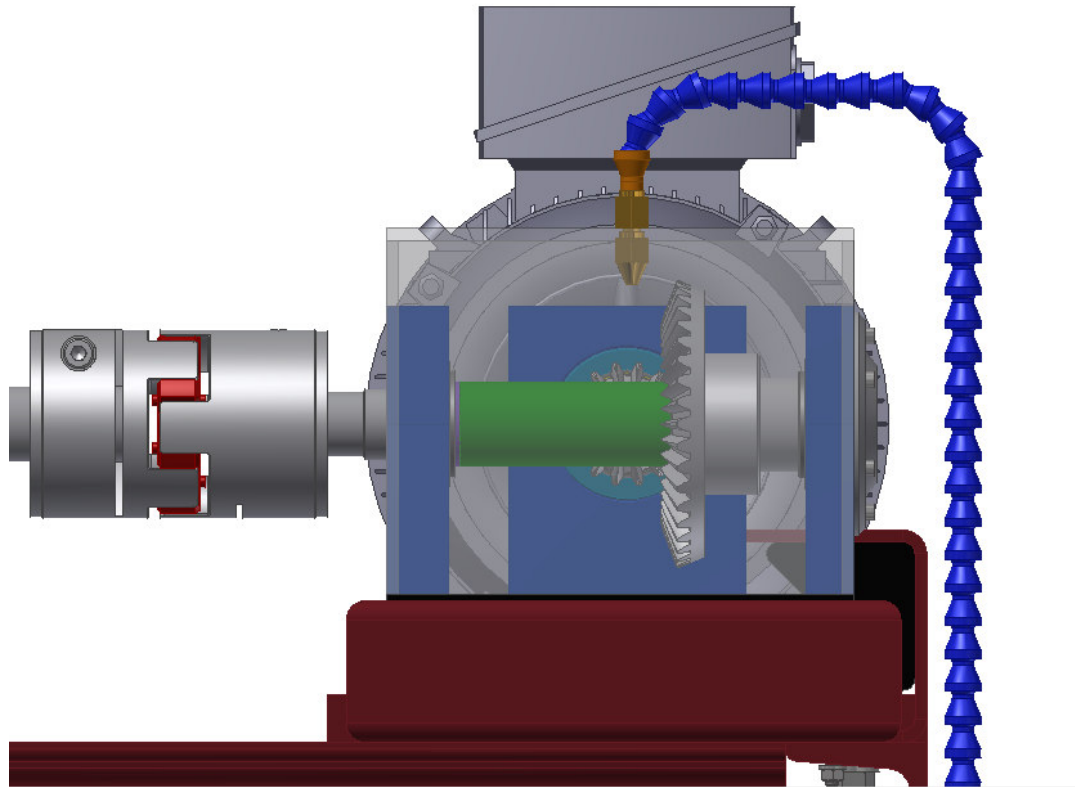
Velikost proudu vzduchu je zde možné regulovat pomocí škrtícího ventilu. (viz Obr. 64.). Tryska je připevněna pomocí 2 matic k vrchnímu dílu krycí skříně. Mezi tyto matice a plexisklo je nutné vložit gumové podložky, aby nedošlo k poškození plexisklového krytu. Tento typ mazání slouží zároveň k ochlazování součástí (proudem vzduchu). Hlavní blok mazacího systému je připevněn k základnímu rámu zkušebního standu pomocí šroubového spoje (viz Obr. 64). Do příslušných ventilů by bylo nutné pomocí hadic přivést zdroj vzduchu a oleje.



*Obr. 64.: Detail přívodních vstupů.*



*Obr. 65.: Detailní pohled na mlhové mazání.*



*Obr. 66.: Detailní pohled na mlhové mazání 2.*

Posledního typu mazání, tedy oběhového, bylo docíleno tak, že kloubová hadice (viz Obr. 67), která byla využita u mazání olejovou mlhou, by byla odpojena ze základního bloku a následně připojena na zdroj tlakového oleje (olejová nádrž + čerpadlo). Zároveň by bylo možné odpojit trysku z této hadice a mazat ozubení přímo, pomocí plastového konce. Jelikož je kloubová hadice libovolně otočná, jsme zde schopni směřovat proud oleje do potřebného místa.



*Obr. 67.: Hadice pro oběhové mazání. [36]*

U oběhového mazání a mazání olejovou mlhou je nutné, aby byl olej dostatečně rychle odváděn z převodové skříně a následně chlazen a filtrován. Všechny typy mazání, které jsou zde popsány, jsou pouze návrhové, proto je nutné ověřit jejich správnou funkčnost v praxi, přímo na zkušební kuželové převodovce.

## 8. Návrh měřicího členu

Vstupní a výstupní krouticí moment se měří pomocí tenzometru, který je umístěn na středním členu (vstupní a výstupní) trubce. Při návrhu byly zvoleny bezešvé ocelové trubky tvářené zatepla dle normy ČSN 42 5715.01. Vstupní trubka byla navržena pro dovolené napětí v krutu  $\tau_D = 25 \text{ N.mm}^{-2}$  a trubka výstupní na napětí  $\tau_D = 35 \text{ N.mm}^{-2}$ . Pro výpočet byl využit vztah (5) a vztah (40) pro modul průřezu v krutu  $W_k$  pro mezikruží.

$$W_k = \frac{\pi \times D_t^3}{16} \times \left( 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^4 \right) \quad (40)$$

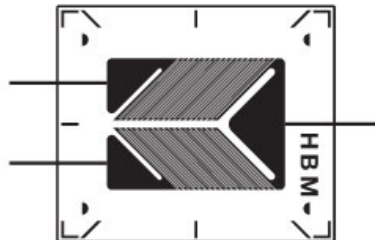
Pomocí programu Excel (viz Příloha IV.) byly vypočteny hodnoty napětí v krutu a následně, dle konstrukčních a skladových možností, zvoleny nejvhodnější rozměry trubek viz. Tab.8.

Tab. 8.: Rozměry trubek.

	Vnější průměr $D_t$ [mm]	Tloušťka stěny $t$ [mm]
Vstupní trubka	21,3	2,6
Výstupní trubka	31,8	3,2

### 8.1. Tenzometry

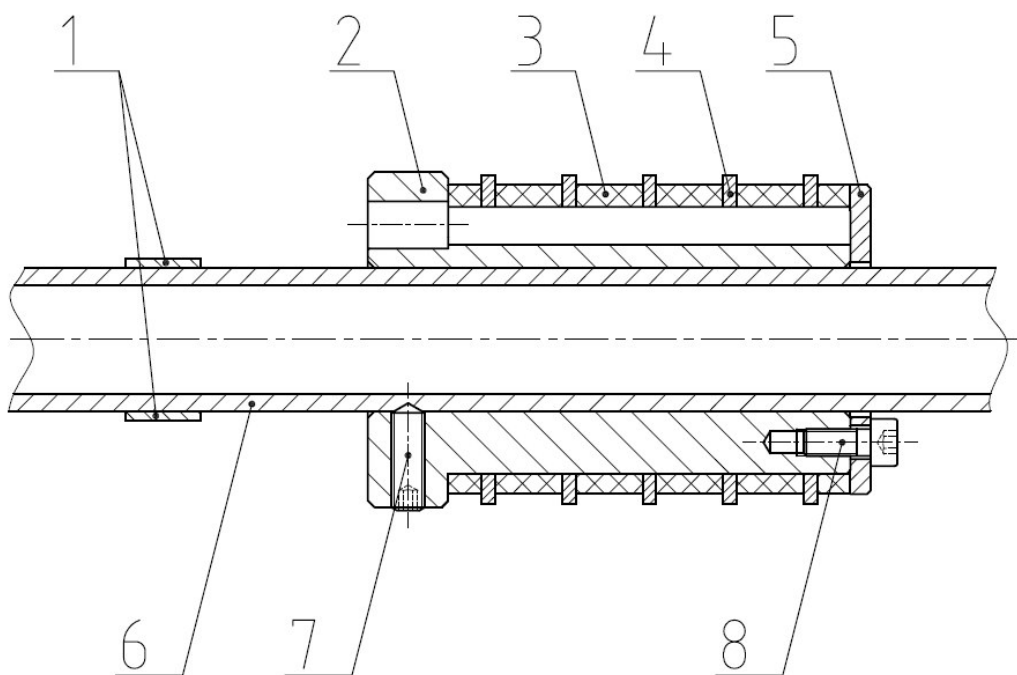
Pro měření krouticího momentu byly zvoleny univerzální foliové tenzometry série Y, které jsou určeny pro experimentální měření. Konkrétně se jedná o řadu XY21, která je určena pro měření krouticího momentu a smyku. Pro experimentální měření budou použity tenzometry 1-XY21-3/120 (viz Obr.68). Vlastnosti použitých tenzometru jsou uvedeny v příloze VI.



Obr. 68.: Tenzometr řady XY21. [21]

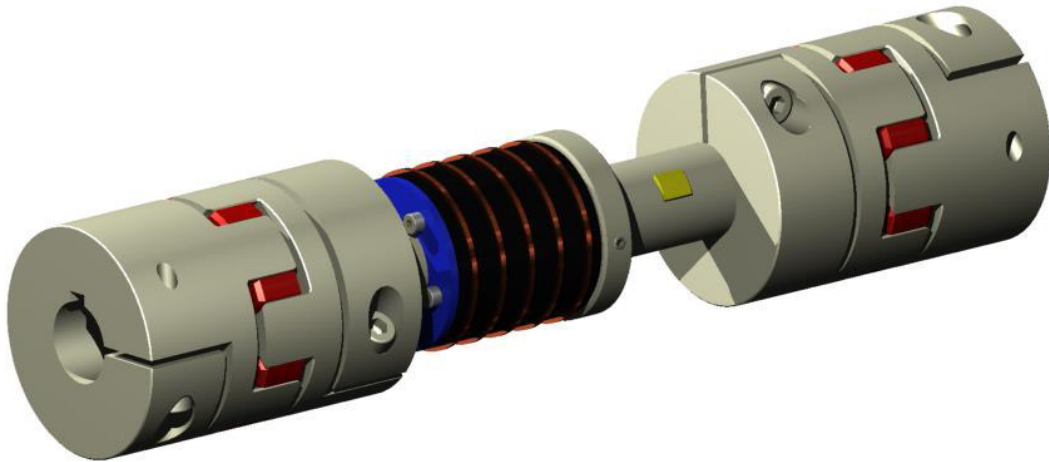
## 8.2. Měřicí člen

Člen na měření vstupního a výstupního krouticího momentu je sestaven z několika dílů. Hlavní částí je příruba (2), na které jsou umístěny měděné podložky (4), které slouží k převodu výstupního napětí z tenzometru na sběrací kartáče. Na měřicí části, tedy trubce (6), jsou nalepeny odporové tenzometry (1), jejichž rozmístění je uvedeno na Obr.26. Signál z měřících a napájecích bodů měřícího můstku je přiveden pomocí drátků ke sběrným kroužkům. Pro docílení potřebné rozteče mezi sběrnými kroužky jsou mezi měděné kroužky vloženy kroužky plastové (3). Axiálně jsou tyto kroužky pojištěny pomocí víčka (5) s pěti šrouby s vnitřním šestihranem (8). Příruba je na trubce axiálně zajištěna pomocí stavěcího šroubu (7). Výsledný měřicí člen je zobrazen na Obr. 69.



Obr. 69.: Řez měřícím členem.

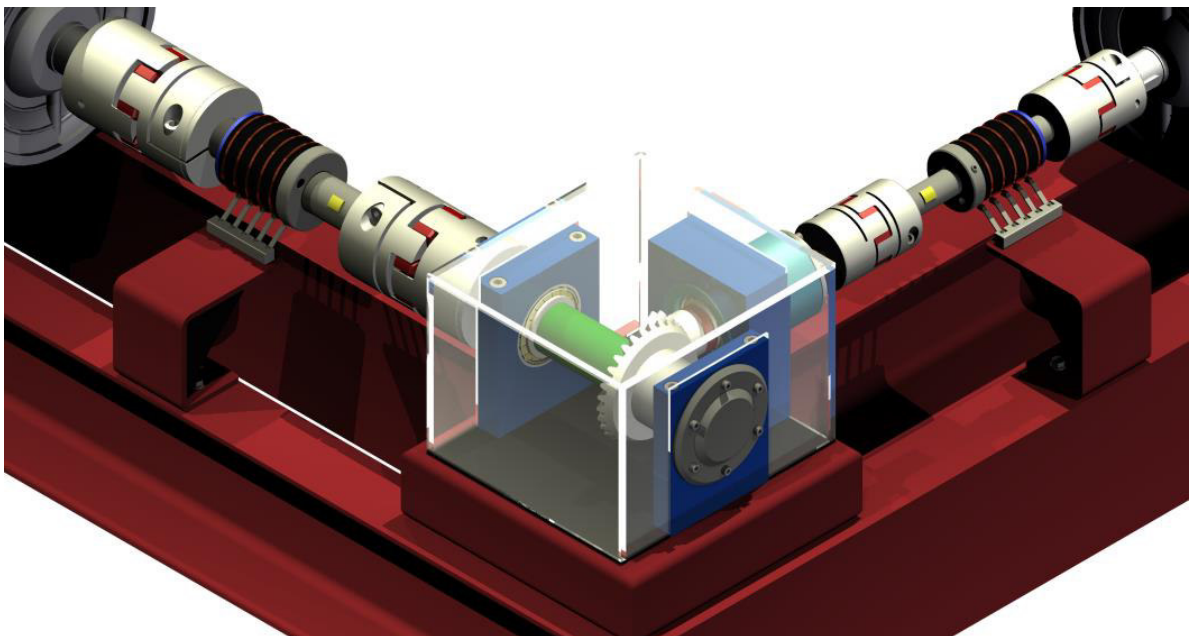
Trubky jsou z každé strany umístěny v pružných spojkách. Konkrétně se jedná o spojku s polyuretanovou hvězdou, která zajišťuje přenos krouticího momentu a tlumí vibrace. Dále slouží k vyrovnávání drobných nesouosostí a vyrovnání úhlových odchylek mezi spojovanými hřídeli. Spojka se skládá ze dvou nábojů a pružného středu. Přípustné odchylky závisí na průměru hvězdy a na tvrdosti polyuretanu. Pro každý průměr se vyrábějí hvězdy z několika různých materiálů, které se liší torzní tuhostí, tlumením kmitů a odchylkami polohy hřídelů. Výsledný 3D model měřícího členu je zobrazen na Obr.70.



*Obr. 70.: Měřicí člen.*

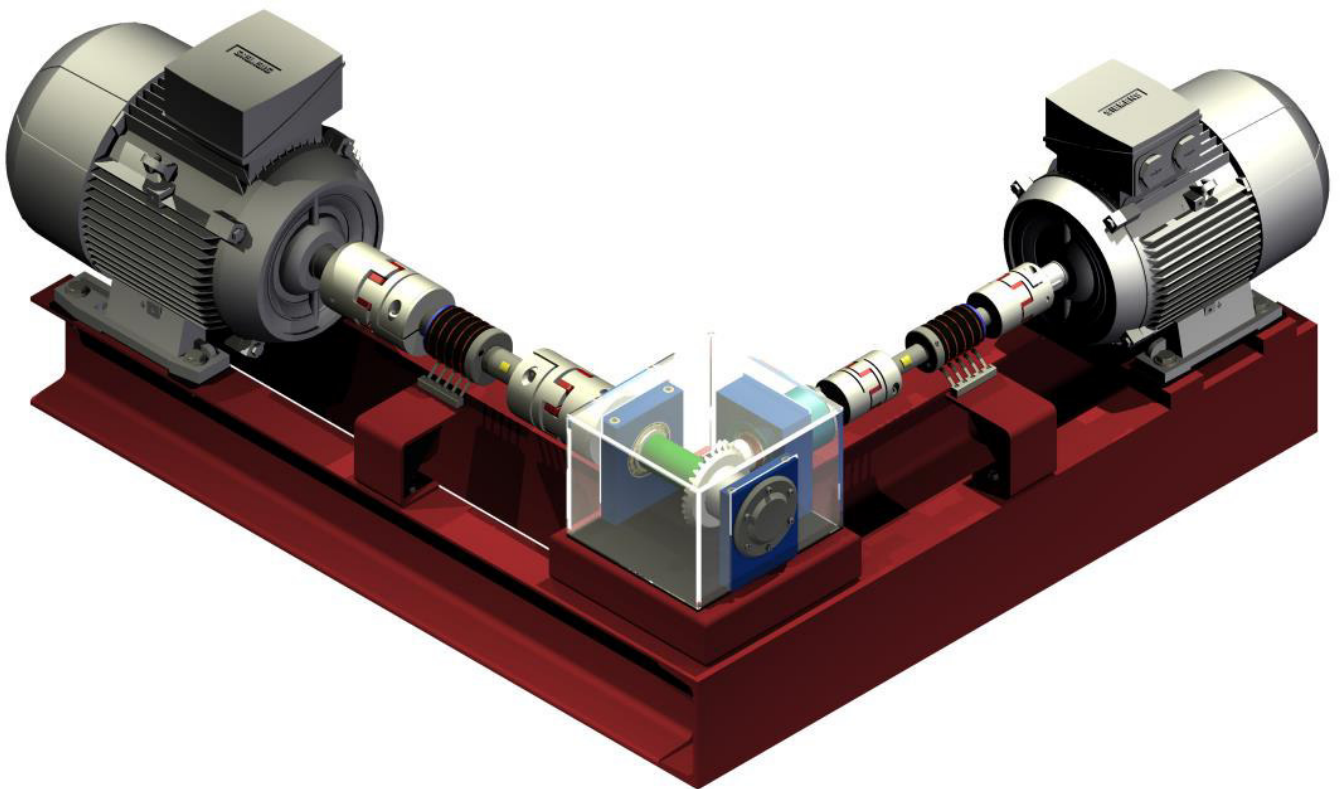
Výstupní a vstupní člen je konstrukčně totožný. Liší se pouze hlavními rozměry. Při laboratorním měření a zapojení je nutné námi vytvořený snímač krouticího momentu zkalibrovat. Jednou z hlavních nevýhod snímače s kroužky a kartáči je, že k velmi malému napětí je vyžadován velmi dobrý kontakt mezi kroužky a sběracími kartáči.

Na Obr. 71. je zobrazen detail sestavy zkušební kuželové převodovky. Mezi motory a převodovku jsou umístěny navržené měřicí členy, pro měření krouticího momentu.



*Obr. 71.: Detailní pohled na sestavu*

Na Obr. 72 je zobrazena celková sestava zkušebního standu. Tato sestava se skládá z hlavního rámu (viz Kap. 6.9), zkušební kuželové převodovky (viz Kap. 6.8) a již zmíněných měřících členů.

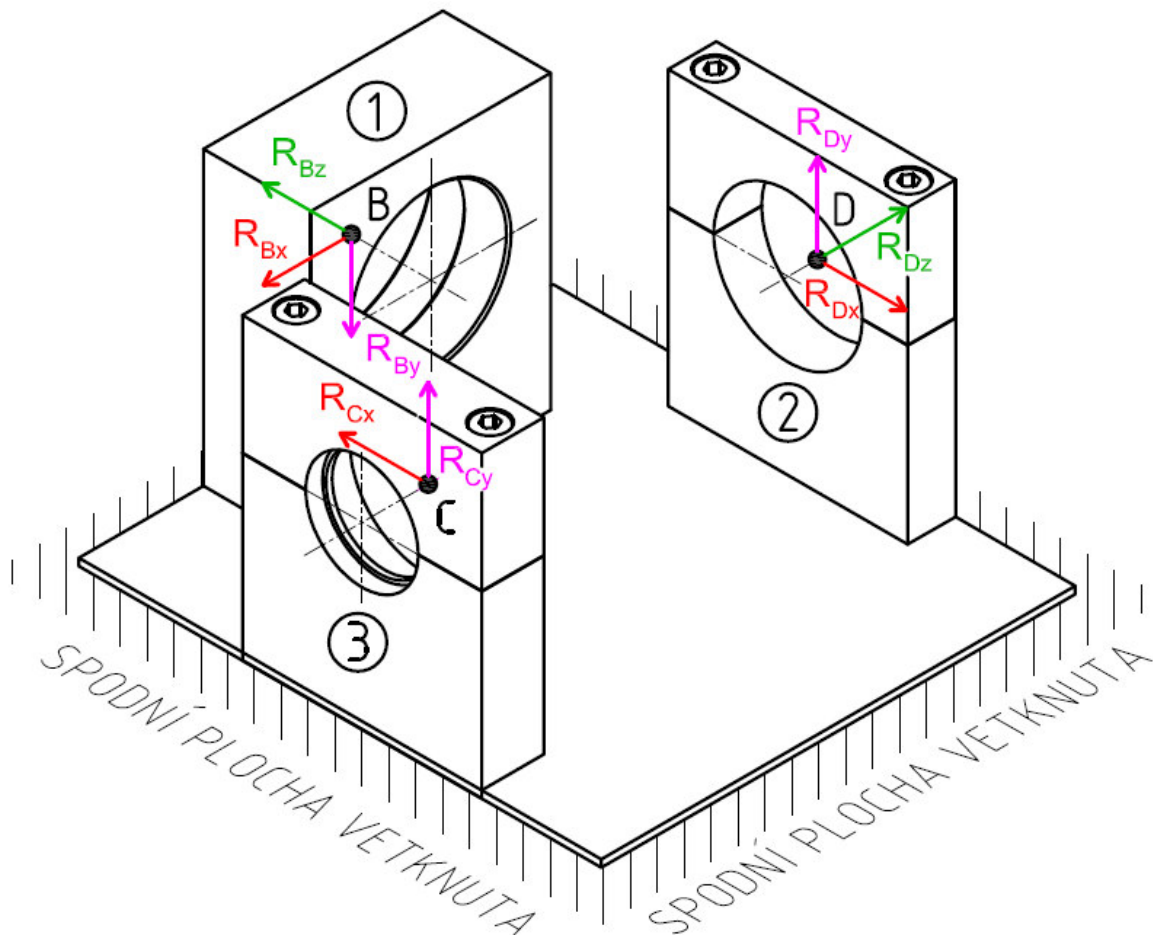


*Obr. 72.: Sestava zkušebního standu.*



## 9. MKP analýza

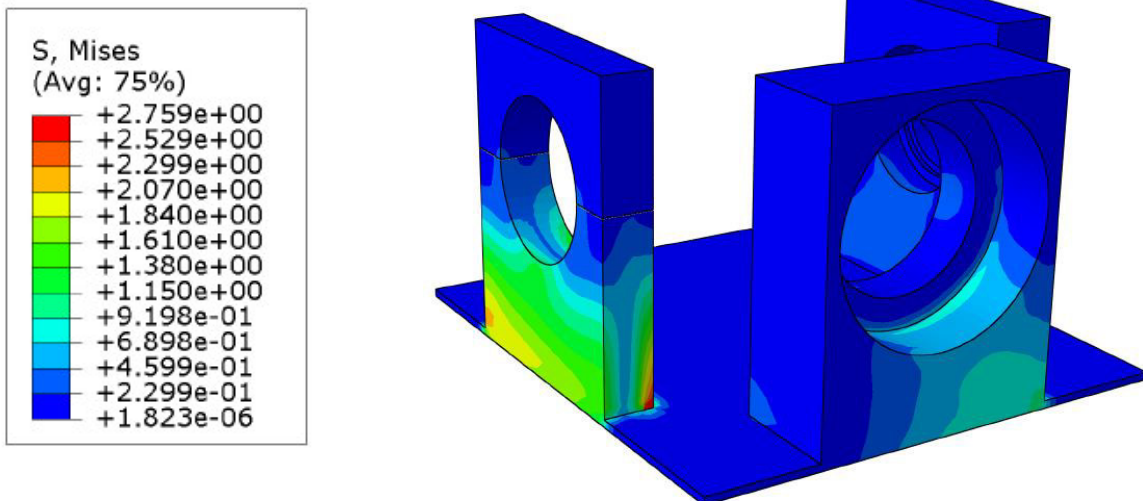
Při řešení MKP analýzy byly počítány 2 úlohy. Pro výpočet byly vybrány domky zkušební kuželové převodovky (viz. Obr. 73.) a trubky, které jsou použity jako část pro měření krouticího momentu na vstupu a výstupu z převodovky (viz Kap.8).



Obr. 73.: Zatížení domků zkušební kuželové převodovky.

### MKP analýza domků zkušební kuželové převodovky

Domky převodovky tvoří část zkušebního rámu. Model těchto domků byl zjednodušen, pro možnost lepšího vysíťování. Nebyly zde modelovány šroubové spoje. Domky jsou umístěny pomocí svarového spoje přímo na rám zkušebního standu) (viz Kap. 6.9). Spodní plocha je tedy vetknuta (viz Obr. 73). Do míst uložení ložisek byly zavedeny reakční síly, které byly vypočteny v kapitole 6.6. Tyto síly vycházejí ze sil působících v kuželovém ozubení. Výpočet byl proveden pro nejvíce namáhaný případ (převod 1:3  $m = 3$  mm). Tato úloha byla počítána v programu Abaqus.

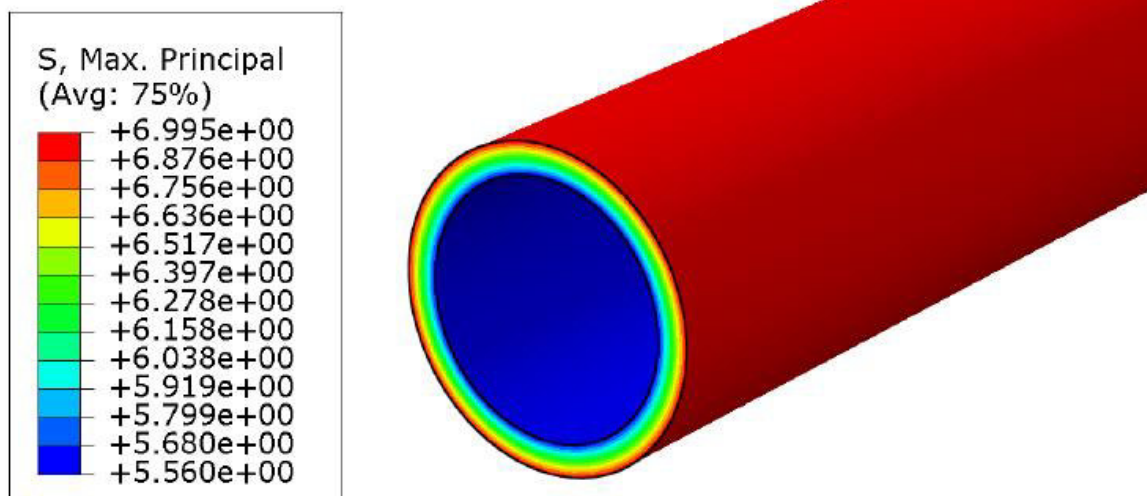


Obr. 74.: MKP analýza domků zkušební převodovky.

Výpočtem této analýzy bylo zjištěno, že nejvíce namáhanou součástí je menší z výstupních domků (na Obr. 73. označen číslem 2). Z Obr. 74. vyplývá, že maximální napětí je  $2,76 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$ . V tomto případě můžeme výsledné napětí považovat za zanedbatelné.

#### MKP analýza vstupní a výstupní trubky

Zkušební trubky tvoří jednu z hlavních částí členu pro měření krouticího momentu před a za převodovkou (viz Kap.8.2). Tyto trubky byly zatěžovány různými zátěžnými spektry. Následně byla odečtena hodnota smykového napětí  $\tau$  na povrchu měřeného objektu. Vybrané hodnoty jsou uvedeny v Tab. č.9. Výstupní trubka vypočtená MKP analýzou je zobrazena na Obr.75. Všechny hodnoty smykových napětí jsou uvedeny v příloze V.



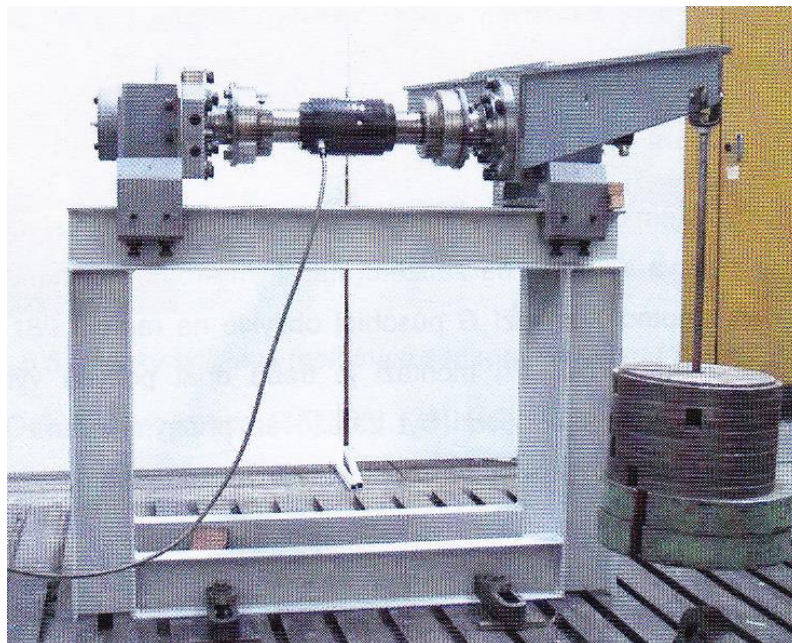
Obr. 75.: Zatížená výstupní trubka.

Tab. 9.: Smykové napětí  $\tau$  na povrchu trubek.

VSTUPNÍ TRUBKA			VÝSTUPNÍ TRUBKA		
Hmotnost [kg]	Krouticí moment $M_k$ [N.m]	ABAQUS $\tau$ [N.mm <sup>-2</sup> ]	Hmotnost [kg]	Krouticí moment $M_k$ [N.m]	ABAQUS $\tau$ [N.mm <sup>-2</sup> ]
0	0	0	0	0	0
2,374	11,435	9,02	2,715	26,13	6,995
2,822	13,593	10,72	3,846	37,01	9,909
3,269	15,746	12,42	4,979	47,92	12,830
4,4	21,194	16,72	4,979	47,92	12,81851
4,4	21,194	16,72	3,847	37,02	9,912
3,269	15,746	12,42	2,716	26,14	6,998
2,819	13,578	10,71	0	0	0
2,371	11,420	9			
0	0	0			

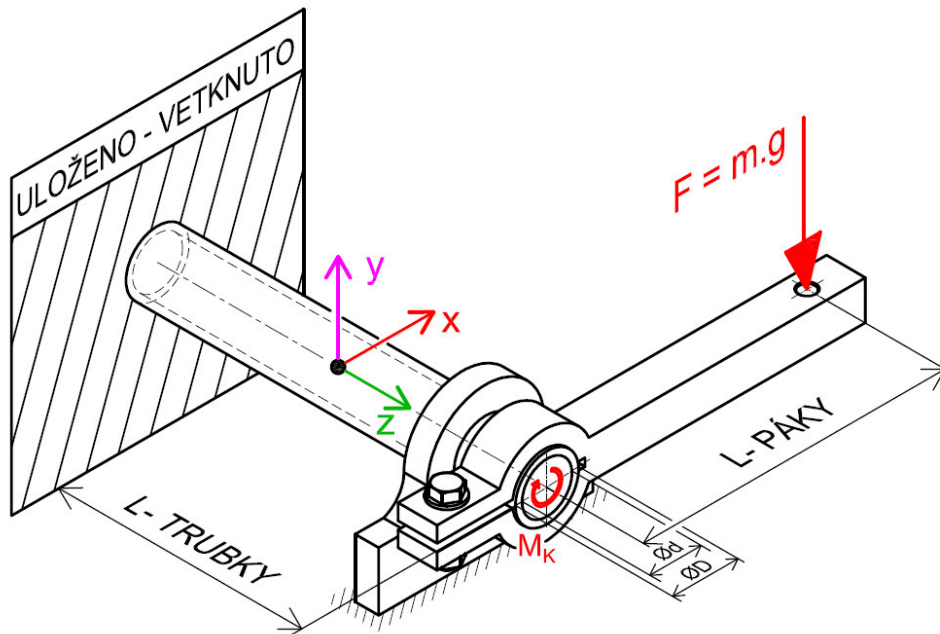
## 10. Experimentální měření

Hlavním cílem experimentálního měření byla instalace tenzometrů na měřený objekt. Měřeným objektem byly 2 trubky, jejichž rozměry jsou uvedeny v Tab.8. Tyto trubky byly následně zatěžovány krouticím momentem, který je do experimentu vnášen pomocí ramena se závažím. Výsledkem tohoto měření je kalibrace snímačů momentu, které byly navrženy v Kap. 8.2. Při statickém cejchovní snímačů krouticího momentu je sledována elektrická odezva použitého snímače na zatížení statickým krouticím momentem. Cejchovací zařízení je uvedeno na Obr.76.



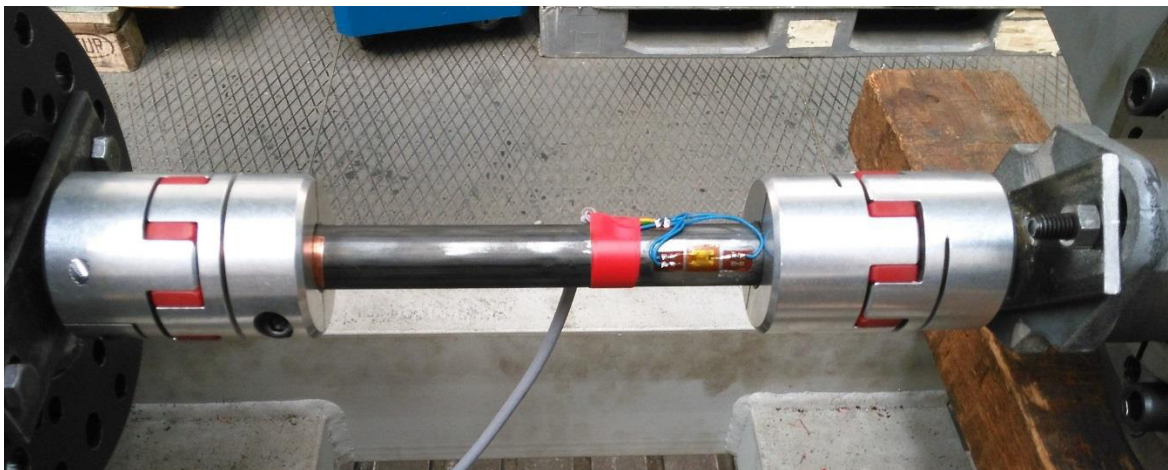
Obr. 76.: Zatěžovací zařízení. [5]

Měřený objekt (trubka) je zatěžován silou  $F$ , která závisí na velikosti použitého závaží hmotnosti  $m$ . Tato síla působí na rameni známé délky. Při zatěžování byly využity 2 různé délky páky –  $L$ -PÁKY = 981 mm a –  $L$ -PÁKY = 491 mm. Při zatěžování je nutné, aby byl měřený objekt zatížen pouze krouticím momentem. Experiment nesmí být ovlivněn příčnými silami nebo jinými silovými účinky, které by mohli výsledky experimentu velice znehodnotit a zvýšit chybu měření. Schéma zatěžování je zobrazeno na Obr. 77.



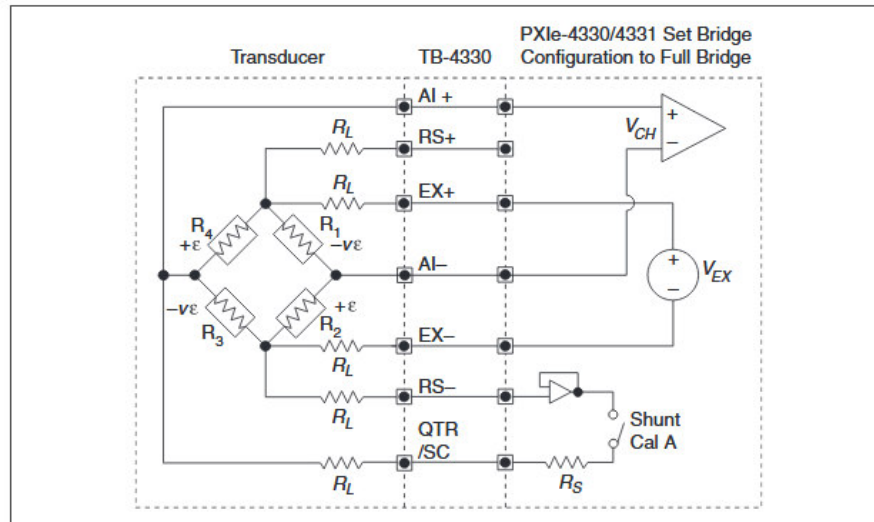
Obr. 77.: Schéma experimentálního zatěžování.

Měřené trubky byly pomocí přípravku a pružných spojek upnuty do zatěžujícího zařízení (viz Obr. 78). Na každé trubce byly provedeny 3 měření při různých zátěžných spektrech. Trubky byly vždy postupně zatěžovány a následně odlehčovány až na nulovou hodnotu zatížení. Tento postup byl proveden u každé zkoušky.



Obr. 78.: Upnutí měřené trubky.

Foliové tenzometry na měření krutu byly připojeny do měřicí karty NI PXIe-4330/4331 dle schématu (viz Obr. 79). Pomocí programu LabVIEW byl vytvořen zkušební program, do kterého byla zadávána hmotnost závaží [kg] a odečítána hodnota deformace  $\varepsilon$  [ $\mu\text{m}/\text{m}$ ]. Po každém měření byly výsledky uloženy do textového souboru. Před měřením na jednotlivé trubce musel být tenzometr zkalibrován v uživatelském rozhraní měřicí karty.



Obr. 79.: Schéma zapojení tenzometrů. [35]

V Tab. č.10. jsou uvedeny vybrané naměřené hodnoty deformace  $\varepsilon$ . U vstupní trubky byla tato deformace měřena až do maximálního krouticího momentu  $M_k = 23,92 \text{ N.m}$ . Se zvyšujícím se krouticím momentem vzrůstá výsledná odchylka měřené a vypočtené hodnoty (pomocí metody MKP v programu Abaqus). Maximální odchylka vypočtené deformace  $\varepsilon$  u vstupní trubky pomocí metody MKP a měření je cca 8,2 %. Odchylka je pravděpodobně způsobena rozdílným modulem pružnosti  $E$  použitého materiálu. K experimentu byly využity trubky ze skladových zásob, u kterých jsme si nebyli jisti, o jaký materiál se jedná a jaký má modul pružnosti  $E$ .

Tab. 10.: Deformace  $\varepsilon$  vstupní trubky.

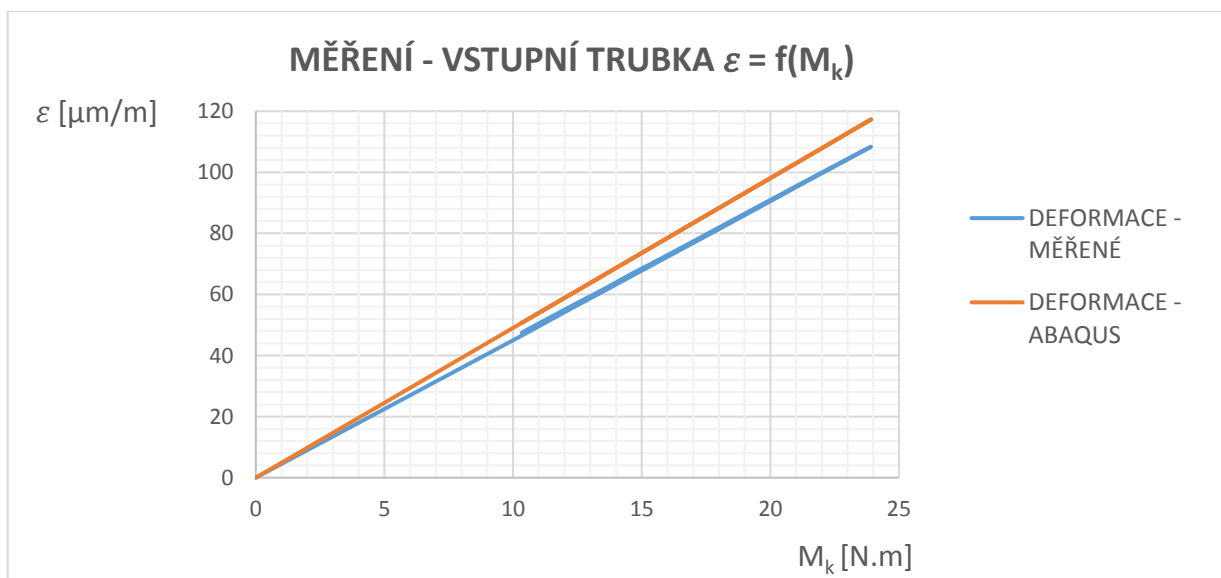
Hmotnost [kg]	Krouticí moment $M_k$ [N.m]	$\varepsilon_{\text{změř.}}$ [ $\mu\text{m}/\text{m}$ ]	$\varepsilon_{\text{ABAQUS}}$ [ $\mu\text{m}/\text{m}$ ]
0	0	0	0
2,374	11,435	51,592	56,08
2,822	13,593	61,372	66,67
3,269	15,746	71,16	77,23
4,4	21,194	96,001	103,9
4,4	21,194	96,31	103,9
3,269	15,746	71,749	77,23
2,819	13,578	61,983	66,6
2,371	11,420	52,405	56,01
0	0	0,832	0

V Tab. č 11. jsou taktéž, jako u vstupní trubky, uvedeny vybrané hodnoty měřené deformace  $\varepsilon$ . Výstupní trubka byla zatěžována do maximálního krouticího momentu  $M_k = 57,67$  N.m. Výsledkem tohoto měření bylo dosaženo stejného výsledku, jako u trubky vstupní. Tudíž i zde vzrůstá výsledná odchylka změřené a vypočtené hodnoty deformace  $\varepsilon$  se zvyšujícím se krouticím momentem  $M_k$ . Maximální odchylka vypočtené a naměřené deformace u výstupní trubky pomocí MKP a měření je cca 8,6 %. Měření na vstupní trubce lze tedy považovat za přesnější.

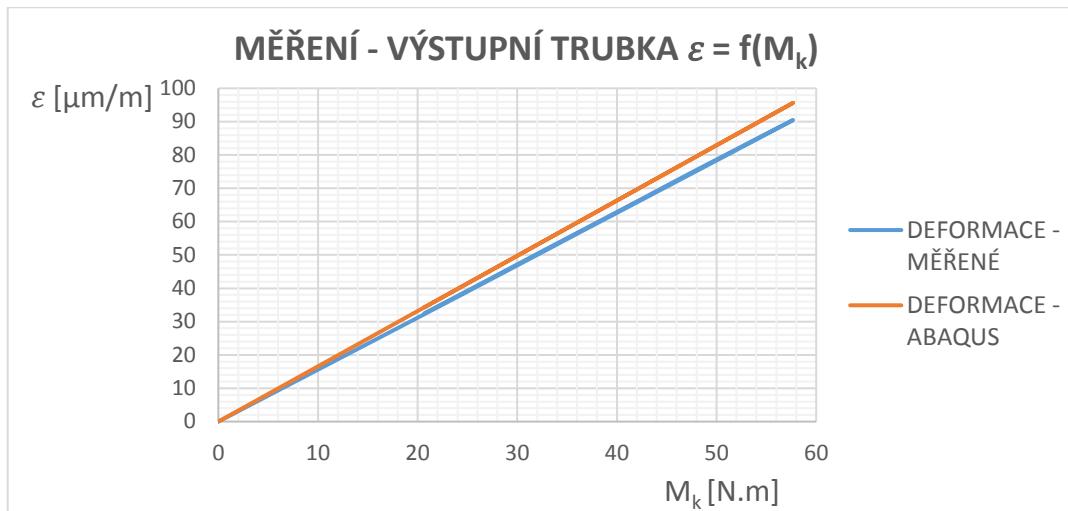
Tab. 11.: Deformace  $\varepsilon$  výstupní trubky.

Hmotnost [kg]	Krouticí moment $M_k$ [N.m]	$\varepsilon_{\text{změř.}}$ [ $\mu\text{m/m}$ ]	$\varepsilon_{\text{ABAQUS}}$ [ $\mu\text{m/m}$ ]
0	0	0	0
2,715	26,13	40,771	43,33
3,846	37,01	57,94	61,38
4,979	47,92	75,067	79,46
4,979	47,92	75,403	79,46
3,847	37,02	58,223	61,39
2,716	26,14	41,062	43,34
0	0	0,052	0

Do grafu byly vyneseny závislosti momentu  $M_k$  na měřené a vypočtené deformaci  $\varepsilon$ . Vždy pro 3 měření. Z Obr. 80 a 81 je patrné, že výsledné závislosti mají lineární průběh. Kompletní tabulky naměřených hodnot a grafické závislosti pro jednotlivá měření jsou uvedeny v pomocném programu vytvořeném v MS Excel (viz příloha V).



Obr. 80.: Měření  $\varepsilon$  na vstupní trubce.



Obr. 81.: Měření  $\varepsilon$  na výstupní trubce.

V experimentu byl dále proveden výpočet smykového napětí dle vztahu (5), kde vycházíme ze známého krouticího momentu a modulu průřezu v krutu viz vztah (40). Ze vztahu (41) počítáme smykové napětí  $\tau$  z již změřené deformace  $\varepsilon_{změř.}$  (viz Tab. 10. a Tab. 11.).

$$\tau = G\gamma; \gamma = 2\varepsilon \rightarrow \tau = 2 \times \gamma \times \varepsilon \quad (41)$$

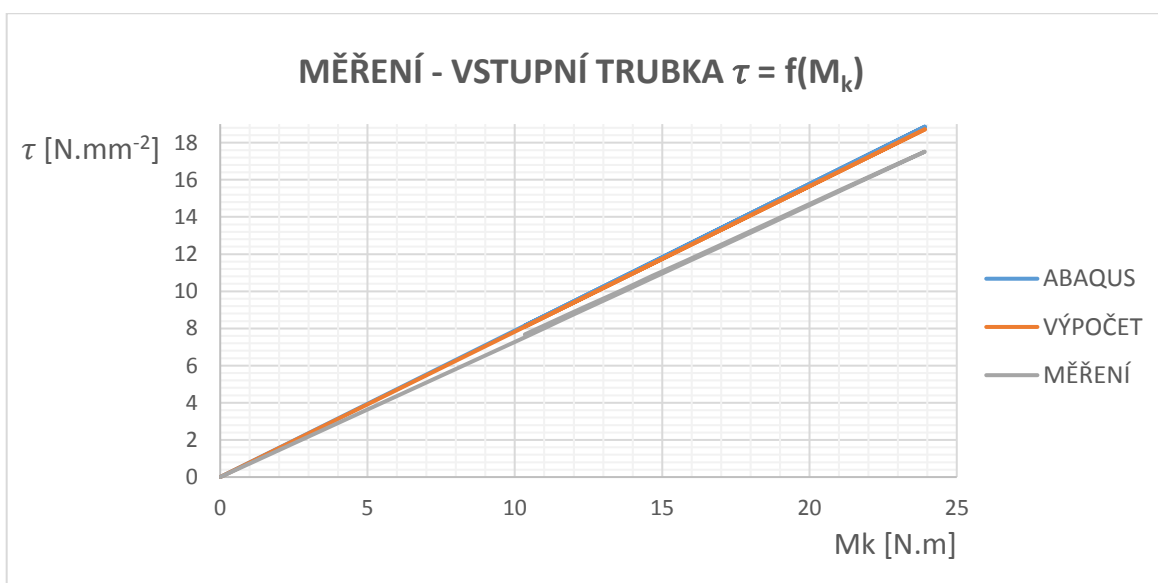
Tyto dvě hodnoty byly následně porovnány s hodnotou smykového napětí, které bylo napočítáno pomocí metody MKP v programu Abaqus (viz Kap. 9 – Tab. 9). Vybrané hodnoty smykových napětí jsou uvedeny v Tab. 12. a Tab. 13. Z těchto hodnot byly vytvořeny grafické závislosti smykového napětí  $\tau$  v závislosti na krouticím momentu  $M_k$ . Z Obr. 82. a 83. je patrné, že výsledná závislost je lineární. Výsledná odchylka měřeného, vypočteného a vypočteného smykového napětí  $\tau$  pomocí metody MKP je stejná jako u deformace  $\varepsilon$ . Lineární charakteristiky stoupají se stejnou směrnici. Tudíž odchylka činí cca 8%.

Tab. 12.: Smykové napětí  $\tau$  na vstupní trubce.

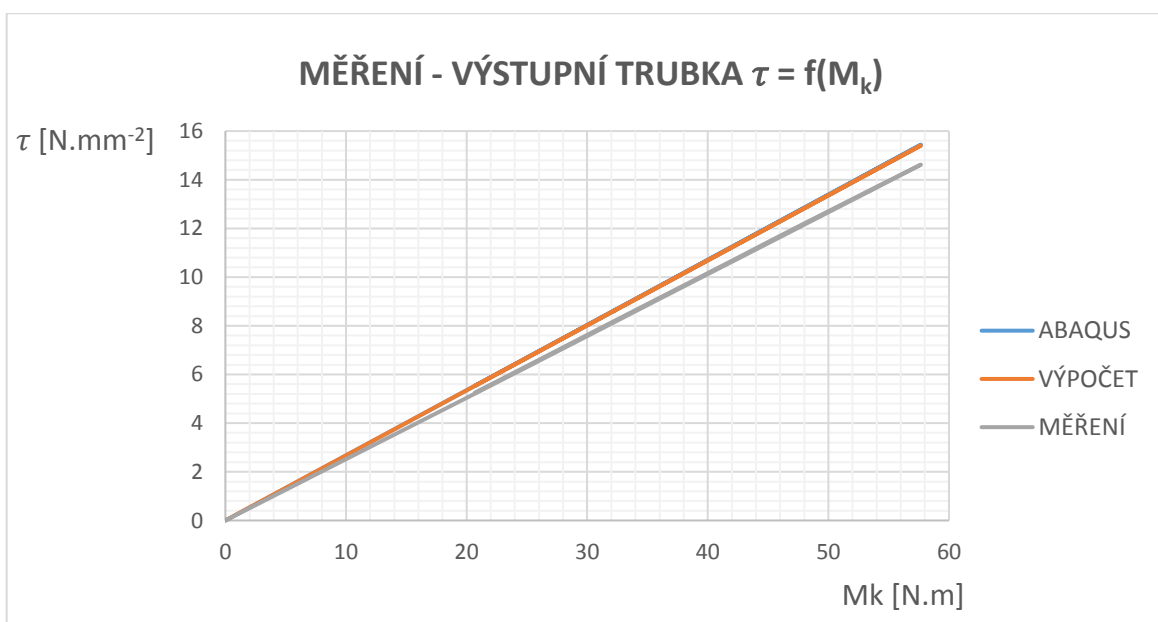
Hmotnost [kg]	Krouticí moment $M_k$ [N.m]	Vypočtené $\tau$ [N.mm <sup>-2</sup> ]	Změřené $\tau$ [N.mm <sup>-2</sup> ]
0	0	0	0
2,374	11,435	8,947	8,337
2,822	13,593	10,635	9,918
3,269	15,746	12,320	11,499
4,4	21,194	16,582	15,514
4,4	21,194	16,582	15,564
3,269	15,746	12,320	11,595
2,819	13,578	10,624	10,016
2,371	11,420	8,936	8,469
0	0	0	0

Tab. 13.: Smykové napětí  $\tau$  na výstupní trubce.

Hmotnost [kg]	Krouticí moment $M_k$ [N.m]	Vypočtené $\tau$ [N.mm <sup>-2</sup> ]	Změřené $\tau$ [N.mm <sup>-2</sup> ]
0	0	0	0
2,715	26,13	6,979	6,589
3,846	37,01	9,886	9,363
4,979	47,92	12,798	12,131
4,979	47,92	12,798	12,185
3,847	37,02	9,888	9,409
2,716	26,14	6,981	6,636
0	0	0	0



Obr. 82.: Měření  $\tau$  na vstupní trubce.



Obr. 83.: Měření  $\tau$  na výstupní trubce.



Kompletní tabulky naměřených hodnot a grafické závislosti pro jednotlivá měření jsou uvedeny v pomocném programu vytvořeném v MS Excel (viz příloha V).

## 11. Závěr

V rámci diplomové práce jsem navrhl elektricky uzavřený zatěžovací okruh pro testování kuželových ozubených kol. Základ laboratorního zařízení je tvořen zkušební kuželovou převodovkou, rámem a členem pro měření krouticího momentu  $M_k$  na vstupu a výstupu ze zkušební kuželové převodovky. Tyto krouticí momenty by byly následně využity při vyhodnocování účinnosti zkoušeného soukolí. Dalšími částmi jsou 2 asynchronní elektromotory, z nichž první pracuje jako hnací jednotka a druhý jako jednotka brzdná. Brzdný motor, s dostatečně velkou momentovou kapacitou, pracuje v generátorickém režimu. Je zde tedy možnost využití rekuperace elektrické energie.

Zkušební kuželová převodovka byla navržena tak, abychom byli schopni testovat ozubená kola různého materiálu, převodového poměru a modulu. Dále nám zkušební převodovka umožňuje sledovat 3 typy mazání a vnášet nerovnoměrný záběr pomocí odsunutí vstupního pastorku. Testovací převodové ústrojí bylo umístěno na zkušební rám, který tvoří dostatečně tuhou základnu, pro jednotlivé prvky měřicího řetězce. V této práci jsem se dále zabýval tvorbou vlastních čidel na měření krouticího momentu  $M_k$ , tedy čidel na bázi tenzometrů. Základ čidel je tvořen trubkou s kroužkovými sběrači a dvěma foliovými tenzometry na měření krutu.

Pomocí MKP analýzy, ve výpočtovém programu Abaqus, byly simulovány úlohy na vybraných dílech zkušebního standu. Konkrétně se jednalo o domky zkušební převodovky a měřicí trubky. Posledním krokem v této práci byla kalibrace čidel na měření krouticího momentu formou experimentu. V rámci experimentálního měření jsem provedl instalaci tenzometru na měřené objekty a vhodné upevnění těchto objektů do zkušebního zařízení. Každý z měřených objektů byl zatěžován třemi zátěžnými spektry. Z naměřených hodnot byly vytvořeny dvě závislosti – kalibrační křivky. Jednalo se o závislost poměrné deformace povrchu trubky  $\varepsilon$  a smykového napětí  $\tau$  v závislosti na krouticím momentu  $M_k$ . Výsledný průběh obou závislosti je lineární. Tyto křivky by bylo možné využít při měření skutečného krouticího momentu  $M_k$  před a za zkoušenou převodovkou při testování kuželových kol. Výsledky měření byly porovnány s analytickým řešením a výpočtem pomocí metody MKP. Maximální odchylka těchto řešení je cca 8,6 %. Výsledná odchylka mohla být zapříčiněna neznámým materiálem zkoušených trubek, a tudíž i neznámým modulem pružnosti  $E$ . Vypočtená závislost nám stoupá s jinou směrnici než závislost změřená.

## Seznam použité literatury

- [1] KUGL, Otmar. *Projekt - III. ročník*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005, 169 s. ISBN 80-01-03205-1.
- [2] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011, xiv, 927 s. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [3] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: mechanické převody*. Vyd. 1. Praha: České vysoké učení technické, 1999, 174 s. ISBN 80-01-01934-9.
- [4] POSPÍCHAL, Jaroslav. *Technické kreslení*. 4., přeprac. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2014, 94 s. ISBN 978-80-01-05595-3.
- [5] DYNBYL, Vojtěch. *Výkonová metrologie: experimentální podpora vývoje a inovací mechanismů ve strojírenství*. Vyd. 1. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2009. ISBN 978-80-01-04325-7.
- [6] KOČMAN, Karel a Jaroslav PROKOP. *Technologie obrábění*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2001, 270 s. ISBN 80-214-1996-2.
- [7] BUREŠ, Jan. *Kuželová kola s obloukovým ozubením Gleason*. 1. vyd. Praha: SNTL – Státní vydavatelství technické literatury, 1962, 135 s.
- [8] Minitoolscoating.cz [online]. *Solid mill cutters for bevel gears – Gleason type*. [vid. 2015-04-25]. Dostupné z: [http://www.minitoolscoating.com/uploads/images/Gallery/Frese\\_integrali/](http://www.minitoolscoating.com/uploads/images/Gallery/Frese_integrali/)
- [9] Gleason.cz [online]. *Cutting tools*. [vid. 2015-04-25]. Dostupné z: [http://www.gleason.com/uploads/products\\_images/header\\_image\\_0147.jpg](http://www.gleason.com/uploads/products_images/header_image_0147.jpg)
- [10] KŘÍŽ, Rudolf. *Stavba a provoz strojů: převody*. 1. vyd. Praha SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1978, 176 s.
- [11] HUMÁR, Anton. *Technologie I: Technologie obrábění – 2. část* [online]. Studijní opory pro magisterskou formu studia. VUT v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2004, 94 s. [vid. 2015-04-20]. Dostupné z: [http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/opory-save/TI\\_TO-2cast.pdf](http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/opory-save/TI_TO-2cast.pdf)
- [12] MAREČEK, Tomáš. *Technologické parametry výroby ozubených kol* [online]. [cit. 2013-22-13]. Dostupné z: [http://is.mendelu.cz/zp/porta\\_zp.pl?prehled=vyhledavani;podrobnosti=51737;download\\_prace=1](http://is.mendelu.cz/zp/porta_zp.pl?prehled=vyhledavani;podrobnosti=51737;download_prace=1). Bakalářská práce. Mendelova univerzita v Brně. Agronomická fakulta. Ústav techniky a automobilové dopravy. Vedoucí práce Jiří Votava
- [13] *Výroba kuželových ozubených kol se zakřivenými zuby* [online]. [cit. 2016-10-12]. Dostupné z: <http://mlgeardesigns.blog.cz/1310/vyroba-ozubenych-kol-se-zakrivenymi-zuby>
- [14] SLOUKA, Radim. *Moderní metody výroby kuželových kol* [online]. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2009 [cit. 2016-11-13]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/11012/12338>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství. Ústav strojírenské technologie. Vedoucí práce Oskar Zemčík.

- [15] VONDRA, Tomáš. *Výroba ozubení kuželového soukolí* [online]. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2015 [cit. 2017-06-13]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/11012/40035>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství. Ústav strojírenské technologie. Vedoucí práce Milan Kalivoda.
- [16] KLEPAL, Václav a Jan BUREŠ. *Kuželová ozubená kola s paolidními zuby Klingelberg*. 1. vyd. Praha: SNTL – Státní vydavatelství technické literatury, 1961, 121 s.
- [17] KUŽELÍKOVÁ\_LOŽISKA. *EXVALOS* [online]. 2015 [cit. 2015-04-08].
- [18] ŠMÍD, Tomáš. *Návrh a výpočet zkušebního stavu pro měření vibrace a hluku automobilových převodovek: Design and calculation of the test stand for measurement of vibration and noise in the car gearbox* [CD-ROM]. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2009.
- [19] KŘÍŽ, Rudolf, VÁVRA, Pavel. *Strojírenská příručka: Svazek 6 R - Části strojů a převody (2. část)*. 1. vyd. Praha: SCIENTIA, spol. s. r. o., 1995. 291 s. ISBN 80-85827-88-3
- [20] NEPAUER, Jan. *Výroba kuželových ozubených kol* [online]. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2010 [cit. 2017-06-13]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/11012/8134>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství. Ústav strojírenské technologie. Vedoucí práce Oskar Zemčík.
- [21] Snímače a senzory mechanických veličin. *HBP Měřicí technika* [online]. © 2017 HBP měřicí technika s.r.o. [cit. 2017-02-12]. Dostupné z: <http://www.hbm.cz/kategorie/snimace-a-senzory-mechanickych-velicin/>
- [22] VÁVRA, Josef. *Způsoby měření otáček a kroutícího momentu v automatizovaných systémech* [online]. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií, 2009 [cit. 2017-06-13]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/11012/10422>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií. Ústav výkonové elektrotechniky a elektroniky. Vedoucí práce Vítězslav Hájek.
- [23] Moment. *Technická měření* [online]. [cit. 2017-06-13]. Dostupné z: <https://moodle.fs.cvut.cz/mod/folder/view.php?id=6082>
- [24] *Experimentální Mechanika* [online]. Brno, 2003 [cit. 2017-05-20]. Dostupné z: [http://ean2011.fme.vutbr.cz/img/fckeditor/file/opory/Experimentalni\\_mechanika.pdf](http://ean2011.fme.vutbr.cz/img/fckeditor/file/opory/Experimentalni_mechanika.pdf)
- [25] *PRUŽNOST A PEVNOST I: Podklady pro přednášky*. Stránky podpory výuky pružnosti a pevnosti na FS ČVUT v Praze: str. 133-135 [online]. 2015 [cit. 2017-05-10]. Dostupné z: [http://pruznost.unas.cz/PP\\_I\\_14\\_15\\_96.pdf](http://pruznost.unas.cz/PP_I_14_15_96.pdf)
- [26] *Snímače - VTS Zlín s.r.o. Tenzometry - VTS Zlín s.r.o.* [online]. © 2017 Provozováno službou Internet123 – Mediatel [cit. 2017-05-20]. Dostupné z: <http://vtsz.cz/image.ashx?i=157410.pdf&fn=>

- [27] *Experimentální metody a zkoušení strojů. Tenzometrie* [online]. 2017 [cit. 2017-05-11]. Dostupné z: [https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211135-Experimentalni\\_metody\\_a\\_zkouseni\\_stroju/prezentace/1617/](https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211135-Experimentalni_metody_a_zkouseni_stroju/prezentace/1617/)
- [28] Ocelová kuželová kola. *T.E.A. TECHNIK s.r.o. lineární vedení a pohony* [online]. 2017 [cit. 2017-04-18]. Dostupné z: <https://www.teatechnik.cz/ocelova/>
- [29] Oleje pro mazání převodů. *Řízení a údržba průmyslového podniku* [online]. 2013 [cit. 2017-04-12]. Dostupné z: <http://udrzbapodniku.cz/hlavni-menu/artykuly/artykul/article/oleje-pro-mazani-prevodu/>
- [30] Walzlager-Katalog-převodová maziva. *DECKENBACH CZ* [online]. DECKENBACHCZ,s.r.o [cit. 2017-04-12]. Dostupné z: [http://www.fina-oleje.cz/files/produkty/molyduval/prevodova\\_maziva.pdf](http://www.fina-oleje.cz/files/produkty/molyduval/prevodova_maziva.pdf)
- [31] Konstruování strojů - převody. *Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně Ústav konstruování* [online]. [cit. 2017-04-12]. Dostupné z: [http://www.fsiforum.cz/upload/soubory/databaze-predmetu/6KT/\\_prednasky/6KT-prednasky--2006-07--.pdf](http://www.fsiforum.cz/upload/soubory/databaze-predmetu/6KT/_prednasky/6KT-prednasky--2006-07--.pdf)
- [32] Mazání ozubených převodů. *Stavba a provoz strojů* [online]. [cit. 2017-04-12]. Dostupné z: [http://www.spssvsetin.cz/assets/vy\\_32\\_inovace\\_14\\_19.pdf](http://www.spssvsetin.cz/assets/vy_32_inovace_14_19.pdf)
- [33] Kuželové ozubení. *MITCalc* [online]. [cit. 2017-04-12]. Dostupné z: [http://www.mitcalc.com/doc/gear2/help/cz/gear2txt.htm#Header\\_x](http://www.mitcalc.com/doc/gear2/help/cz/gear2txt.htm#Header_x)
- [34] PRÁŠIL, Ludvík. *Kuželová kola se šikmými a zakřivenými zuby* [online]. Liberec, 2010 [cit. 2017-06-12] Dostupné z: [http://www.kst.tul.cz/podklady/casti\\_fs/podklady/Kuzelova%20soukoli%20se%20sikmy%20a%20zakrivenymi%20zuby.pdf](http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Kuzelova%20soukoli%20se%20sikmy%20a%20zakrivenymi%20zuby.pdf)
- [35] NI Product Manuals. *NATIONAL INSTRUMENTS* [online]. [cit. 2017-06-15] Dostupné z: <http://www.ni.com/pdf/manuals/373029a.pdf>
- [36] Consumer Electronics. AliExpress [online]. [cit.2017-06-15] Dostupné z: [https://www.aliexpress.com/store/product/Mist-Coolant-Mist-Lubrication-Spray-System-for-8mm-Air-Pipe-CNC-Lathe-Mill-Drill/409890\\_32434828414.html](https://www.aliexpress.com/store/product/Mist-Coolant-Mist-Lubrication-Spray-System-for-8mm-Air-Pipe-CNC-Lathe-Mill-Drill/409890_32434828414.html)

## Seznam obrázků

Obr. 1.: Zkušební stand. [5] .....	6
Obr. 2.: Blokové schéma elektricky uzavřeného okruhu.....	7
Obr. 3.: Základní schéma otevřeného zkušební okruhu. [5] .....	7
Obr. 4.: Schéma mechanicky uzavřeného zatěžovacího okruhu. [5].....	9
Obr. 5.: Čtyřkvadrantové řízení zátěže. [18].....	10
Obr. 6.: Elektricky uzavřený zatěžovací okruh. [5].....	10
Obr. 7.: Hydraulický zatěžovací okruh. [5].....	11
Obr. 8.: Kuželové soukolí s přímými zuby. [12] .....	13
Obr. 9.: Kuželové soukolí se zakřivenými zuby. [12] .....	14
Obr. 10.: Věnc kuželového kola – tvar I. [34].....	14

Obr. 11.: Věvec kuželového kola – tvar II. [34].....	15
Obr. 12.: Věvec kuželového kola – tvar III. [34].....	15
Obr. 13.: Rozdělení kol podle zakřivení zubů. [34].....	16
Obr. 14.: Frézování kuželových kol s přímým ozubením. [15].....	17
Obr. 15.: Frézování kuželových kol nožovými hlavami. [15].....	18
Obr. 16.: Obrážení ozubených kuželových kol podle šablony. [15].....	18
Obr. 17.: Obrážení ozubených kuželových kol dvěma noži. [15].....	19
Obr. 18.: Protahování kuželových kol. [15].....	20
Obr. 19.: Frézování kuželových kol se zakřivenými zuby (Gleason). [11].....	21
Obr. 20.: Celistvá frézovací hlava. [8].....	21
Obr. 21.: Frézovací hlava se vsazenými noži. [9].....	21
Obr. 22.: Schéma frézování kuželových kol metodou Oerlikon. [14].....	22
Obr. 23.: Obrábění kuželového ozubeného kola se zakřivenými zuby. [15].....	23
Obr. 24.: Frézování paloidních kuželových kol (Klingelnberg). [16].....	23
Obr. 25.: Kuželová fréza samostatně a upevněná ve stroji. [15].....	24
Obr. 26.: Schéma umístění tenzometrů.....	26
Obr. 27.: Snímač firmy HBP. [22].....	26
Obr. 28.: Princip snímače momentu síly s odporovými tenzometry. [22].....	27
Obr. 29.: Kroužkové sběrače firmy HBP. [22].....	27
Obr. 30.: Odporové tenzometry. [27].....	28
Obr. 31.: Princip měření pomocí tenzometrů. [21].....	28
Obr. 32.: Schéma foliového tenzometru HBP. [21].....	29
Obr. 33.: Schéma zapojení plného mostu. [25].....	30
Obr. 34.: Tenzometr bez podložky. [26].....	30
Obr. 35.: Tenzometr s podložkou. [26].....	30
Obr. 36.: Plný most. [26].....	31
Obr. 37.: Schéma zkušební kuželové převodovky.....	32
Obr. 38.: Těsné pero s kuželovým ozubeným kolem.....	34
Obr. 39.: Základní rozměry těsného pera. [2].....	35
Obr. 40.: Zajištění vstupního kuželového kola.....	37
Obr. 41.: Schéma kuželové převodovky se souřadným systémem.....	38
Obr. 42.: Účinky tečných a radiálních sil v kuželové převodovce.....	39
Obr. 43.: Rozměry použitých kuželových soukolí. [28].....	40
Obr. 44.: Základní rozměry kuželových kol. [3].....	41
Obr. 45.: Schéma silových poměrů v rovině (xz).....	43
Obr. 46.: Schéma silových poměrů v rovině (yz).....	44
Obr. 47.: Schéma silových poměrů v rovině (xz).....	45
Obr. 48.: Schéma silových poměrů v rovině (yz).....	46
Obr. 49.: Uložení ložisek zády k sobě. [17].....	48
Obr. 50.: Uložení ložisek čely k sobě. [17].....	49
Obr. 51.: Zkušební kuželové převodovky – návrh.....	51
Obr. 52.: Hřídele s ložisky a koly.....	52
Obr. 53.: Řez vstupním domkem kuželové převodovky.....	53
Obr. 54.: Řez zkušební kuželovou převodovkou.....	53
Obr. 55.: Skříň zkušební kuželové převodovky.....	54
Obr. 56.: Rozpad zkušební kuželové převodovky.....	55
Obr. 57.: Sestava zkušební kuželové převodovky.....	55

Obr. 58.: Návrh rámu (předběžný).....	56
Obr. 59.: Sestava zkušebního standu bez měřicího členu. ....	56
Obr. 60.: Sestava rámu zkušebního standu. ....	57
Obr. 61.: Brodivé mazání [32].....	58
Obr. 62.: Schéma oběhového mazání. [32].....	58
Obr. 63.: Systém mlhového mazání. [36] .....	59
Obr. 64.: Detail přívodních vstupů. ....	60
Obr. 65.: Detailní pohled na mlhové mazání. ....	60
Obr. 66.: Detailní pohled na mlhové mazání 2. ....	61
Obr. 67.: Hadice pro oběhové mazání. [36].....	61
Obr. 68.: Tenzometr řady XY21. [21].....	62
Obr. 69.: Řez měřicím členem.....	63
Obr. 70.: Měřicí člen.....	64
Obr. 71.: Detailní pohled na sestavu .....	64
Obr. 72.: Sestava zkušebního standu. ....	65
Obr. 73.: Zatížení domků zkušební kuželové převodovky. ....	66
Obr. 74.: MKP analýza domků zkušební převodovky. ....	67
Obr. 75.: Zatížená výstupní trubka. ....	67
Obr. 76.: Zatěžovací zařízení. [5] .....	68
Obr. 77.: Schéma experimentálního zatěžování.....	69
Obr. 78.: Upnutí měřené trubky. ....	69
Obr. 79.: Schéma zapojení tenzometrů. [35].....	70
Obr. 80.: Měření $\varepsilon$ na vstupní trubce. ....	71
Obr. 81.: Měření $\varepsilon$ na výstupní trubce. ....	72
Obr. 82.: Měření $\tau$ na vstupní trubce. ....	73
Obr. 83.: Měření $\tau$ na výstupní trubce. ....	73

### Seznam tabulek

Tab. 1.: Elektromotory. ....	32
Tab. 2.: Základní rozměry kuželových ozubených kol. ....	40
Tab. 3.: Základní rozměry ve zkušební kuželové převodovce. ....	42
Tab. 4.: Silové poměry na kuželovém soukolí. ....	42
Tab. 5.: Výsledné reakce do ložisek vstupní a výstupní hřídele. ....	47
Tab. 6.: Životnost ložisek na vstupní a výstupní hřídeli. ....	50
Tab. 7.: Volba mazání. [33] .....	59
Tab. 8.: Rozměry trubek.....	62
Tab. 9.: Smykové napětí $\tau$ na povrchu trubek. ....	68
Tab. 10.: Deformace $\varepsilon$ vstupní trubky.....	70
Tab. 11.: Deformace $\varepsilon$ výstupní trubky.....	71
Tab. 12.: Smykové napětí $\tau$ na vstupní trubce. ....	72
Tab. 13.: Smykové napětí $\tau$ na výstupní trubce.....	73

## Seznam příloh

- I. Elektronická příloha: soubor excel –  
DIPLOMOVÁ\_PRÁCE\_VÝPOČTOVÝ\_EXCEL.xls
- II. Elektronická příloha: soubor MitCalc - VÝPOČET\_SIL\_V\_OZUBENÍ.rar
- III. Elektronická příloha: - model zkušebního standu – ZKUŠEBNÍ\_STAND.rar
- IV. Elektronická příloha: soubor excel – PRŮMĚR\_TRUBKY.xls
- V. Elektronická příloha: soubor excel – EXPERIMENT\_KRUT.xls
- VI. Elektronická příloha: soubor pdf – VLASTNOSTI\_TENZOMETRU.pdf
- VII. Výkres sestavy zkušebního standu
- VIII. Výkres sestavy zkušební kuželové převodovky
- IX. Výrobní výkres vstupní hřídele
- X. Výrobní výkres vstupní příruby
- XI. Kusovník
- XII. Rozpad kuželové převodovky