FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE

Ústav konstruování a částí strojů

Problematika ozubených kol z polymerů

Problems of Polymer Gears

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2021

Milan BOŠTIČKA

Studijní program: NDTT DOPRAVNÍ A TRANSPORTNÍ TECHNIKA
Studijní obor: N071TTTE Transportní technika
Vedoucí práce: Ing. Karel Petr, Ph.D.

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Boštička** Jméno: **Milan** Osobní číslo: **464545**

Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**

Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**

Studijní program: **Dopravní a transportní technika**

Specializace: **Transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Problematika ozubených kol z polymerů

Název diplomové práce anglicky:

Problems of Polymer Gears

Pokyny pro vypracování:

Cílem diplomové práce je rozbor problematiky polymerových ozubených kol. Student provede rešerši ozubených kol z polymerů, polymerů používaných pro ozubení, porovnání vlastností jednotlivých materiálů, možnosti výroby atd. Dále se student zaměří na rešerši možností testování ozubených kol z polymerů, analytické výpočty ozubení (normy) a navrhne testovací zařízení. Testovací zařízení bude umožňovat testovat polymerová ozubená soukolí a umožní snímání potřebných veličin pro následné vyhodnocení. Při návrhu testovacího zařízení student provede veškeré potřebné výpočty. Na základě COVIDové situace buď budou provedena experimentální měření, která student následně porovná mezi sebou a s analytickými výpočty anebo budou porovnávány jen analytické výpočty. Součástí práce bude 3D CAD model testovacího zařízení včetně kompletní výkresové dokumentace. Rozsah tištěné grafické části: sestavný výkres testovacího zařízení; výrobní výkresy ozubených kol.

Seznam doporučené literatury:

[1] ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.
[2] Joseph E. Shigley: Konstruování strojních součástí. 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
[3] Katalogy výrobců.
[4] Web: https://www.geartechnology.com

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: **12.04.2021** Termín odevzdání diplomové práce: **04.06.2021**

Platnost zadání diplomové práce: _____

Ing. Karel Petr, Ph.D.	Ing. František Lopot, Ph.D.	prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
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.

Datum převzetí zadání Podpis studenta

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Problematika ozubených kol z polymerů“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Karla Petra, Ph.D., s použitím zdrojů, uvedených na konci mé diplomové práce v seznamu použitých zdrojů.

V Praze 4. 6. 2021

Milan Boštička

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce Ing. Karlu Petrovi, Ph.D. za ochotu, vstřícnost a poskytnutí odborných rad a připomínek během konzultací. Dále bych chtěl poděkovat mým rodičům za podporu během studia.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	Milan BOŠTIČKA	
Název BP:	Problematika ozubených kol z polymerů	
Anglický název:	Problems of Polymer Gears	
Rok:	2021	
Studijní program:	NDTT Dopravní a transportní technika	
Obor studia:	N071TTTE Transportní technika	
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů	
Vedoucí BP:	Ing. Karel PETR, Ph.D.	
Konzultant:		
Bibliografické údaje:	počet stran	104
	počet obrázků	102
	počet tabulek	13
	počet příloh	30
Klíčová slova:	polymery, ozubené kolo, převodovka, testovací stand, 3D tisk, měrný skluz, teplota ozubení, ozubený řemen, geometrie ozubených kol, výpočtové normy	
Keywords:	polymers, gear, gearbox, test bench, 3D print, specific sliding, gear tooth temperature, toothed belt	

Anotace: Tato diplomová práce se zabývá problematikou ozubených kol z polymerů, popisuje možnosti použití, zlepšení geometrie a způsoby porušení těchto kol. Dále jsou popsány polymery vhodné pro plastové ozubení a možnosti testování těchto kol Praktická část obsahuje návrh vhodné geometrie pro ozubená kola z polymerů, návrh standu pro testování těchto kol a návrh výroby testovaných vzorků pomocí 3D tisku. Výsledky výpočtů pro jednotlivé vzorky jsou mezi sebou porovnány. Přílohy práce obsahují CAD model a technickou dokumentaci testovacího standu, výsledky výpočtů ze softwaru KissSoft, výstup ze softwaru PrusaSLicer a katalogové listy jednotlivých komponent.

Abstract: This diploma thesis deals with problems of polymer gears, describes possibilities of use of this gears. Next part of thesis describes a geometry of polymer gears, damage, polymer materials and possibilities of testing polymer gears. The practical part contains design of test bench and calculation of geometry for polymer gears.

OBSAH

1. Úvod 4
2. Základní geometrie ozubení 5
3. Možnosti optimalizace záběru 11
3.1. Korekce 11
3.2. Modifikace 11
3.2.1. Příčné modifikace 11
3.2.2. Podélné modifikace 13
3.3. Změna profilu ozubení 15
3.3.1. Nesymetrický profil 15
3.3.2. Ozubení HCR 16
3.3.3. Ozubení LCR 17
3.3.4. Ozubení CRC 17
4. Ozubená kola z polymerů a jejich porušení 18
4.1. Výpočtové normy plastových ozubených kol 20
4.2. Materiály používané pro ozubená kola z polymerů 21
4.2.1. Polyamidy 22
4.2.2. Polykarbonáty 23
4.2.3. Acetátové plasty 23
4.2.4. Polyimidy 24
4.2.5. PEEK 24
4.2.6. Polyfenylensulfid 25
4.2.7. PET-G 25
4.2.8. HDPE 26
4.2.9. Iglidur 26
4.3. Porovnání vybraných polymerů 27
4.4. Porušení ozubených kol z polymerů 28
4.4.1. Pitting 28
4.4.2. Scuffing 29
4.4.3. Lom zubu 29
4.4.4. Opotřebení otěrem 30
4.4.5. Tepelné poškození 31
5. Možnosti výroby plastových ozubených kol 33
5.1. Vstřikování plastů 33
5.2. Obrábění plastů 34
5.3. 3D tisk 34
5.3.1. SLA 35
5.3.2. SLS 35
5.3.3. MJ 35
5.3.4. FDM 36
6. Možnosti testování ozubených kol z polymerů 37
6.1.1. Zkušební standy 37
6.1.1.1. Mechanický otevřený okruh 37
6.1.1.2. Mechanický uzavřený okruh 37

6.1.1.3. Otevřený elektrický okruh 38
6.1.1.4. Elektrický uzavřený okruh 39
7. Návrh geometrie ozubených kol z polymerů 40
7.1. Vzorek 1: $\alpha = 20°$ 42
7.2. Vzorek 2: $\alpha = 25°$ 44
7.3. Vzorek 3: $\alpha = 30°$ 46
7.4. Vzorek 4: Ozubení LCR 48
7.5. Vzorek 5: Ozubení HCR 50
7.6. Vzorek 6: Ozubení HCR, kombinace POM/POM 53
7.7. Vzorek 7: Ozubení HCR, kombinace PA66/POM 54
7.8. Shrnutí navržených vzorků 55
8. Návrh zkušebního zařízení pro ozubená kola z polymerů 59
8.1. Koncepční návrh standu 59
8.1.1. Varianta A 59
8.1.2. Varianta B 60
8.1.3. Varianta C 61
8.1.4. Výběr varianty 62
8.2. Návrh komponent zkušebního okruhu 63
8.2.1. Volba elektromotorů 63
8.2.2. Frekvenční měniče 64
8.2.3. Měřicí čidla 64
8.2.4. Návrh testovací převodovky 65
8.2.4.1. Návrh hřídelů testovací převodovky 66
8.2.4.2. Návrh ložisek testovací převodovky 76
8.2.4.3. Návrh skříně testovací převodovky 77
8.2.5. Návrh řemenového převodu 79
8.2.6. Kontrola předlohového hřídele pro řemenici 82
8.2.7. Návrh ložisek předlohového hřídele 84
8.2.8. Návrh hřídelových spojek 84
8.2.9. Spojení náboj-hřídel 85
8.2.10. Měření teploty 86
8.2.11. Sestava standu 86
8.2.12. Zjednodušený stand pro otestování navržených ozubení 87
9. Výroba vzorků 89
10. Návrh průběhu zkoušky 92
11. Doporučení pro další výzkum 92
12. Závěr 93
Seznam příloh 95
Seznam tabulek 96
Seznam obrázků 97
Seznam použitých zdrojů 100

SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

Symbol	Jednotka	Význam
d_w	$[mm]$	průměr roztečné kružnice
z	$[-]$	počet zubů
p	$[mm]$	rozteč zubů
m	$[mm]$	modul ozubení
α	$[mm]$	úhel záběru ozubení
d_a	$[mm]$	průměr hlavové kružnice
$\mathrm{h_a^*}$	$[-]$	součinitel hlavy
$\mathrm{h_f^*}$	$[-]$	součinitel paty
d_b	$[mm]$	průměr základní kružnice
d_f	$[mm]$	průměr patní kružnice
c^*	$[-]$	součinitel radiální vůle
h_a	$[mm]$	výška hlavy zubu
h_f	$[mm]$	výška paty zubu
h	$[mm]$	výška zubu
x	$[mm]$	součinitel jednotkového posunutí
v_n	$[m \cdot s^{-1}]$	normálová rychlost
v_t	$[m \cdot s^{-1}]$	tečná rychlost
$\mathrm{v_k}$	$[m \cdot s^{-1}]$	skluzová rychlost
ϑ	$[-]$	měrný skluz
ρ_f^*	$[-]$	součinitel zaoblení paty
T_{max}	$[K]$	maximální teplota ozubení
T_{amb}	$[K]$	součinitel zaoblení paty
v	$[m \cdot s^{-1}]$	obvodová rychlost ozubení
ϑ_{pata}	$[°C]$	teplota v patě zubu
ϑ_{bok}	$[°C]$	teplota boku zubu
ϑ_0	$[°C]$	teplota okolí
P	$[kW]$	výkon
μ	$[-]$	součinitel tření
H_V	$[-]$	stupeň ztrát ozubení
k_ϑ	$[K \cdot (m \cdot s^{-1})^{0.75} \cdot mm^{1.75} \cdot W^{-1}]$	součinitel přenosu tepla
b	$[mm]$	šířka ozubení
$R_{\lambda,G}$	$[K \cdot m^2 \cdot W^{-1}]$	odpor přenosu tepla
A_G	$[m^2]$	vnitřní plocha skříně
ED	$[-]$	relativní doba záběru zubu
ϵ	$[-]$	součinitel záběru
a	$[mm]$	osová vzdálenost
i	$[-]$	převodový poměr
M_k	$[Nm]$	krouticí moment
n	$[min^{-1}]$	otáčky
F_r	$[N]$	radiální síla
S_F	$[-]$	bezpečnost v patě
S_H	$[-]$	bezpečnost boku zubu
	$[-]$	bezpečnost proti opotřebení

S_w		
S_δ	$[-]$	bezpečnost proti deformaci zubu
T_R	$[°C]$	teplota v patě zubu
T_F	$[°C]$	teplota boku zubu
η	$[\%]$	účinnost
M_n	$[Nm]$	nominální moment elektromotoru
n_N	$[min^{-1}]$	nominální otáčky elektromotoru
U	$[V]$	nominální napětí
M_A	$[Nm]$	záběrný moment elektromotoru
M_K	$[Nm]$	moment zvratu elektromotoru
P_G	$[W]$	ztrátový výkon gufera
M_o	$[Nm]$	ohybový moment
M_{red}	$[Nm]$	redukovaný moment
σ_{red}	$[N \cdot mm^{-2}]$	redukované napětí
W_o	$[m^3]$	modul průřezu v ohybu
Rm	$[N \cdot m^{-2}]$	mez pevnosti v tahu
Re	$[N \cdot m^{-2}]$	mez kluzu v tahu
σ_{co}	$[N \cdot m^{-2}]$	mez únavy v ohybu
σ_{ct}	$[N \cdot m^{-2}]$	mez únavy v krutu
E	$[N \cdot m^{-2}]$	modul pružnosti v tahu
k_s	$[-]$	statická bezpečnost
α_0	$[-]$	součinitel tvaru
q	$[-]$	součinitel vrubové citlivosti
η_p	$[-]$	součinitel jakosti povrchu
ϵ_v	$[-]$	součinitel velikosti
β_0	$[-]$	součinitel vrubu
k_u	$[-]$	únavová bezpečnost
τ	$[N \cdot mm^{-2}]$	smykové napětí
τ_{kt}	$[N \cdot mm^{-2}]$	mez kluzu ve smyku
σ_{oc}^x	$[N \cdot mm^{-2}]$	redukovaná mez únavy
L_h	$[h]$	trvanlivost ložisek
C	$[N]$	dynamická únosnost ložiska
P	$[N]$	ekvivalentní zatížení
F_U	$[N]$	tažná síla řemene
M_{spec}	$[Ncm \cdot cm^{-1}]$	specifický moment řemene
F_P	$[N]$	napínací síla
T_N	$[N]$	nominální moment spojky
PA-66		nylon
PA-6		silon
PC		polykarbonát
POM		polyoxymethylen
PI		polyimid
PEEK		polyetherketon
PPS		polyfenylensulfid
PET-G		polyethylentereftalát – G
HDPE		high density polyethylen

LDPE	low density polyethylen
PE	polyethylen
PTFE	polytetrafluorethylen
SLA	stereolithography
SLS	selective laser sintering
MJ	material jetting
FDM	fused deposition modeling
HCR	high contact ratio
LCR	low contact ratio
CRC	constant relative curvature

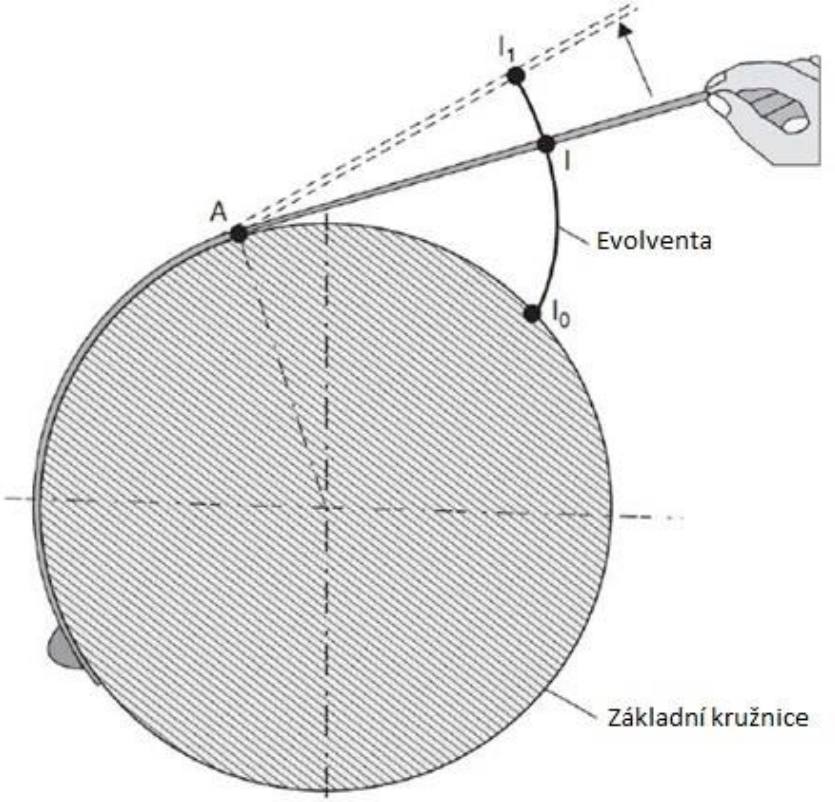
1. Úvod

Tato diplomová práce se zabývá problematikou ozubených kol z polymerů a jejich použitím. V teoretické části práce je popsána geometrie evolventního ozubení a možné způsoby zlepšení geometrie tohoto ozubení. Dále je popsáno použití ozubených kol z polymerů, typy polymerů vhodných pro ozubená kola a porovnání vlastností těchto polymerů s koly ocelovými. Teoretická část také popisuje mechanismy porušení ozubených kol z polymerů, výpočtové normy plastových kol, způsoby jejich výroby a v závěru teoretické části jsou stručně popsány metody testování plastových ozubených kol. Praktická část této práce se zabývá návrhem vhodné geometrie ozubených kol z polymerů, která je analyticky spočtena ve výpočtovém softwaru KissSoft a je připraveno několik modelů geometrie, které jsou porovnány mezi sebou. Pro otestování těchto analytických výpočtů je zkonstruováno testovací zařízení, ke kterému je zhotovena kompletní výkresová dokumentace a pro reálné otestování v laboratořích ČVUT je navrženo i zjednodušené testovací zařízení. Vzhledem k situaci COVID nemohla být praktická zkouška provedena a geometrie ozubení je porovnána pouze z hlediska výpočtů.

2. Základní geometrie ozubení

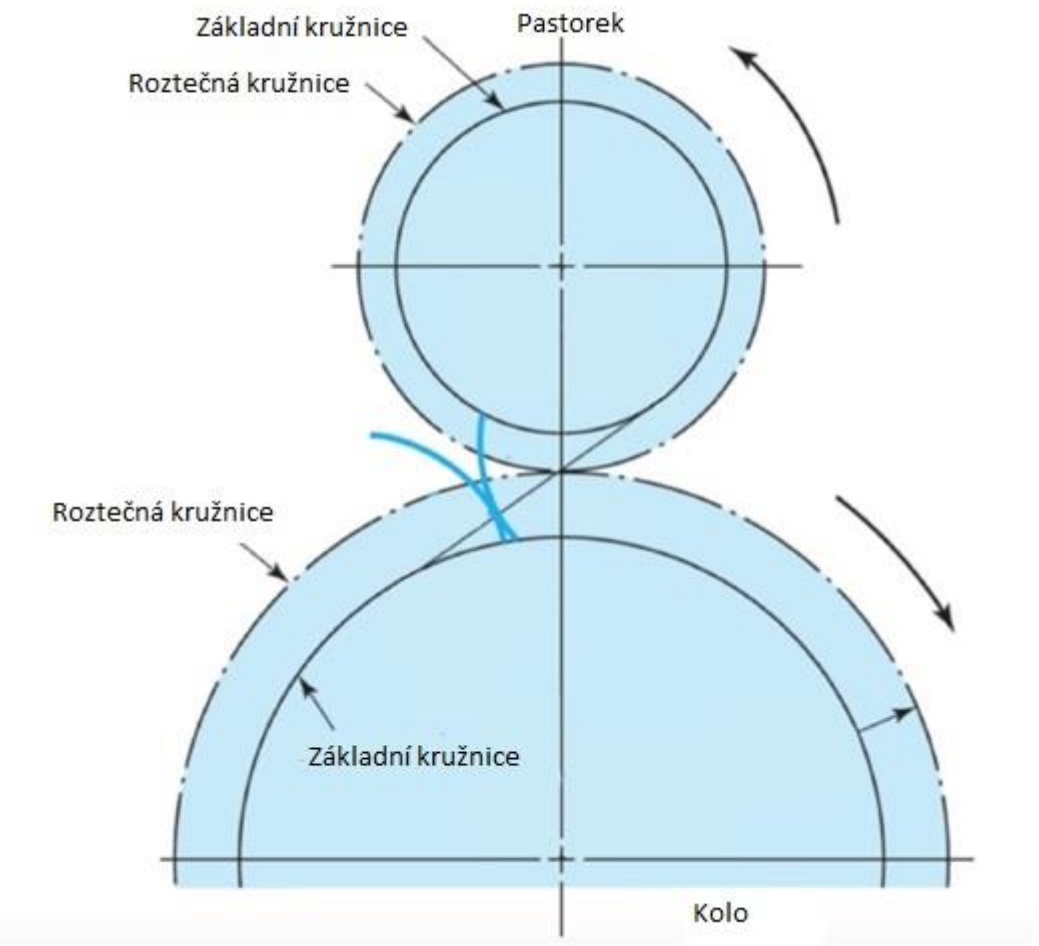
Vynález ozubeného kola byl pro lidstvo významným krokem v konstruování mechanismů. První zmínky o dřevěných ozubených převodech se objevují kolem roku 2600 př. n. l. ve válečných Čínských vozech. S postupem času bylo dřevěné kolo nahrazeno ocelovým a objevily se různé typy ozubení. Kolem roku 1950 se začala používat ozubená kola z polymerů v aplikacích, kde není vyžadována vysoká zátěž. [5]

Hlavním úkolem ozubení je přenést kinetickou energii rotačního pohybu z jednoho hřídele na druhý, se současnou změnou rychlosti a momentu. Během vývoje se pracovalo s různými tvary ozubení, aby bylo dosaženo maximální možné účinnosti, nejvhodnějším řešením se ukázal evolventní profil, který je potřeba dále popsat pro správný návrh geometrie ozubení v praktické části. Evolventa je křivka, kterou opíše bod přímky odvalující se po nehybné základní kružnici. Na obrázku č. 1 je zobrazena jednoduchá názorná představa tvorby evolventy, kde evolventu tvoří bod lana, které se odvíjí z pevného bubnu. [1,5]



Obrázek č. 1: Tvorba evolventy provázkovou metodou – upraveno z [5]

Další možný způsob, jak si evolventu představit, je převíjení lana z jedné základní kružnice na druhou. Tato myšlenka je patrná z obrázku č. 2 a je zřejmé, že lano je normálou evolventy obou zabírajících kružnic.



Obrázek č. 2: Vznik evolventy při odvalu dvou kol – upraveno z [2]

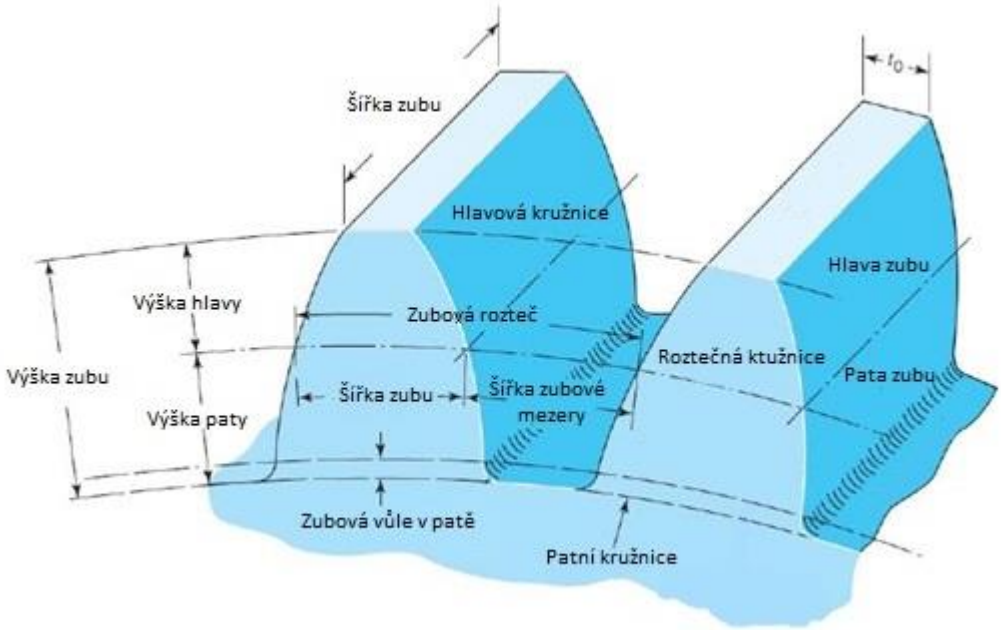
Ukázalo se, že evolventní profil nabízí pro záběr ozubených kol nejlepší vlastnosti. Při této geometrii je pohyb kol stabilní, je dodržen plynulý záběr a konstantní převod bez ohledu na velikost osové vzdálenosti. V převodových mechanismech se dnes v praxi setkáme výhradně s evolventním profilem. [1,2]

Na obrázku č. 3 je znázorněna základní geometrie evolventního čelního ozubení. Skutečnost, že je záběr realizován dvojicí evolventních profilů, vede k rovnoměrnému rozmístění těchto profilů po obvodu roztečné kružnice, ve které se profily dotýkají, s roztečí p. Musí tedy platit rovnost obvodu této roztečné kružnice a součinu rozteče a počtu zubů dle vztahu (1), kde z je počet zubů a d_w je průměr roztečné kružnice. Je zřejmé, že rozteč musí být násobkem čísla π, tento násobek označujeme jako modul m a jedná se o hlavní charakteristiku ozubeného kola. Zmíněná skutečnost je shrnuta ve vztahu (2) a můžeme tak definovat průměr roztečné kružnice vztahem (3).

$$\pi \cdot d_w = z \cdot p \tag{1}$$

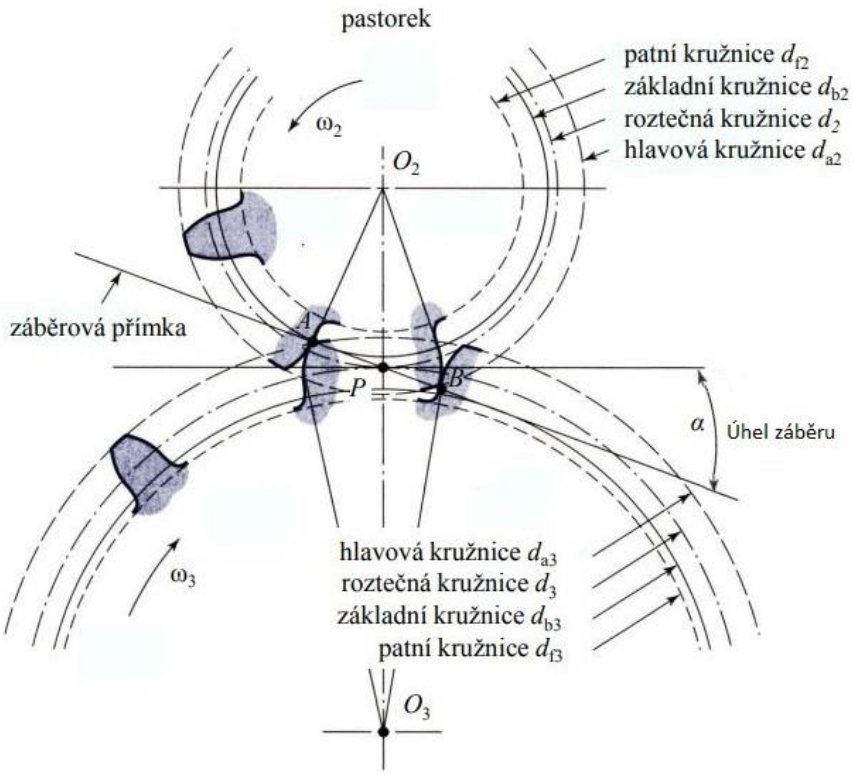
$$m = p \cdot \pi \tag{2}$$

$$d_w = m \cdot z \tag{3}$$



Obrázek č. 3: Základní rozměry ozubeného kola – upraveno z [2]

Další významnou charakteristikou ozubení je úhel záběru α, což je úhel mezi přímkou záběru |AB| a kolmicí na spojnici středů. Tento úhel je znázorněn na obrázku č.4, kde je současně zobrazen záběr dvou ozubených kol.



Obrázek č. 4: Záběr dvou ozubených kol [2]

Z obrázku č. 4 je patrné, že nekorigovaná ozubená kola se dotýkají roztečnými kružnicemi, na kterých je definována tloušťka zubu a mezery. Hlava zubu je definována hlavovou kružnicí dle vztahu (4), kde h_a^* je součinitel výšky hlavy zubu (obvykle rovno 1), pata zubu je definována patní kružnicí dle vztahu (5), kde h_f^* je součinitel výšky paty zubu, což je součet součinitele výšky hlavy a součinitele radiální vůle c^*(obvykle rovno 0,25).

$$d_a = d_w + 2 \cdot h_a^* \cdot m \tag{4}$$

$$d_f = d_w - 2 \cdot h_f^* \cdot m = d_w - 2 \cdot (h_a^* + c^*) \cdot m \tag{5}$$

Z uvedených vztahů je již zřejmé, že základní kružnice, která definuje evolventu, je určena vztahem (6), výška zubu vztahem (7), kde h_a je výška hlavy zubu a h_f je výška paty zubu.

$$d_b = d_w \cdot \cos\alpha \tag{6}$$

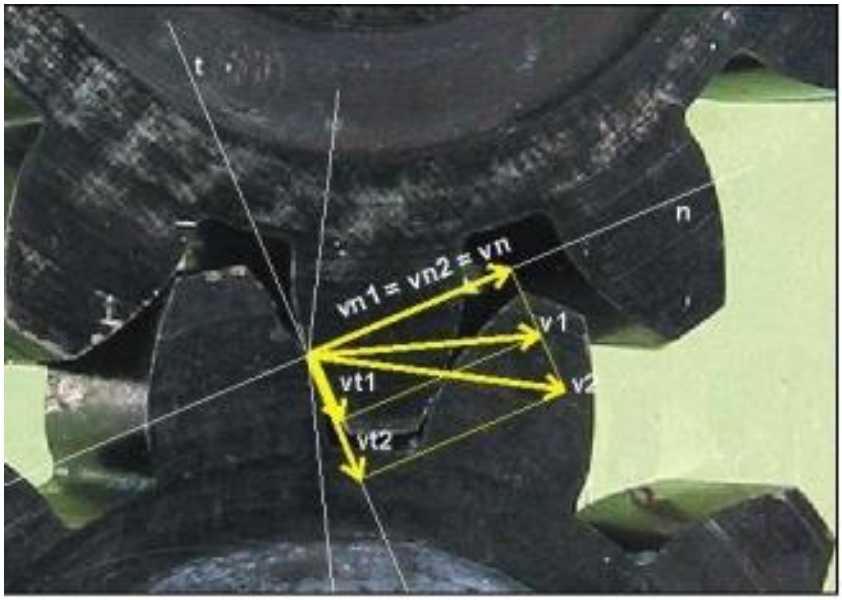
$$h = h_a + h_f = h_a^* \cdot m + (h_a^* + c^*) \cdot m \tag{7}$$

Vztahy (4) až (7) pochopitelně platí pro nekorigovaná kola, pokud bychom počítali korigovaná kola, bylo by potřeba do vztahů přidat jednotkové posunutí x.

Jedním z hlavních problémů, zejména u kol z polymerů, jsou měrné skluzy, v jejichž důsledku vzniká nemalé množství tepla, které je pro kola z polymerů fatální. Jak je patrné z obrázku č. 4, zabírající profily mají společnou tečnu, normálu a valivý bod P. Základní zákon ozubení definuje, že pro stálý záběr musí být v tomto bodě stejná normálová složka rychlosti pro oba profily, dle vztahu (8). Na obrázku č. 5 je znázorněn rozklad rychlostí ozubených profilů, je patrné, že narozdíl od normálových rychlostí se tečné složky nerovnají, pokud nedochází k dokonalému odvalu, ten nastává pouze ve valivém bodě P (obrázek č. 4) a je zde skluzová rychlost nulová. Nerovnost tečných složek rychlostí způsobuje vzájemný pohyb profilů, rozdíl těchto rychlostí je skluzová rychlost, definovaná dle vztahu (9). [1,2,6]

$$v_{n1} = v_{n2} = v_n \tag{8}$$

$$v_k = v_{t2} - v_{t1} \tag{9}$$



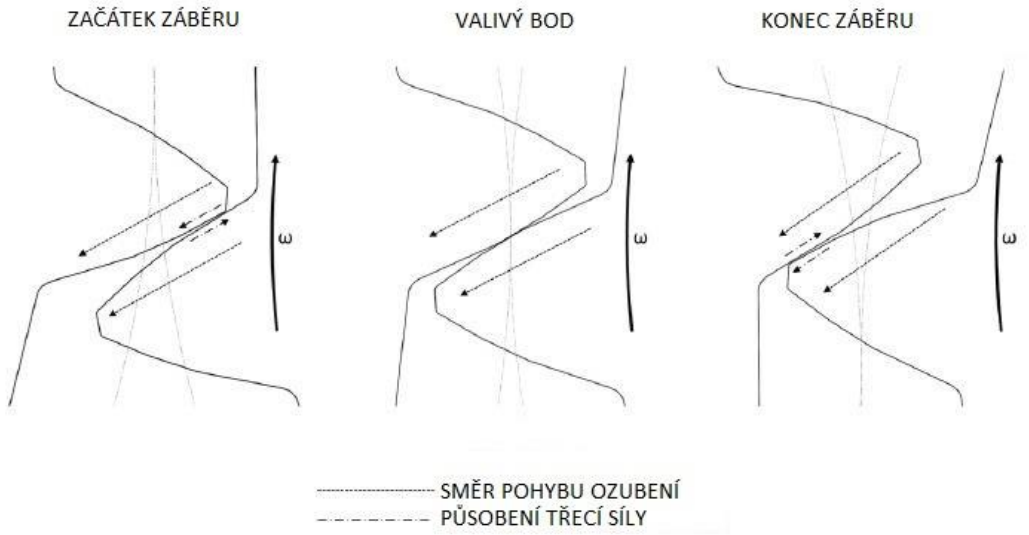
Obrázek č. 5: Rychlostí poměry ozubení [40]

Kromě skluzové rychlosti, lze skluzové poměry vyjádřit pomocí měrných skluzů. Při pohybu záběrového bodu po záběrové dráze se o sebe otřou profily zabírajících zubu v určité elementární dráze otěru ds_i. Délka skluzu je právě rozdíl těchto drah a pokud tento rozdíl podělíme dráhou otěru jednoho z profilů, dostaneme měrný skluz, jak je znázorněno ve vztahu (10). Takto určený měrný skluz, je významným kritériem míry opotřebení povrchu zubů a pokud dráhy derivujeme podle času, dostaneme vyjádření pomocí rychlostí dle (11). [1,2,17]

$$\vartheta_1 = \frac{ds_1 - ds_2}{ds_1} \; ; \; \vartheta_2 = \frac{ds_2 - ds_1}{ds_2} \tag{10}$$

$$\vartheta_1 = \frac{v_{1t} - v_{2t}}{v_{1t}} \; ; \; \vartheta_2 = \frac{v_{2t} - v_{1t}}{v_{2t}} \tag{11}$$

Jak bylo zmíněno výše, měrné skluzy způsobují ztráty energie a tím zvýšené opotřebení a vznik tepla. Nejvyšší hodnoty měrných skluzů jsou na začátku a na konci záběru a snižují se směrem k valivému bodu, kde jsou nulové, což je zobrazeno na obrázku č. 6.



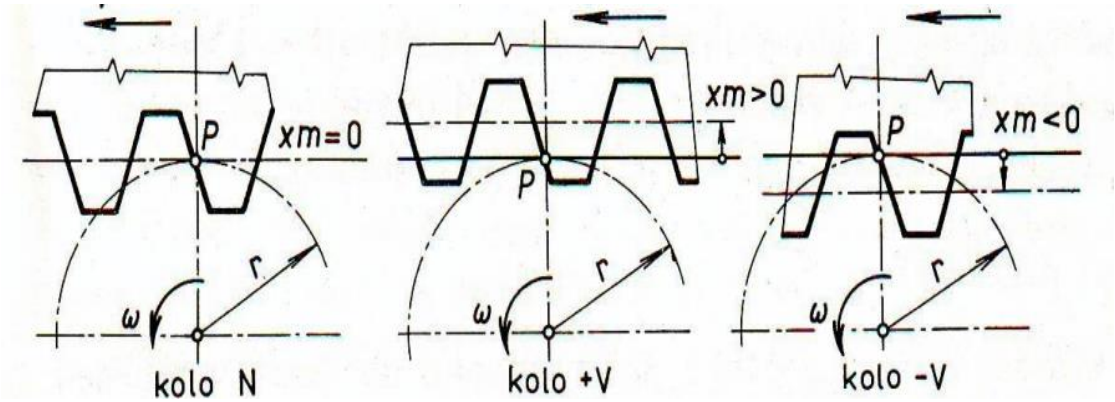
Obrázek č. 6: Proměnlivost třecích ztrát v závislosti na okamžiku záběru ozubení – upraveno z [22]

3. Možnosti optimalizace záběru

Jak plyne z předchozího textu, je při návrhu ozubení důležité eliminovat možnosti vzniku různých druhů porušení ozubení, hlavně pak minimalizovat měrné skluzy, případně vyrovnat měrné skluzy v patě a na hlavě zubu.

3.1. Korekce

Jednou z možností, jak optimalizaci záběru provést, je návrh korekcí. Při aplikaci korekce se výrobní nástroj vysouvá, nebo naopak zasouvá do obráběného ozubeného kola a vznikne tak korigovaný profil +V nebo -V namísto nekorigovaného profilu N, jak je znázorněno na obrázku č. 7. Při návrhu korekce zůstává nezměněný profil dle standardní normy s $h_a^* = 1, h_f^* = 1{,}25$ a součinitel poloměru zaoblení paty $\rho_f^* = 0{,}38$. [1]



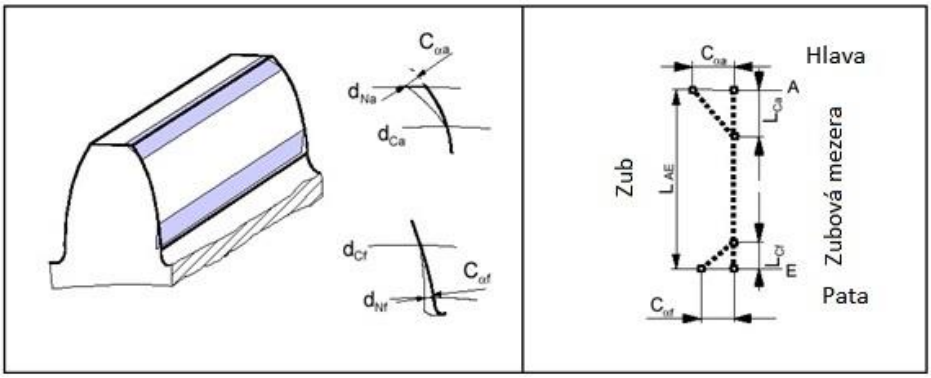
Obrázek č. 7: Korekce ozubení [1]

3.2. Modifikace

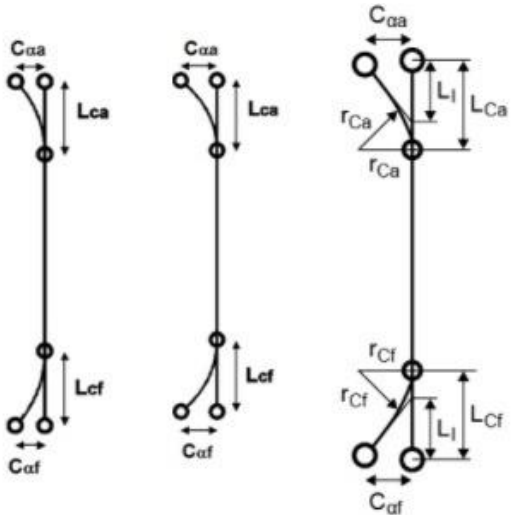
Dalším možným způsobem optimalizace záběru jsou modifikace ozubení. Modifikací se rozumí úprava mikrogeometrie povrchu boku zubu za účelem zlepšení parametrů ozubení, jelikož se tvar zubu po zatížení mění. Modifikace můžeme rozdělit na příčné, při kterých se modifikuje tvar evolventy, a modifikace podélné, při kterých se modifikuje boční křivka zubu. [41]

3.2.1. Příčné modifikace

Mezi základní příčné modifikace můžeme řadit profilovou korekci hlavy a paty, profilovou soudečkovou modifikaci a modifikaci úhlu záběru. Profilová korekce hlavy a paty spočívá v postupném odebírání materiálu v určitém definovaném úseku na hlavě a patě a dělí se na lineární (obrázek č. 8), obloukovou (obrázek č. 9), progresivní (obrázek č. 9) a lineární s přechodovým rádiusem (obrázek č. 9). [41]



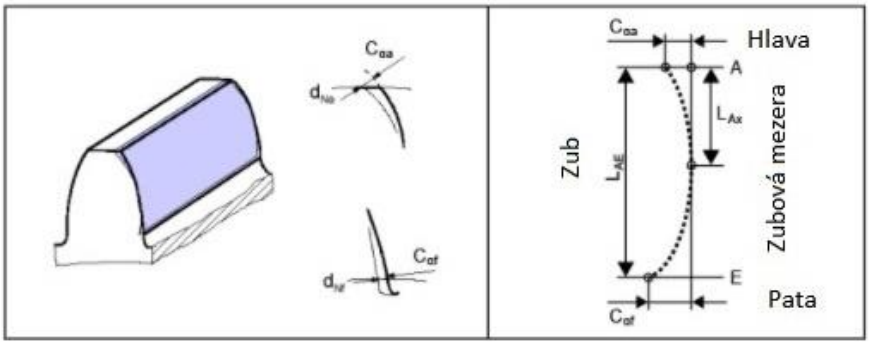
Obrázek č. 8: Profilová korekce hlavy a paty lineární – upraveno z [41]



Obrázek č. 9: Profilová korekce hlavy a paty oblouková, progresivní a lineární s přechodovým profilem (zleva) – upraveno z [41]

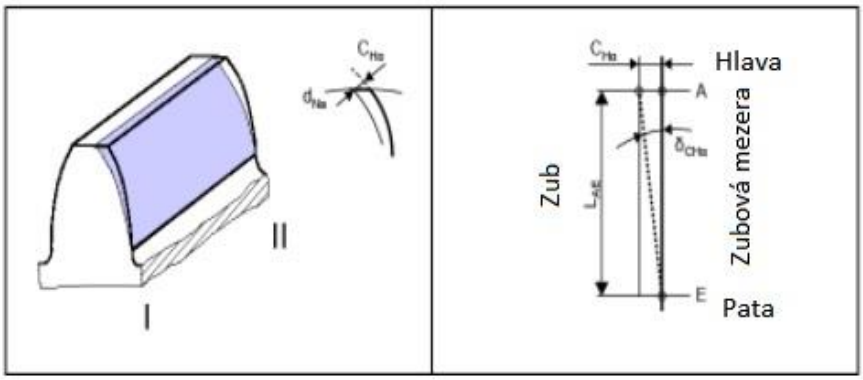
Zmíněné profilové korekce hlavy a paty se liší tvarem křivky modifikované části, lineární se příliš nepoužívá z důvodu vzniku hran na rozdíl od zbylých, kde je tangenciální přechod. Odlehčení hlavy kompenzuje elastické deformace zubu, snižuje silové zatížení a kontaktní napětí. Odlehčení paty má obdobný efekt jako odlehčení hlavy, ale je náročnější na výrobu, proto se nahrazuje odlehčení hlavy spoluzabírajícího kola. [41]

Při profilové soudečkové modifikaci nahrazuje evolventu oblouk, z obrázku č. 10 je patrné, že prostřední bod oblouku leží na původní evolventě. Tento druh modifikace snižuje napětí na obou koncích evolventy a nahrazuje odlehčení hlav na spoluzabírajících kolech.



Obrázek č. 10: Profilová soudečková modifikace – upraveno z [41]

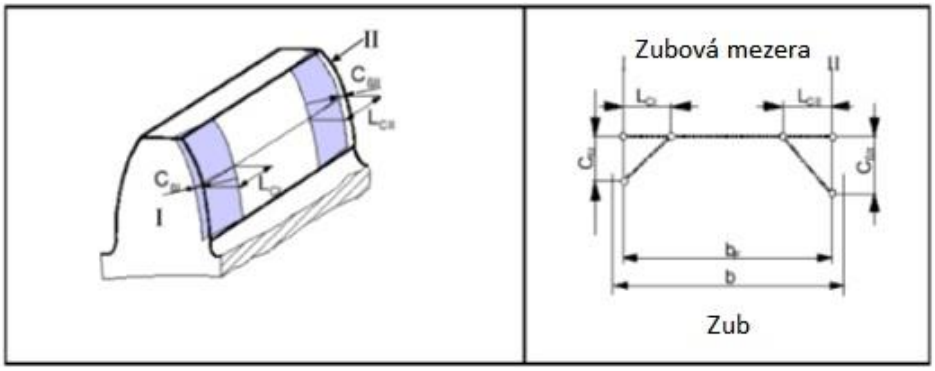
Modifikace úhlu záběru, zobrazená na obrázku č. 11, přesouvá napětí ve směru profilu modifikace, nevýhodou je však zvýšení hluku ozubení při malých zatížení.



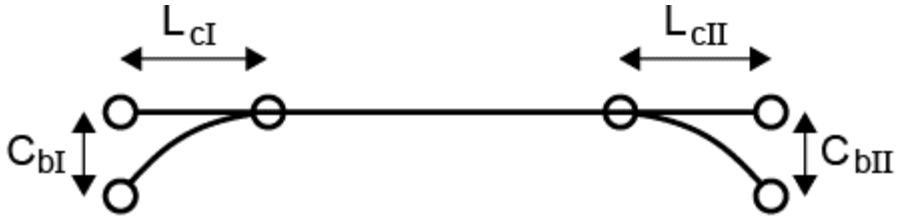
Obrázek č. 11: Modifikace úhlu záběru – upraveno z [41]

3.2.2. Podélné modifikace

Mezi základní podélné modifikace můžeme řadit lineární odlehčení konců zubu, obloukové odlehčení konců zubu, podélnou úhlovou korekci a twist modifikaci. Princip lineárního odlehčení konců zubu je patrný u obrázku č. 12 a vzhledem k vznikajícím hranám se příliš nepoužívá. Lineární odlehčení se často nahrazuje obloukovým odlehčením, zobrazeném na obrázku č. 13, kde je hrana nahrazena rádiusem. Obloukové odlehčení konců zubu snižuje napětí na konci zubu a zabraňuje hranovému kontaktu konce zubu. [41]

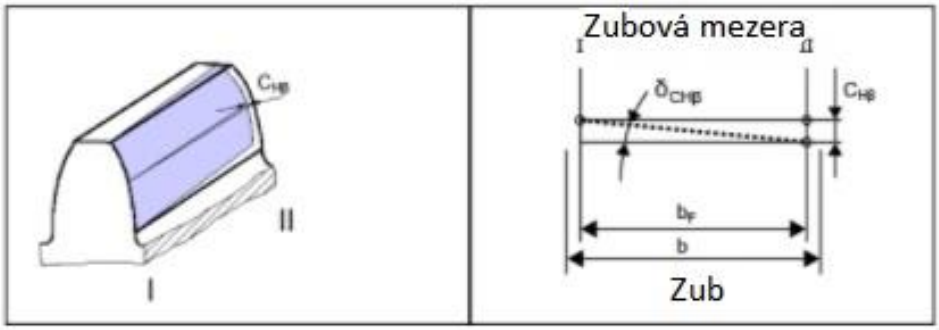


Obrázek č. 12: Lineární odlehčení konců zubu – upraveno z [41]



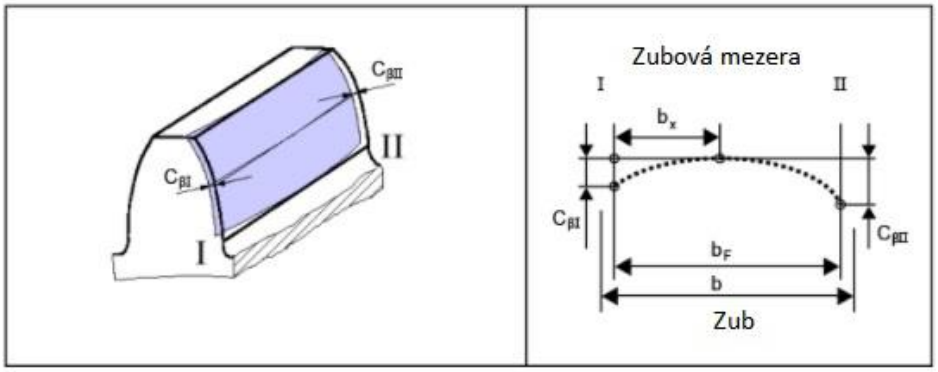
Obrázek č. 13: Obloukové odlehčení konců zubu – upraveno z [41]

Podélná úhlová modifikace, zobrazená na obrázku č. 14, spočívá v zešikmení boku zubu a kompenzuje nesouososti, způsobené např. průhybem hřídele.



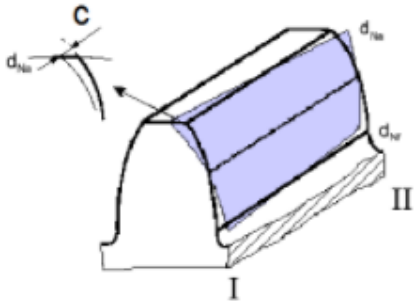
Obrázek č. 14: Podélná úhlová modifikace – upraveno z [41]

Na obrázku č. 15 je znázorněn princip podélné soudečkové modifikace s odsazeným soudečkem, který protíná původní profil zubu napravo od středu. Tento typ modifikace kompenzuje střídavé změny napětí, snižuje napětí na obou koncích zubu a zabraňuje hranovému kontaktu na koncích zubu. [41]



Obrázek č. 15: Podélná soudečková modifikace – upraveno z [41]

Poslední základní způsob modifikace je twist modifikace na obrázku č. 16, která připomíná profilovou soudečkovou korekci s tím rozdílem, že je zde profil natáčen po délce zubu s konstantním úhlovým přírůstkem. Tento způsob se však v praxi příliš nepoužívá z důvodu složitého obrábění. [41]



Obrázek č. 16: Twist modifikace – upraveno z [41]

3.3. Změna profilu ozubení

Další možností úpravy záběru ozubení je změna jeho profilu na nestandardní. Jako příklad zde uvádím ozubení HCR, LCR, CRC a nesymetrický profil.

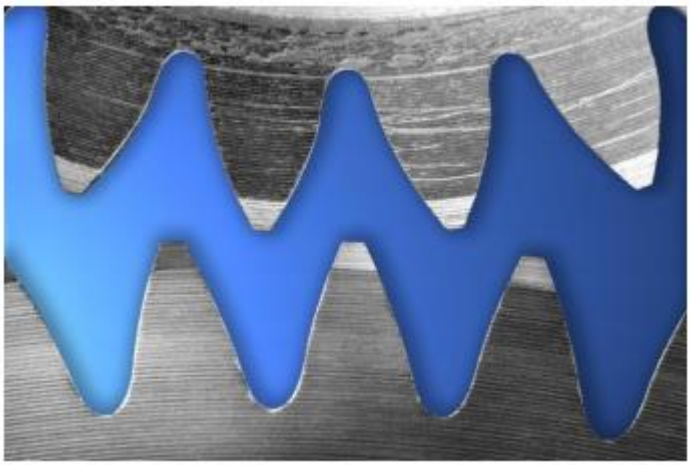
3.3.1. Nesymetrický profil

Jednou z možností, jak změnit profil zubu je nesymetrické ozubení, které je na obrázku č. 17. Při této úpravě se navyšuje úhel záběru pracovního boku zubu až na 45° na úkor úhlu záběru nepracovního boku. Ozubení přitom musí pracovat pouze jedním směrem a součinitel záběru musí být větší než 1. [40]

Obrázek č. 17: Nesymetrické ozubení [40]

3.3.2. Ozubení HCR

Ozubení HCR, neboli high contact ratio gears, je nestandardní evolventní profil, při kterém se součinitel výšky hlavy zvětšuje na hodnotu větší než 1,25 a mění se úhel záběru. Výsledkem je ozubení se součinitelem záběru 2 až 4. Na obrázku č. 18 je příklad ozubení HCR. Při záběru ozubení HCR je průběh plynulý a vzniká méně vibrací a tudíž méně hluku. Vzhledem k vyšší hodnotě součinitele záběru se zatížení rozkládá na více zubů, v důsledku toho je ozubení únosnější než ozubení klasického profilu. Nevýhodou ozubení HCR jsou vyšší měrné skluzy. [40]



Obrázek č. 18: Ozubení HCR [40]

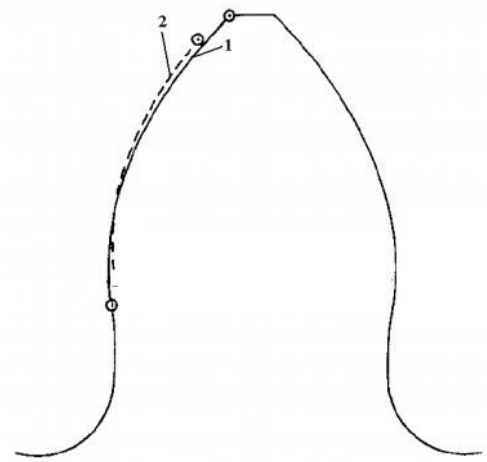
3.3.3. Ozubení LCR

U ozubení LCR (low contact ratio gears) se využívá maximální možný úhel záběru, který je většinou větší než 28° a součinitel záběru je roven 1. Součinitel výšky hlavy se pohybuje v rozmezí 0,8 až 1. Výhodou tohoto typu ozubení je větší objem materiálu v patě zubu, proto dokáže dobře absorbovat rázovou energii a krátkodobé přetížení. U LCR ozubení je také menší nebezpečí vylomení špičky zubu, toto ozubení je zobrazeno na obrázku č. 19. [40]

Obrázek č. 19: Ozubení LCR [40]

3.3.4. Ozubení CRC

V případě ozubení CRC (constant relative curvature) se jedná o neevolventní ozubení a je zobrazeno na obrázku č. 20, kde pozice 1 značí profil CRC, pozice 2 značí evolventní profil. Narozdíl od evolventního profilu je zde také větší poloměr přechodové křivky v patě zubu a nedochází k podřezání v případě menšího počtu zubů. Hlavní výhodou profilu CRC je konstantní Hertzův tlak po celou dobu záběru. V některých případech se tento typ ozubení kombinuje s ozubením HCR a vzniká tak typ CRC – HCR, který má výhody HCR, ale nedochází k velkým měrným skluzům. [40]

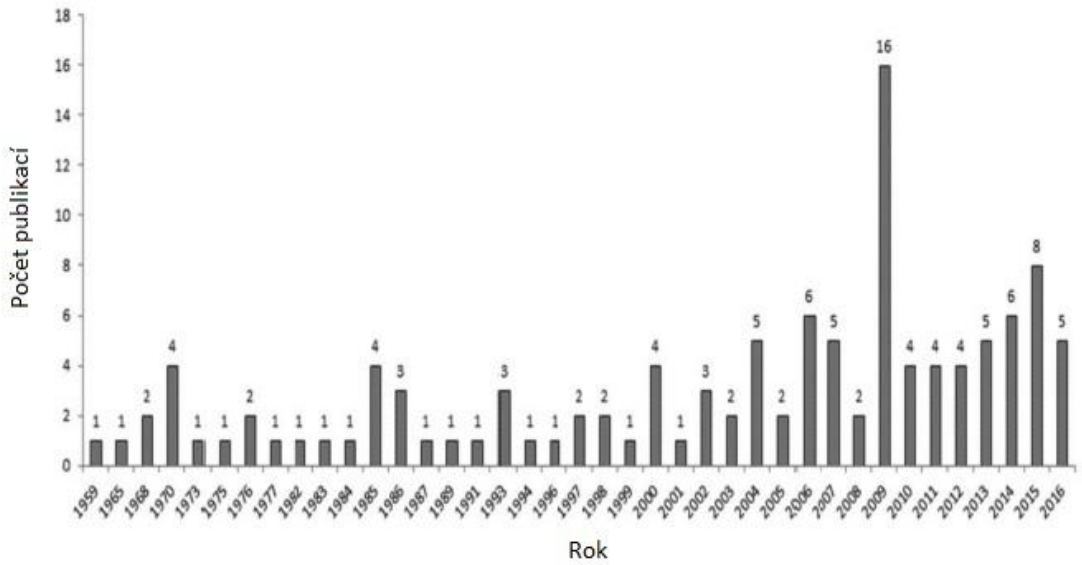


Obrázek č. 20: Ozubení CRC [40]

4. Ozubená kola z polymerů a jejich porušení

Jak jsem již zmínil, ozubená kola se používají k přenosu výkonu, převodu otáček a momentu mezi hřídelemi. Na materiál ozubených kol jsou kladeny velké nároky na pevnost a otěruvzdornost, proto se ve všech aplikacích s velkým zatížením setkáme výhradně s koly ocelovými. V aplikacích, kde není požadováno velké zatížení, jako jsou elektrické nářadí, pohony domácích spotřebičů, pohony různých komponent v automobilech, lékařské vybavení, kancelářské vybavení, pohony malých servoventilů apod., se využívají ozubená kola z polymerů. Další využití je v oblastech, kde je nežádoucí znečištění oleji a je potřeba tichý chod, například zdravotnické přístroje. [8,11,22]

Problematika ozubených kol z polymerů není zatím důkladně prozkoumána, vzhledem k poměrně malému množství výzkumů. První větší výzkumy se začaly objevovat kolem roku 1950, z obrázku č. 21 je patrné, že více výzkumů se provádí až v posledních letech, přičemž většina byla zaměřena na ozubená kola s přímým ozubením. [42]



Obrázek č. 21: Množství výzkumů na téma ozubená kola z polymerů 1959 až 2016 – upraveno z [42]

V prvních výzkumech se aplikoval záběr plastového kola z kovovým, je zde ale problém rozdílného chování materiálů. Ocelová kola neabsorbují vlhkost a jejich teplotní roztažnost je v porovnání s plastovými koly zanedbatelná, s ohledem na tuto skutečnost bylo třeba navrhovat dostatečné vůle. Problémem této kombinace materiálů byla skutečnost, že ocelové kolo způsobuje na plastovém velký otěr, navíc odlupující se mikročástice ocelového kola působí jako brusivo. Pozdější výzkumy ukázaly, že nejvhodnější je kombinace dvou plastových kol. [42]

Teplotní odolnost plastových kol je v porovnání s ocelovými koly výrazně nižší, u levných plastů se maximální teplota použití pohybuje kolem 80°C, u plastů použitelných pro ozubená kola okolo 150 °C, výjimečně přes 200°C, z druhé strany omezuje oblast použití teplota skelného přechodu, která je vysvětlena dále v textu. [12]

Zatížitelnost plastových kol je tedy limitována nižším modulem pružnosti plastů a nižší odolnosti vůči oteplení. Vlastnosti plastových kol se často vylepšují výplněmi z různých vláken, skleněných kuliček a mazivy. [12]

V dnešní době jsou ozubená kola z polymerů populární, ve výše zmíněných aplikacích, díky výhodám, které mají ve srovnání s ocelovými koly. Mají ale i řadu nevýhod, proto se s nimi nesetkáme v aplikacích s velkým zatížením, dokud se neobjeví odolnější plasty.

Výhody ozubených kol z polymerů ve srovnání s koly ocelovými:

- Možnost chodu bez mazání
- Nízká cena výroby
- Nízká hlučnost, díky tlumicím vlastnostem
- Nízká hmotnost a moment setrvačnosti
- Odolnost vůči chemikáliím
- Neomezené možnosti výroby, bez ohledu na tvar zubu

Nevýhody ozubených kol z polymerů ve srovnání s koly ocelovými:

- Nízká teplotní odolnost
- Možnost použití při nízkých výkonech (přibližně do 22 kW)
- Tvarová nestabilita po obrábění

S přihlédnutím k výhodám a nevýhodám se zdá, že výhody převažují a zatímco je v některých aplikacích použití plastových kol nemožné, v jiných se zdá jako nejvýhodnější. Pravdou je, že před každým použitím ozubení z polymerů je třeba udělat mnoho výzkumů a testů, jelikož znalosti plastů nejsou tak bohaté jako znalosti oceli.

První testování ozubených kol z polymerů bylo prováděno v záběru s kolem ocelovým za účelem zjištění poruchových mechanismů těchto kol. Tento způsob párování se brzy ukázal jako nevhodný, jelikož ocelové kolo odvádělo teplo z plastového a zkreslovalo výsledky. Další testy už byly prováděny s dvojící kol plastových. [42]

4.1. Výpočtové normy plastových ozubených kol

Z důvodů uvedených v předchozím textu se výpočtová metodika ozubených kol z polymerů neustále vyvíjí, proto zde shrnu nejběžnější výpočtové normy této problematiky.

VDI 2545 – Ozubená kola z termoplastů:

Tato německá norma byla jedna z prvních norem pro ozubená kola z polymerů a byla modifikována z existující normy pro ocelová kola DIN 3990. VDI 2545 byla zavedena v roce 1981, byla zaměřena na koncentraci napětí a byla limitována pouze dvěma materiály, nylonem a silonem. Přestože je tato norma nejstarší, stále se některými výrobci používá. [35]

BSI 6168 - Kola z nekovových materiálů:

V roce 1982 byla zavedena britská norma BSI 6168: Kola z nekovových materiálů. Tato norma vycházela ze zmíněné normy VDI 2545 a byla rozšířena o výpočet Hachmannovu a Stricklesovu teorii teploty, což umožnilo přesnější návrh plastových kol, jelikož teplota je hlavním kritériem životnosti těchto kol. [37]

VDI 2736 – Ozubená kola z termoplastů:

Jako revize VDI 2545 byla v roce 2013 zavedena norma VDI 2736 – Ozubená kola z termoplastů. Oproti první VDI obsahuje norma navíc tepelné výpočty ozubení a dle doporučení technické podpory KissSoftu je tato norma nejblíže realitě. [36]

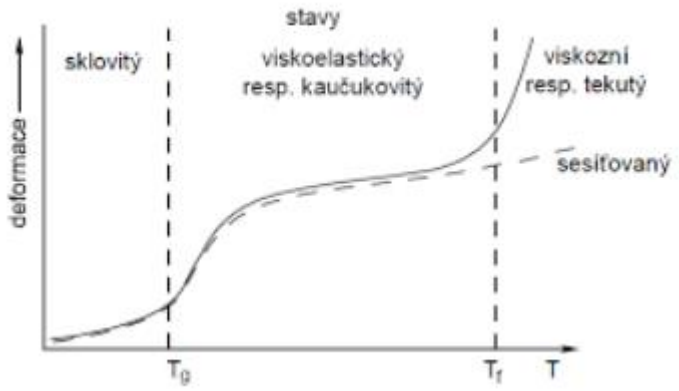
AGMA 920-A01 - Materiály pro plastová ozubená kola:

Vedle zmíněných výpočtových norem, byly sepsány americké normy, specifikující materiály a způsoby výroby plastových ozubených kol. Tyto normy jsou: AGMA 920-A01 a její revize AGMA 920-B15: Materiály pro plastová ozubená kola a AGMA 909 – A06: Specifikace pro vstřikovaná plastová kola. Dle těchto norem je doporučena aplikace a způsob výroby pro určitý materiál, nicméně výrobci často uvádějí doporučení jiná, jelikož vycházejí z výpočtů a testů dle norem VDI. AGMA normy pro ozubená kola z polymerů jsou tedy vnímány spíše jako doporučení a příručky pro design, zatímco normy VDI specifikují výpočty. [38]

4.2. Materiály používané pro ozubená kola z polymerů

Polymery jsou makromolekulární látky, tvořené dlouhými řetězci opakujících se molekul. Všeobecně můžeme polymery rozdělit na amorfní a semikrytalické podle struktury a na lineární a zesíťované podle toho, zda jsou řetězce mezi sebou provázány vazbami. Polymery se dělí na elastomery a plasty. Jak již název napovídá, elastomery jsou elastické polymery, které mají řídké zesíťování a dají se deformovat. Proces zesíťování elastomerů se nazývá vulkanizace a mezi zesíťované polymery patří kaučuky. Plasty jsou polymery, které jsou za běžných podmínek tvrdé a při zvýšené teplotě přecházejí do plastického stavu, dochází tedy k přetrhání chemických vazeb, tento proces se nazývá degradace plastů. Pokud můžeme opakovaně přecházet z plastického do tuhého stavu a naopak, jedná se o termoplasty, druhou skupinou plastů jsou reaktoplasty, které zpět do plastického stavu už přejít nemohou, díky prostorové síti polymerů, která se sice vlivem tepla pohybuje, ale nelze řetězce oddělit. Zesíťování, neboli vytvrzování plastů, se běžně provádí tlakem po dosažení požadovaného tvaru. Do plastů se dále přidávají přísady, jako jsou barviva, změkčovadla, stabilizátory atd., které slouží k úpravě vlastností. [12]

Plasty se vyznačují tím, že se mohou vyskytovat ve třech stavech, sklovitý, viskózní a kaučukový, mezi nimiž je charakteristická přechodová teplota. Sklovitý stav se vyznačuje tuhými vlastnostmi a křehkostí, v kaučukovitém stavu jsou termoplasty měkké a pružné, zatímco reaktoplasty měknou málo. Viskózní stav je charakterizován tekutou strukturou, zesíťované polymery (reaktoplasty) prakticky viskózní stav nemají. Mezi jednotlivými stavy jsou charakteristické teploty, mezi sklovitým a kaučukovitým stavem je teplota skelného přechodu T_g, mezi kaučukovitým a viskózním je teplota měknutí T_f. Popsaná závislost stavů na teplotě je znázorněna na obrázku č. 22. [12]



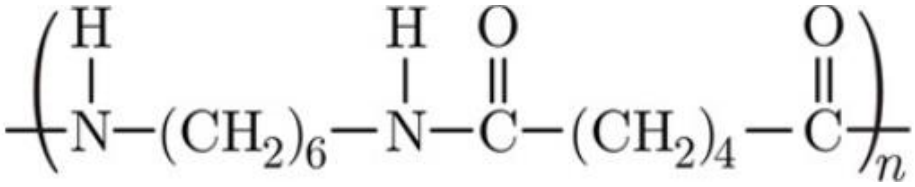
Obrázek č. 22: Závislost deformace na teplotě [22]

Vnitřní tepelný pohyb termoplastů se děje na několika úrovních, je to translační pohyb celých makromolekul – tok materiálu, pohyb segmentu makromolekul – elasticita materiálu, pohyb atomů a vibrace atomů. Úrovně těchto pohybů závisí na teplotě, pod teplotou skelného přechodu dochází k pohybu velmi pomalu, nebo vůbec. Zatímco u amorfních lineárních plastů se vlastnosti mění překročením teploty skelného přechodu skokově, u semikrystalických a amorfních zesítěných se mechanické vlastností výrazně změní až s teplotou tání. [12]

Pro ozubená kola je důležitá odolnost vůči dynamickému namáhání, kontaktnímu tlaku a smykovému tření. Další vlastnosti, které jsou u ozubených kol důležité jsou rozměrová stabilita, odolnost proti tepelným vlivům a tlumení rázů. Reaktoplasty mají výhodu tolerance vysokých teplot, jelikož jsou ale díky trojrozměrné struktuře křehké, nelze je použít pro ozubená kola. Pro výrobu ozubených kol z polymerů se používají výhradně termoplasty. Nejčastěji se můžeme setkat s plastovými ozubenými koly z následujících materiálů: PA6, PA66, POM, Polykarbonát, PEEK, IGLIDUR, PPS, PI. [8,12]

4.2.1. Polyamidy

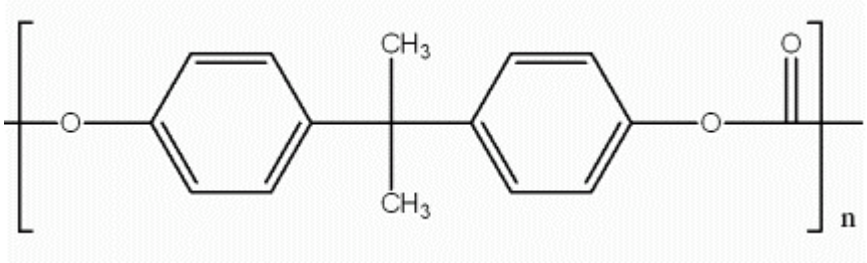
Polyamidy jsou konstrukční semikrystalické termoplasty charakteristické pravidelně se střídajícími amidovými skupinami -CO-NH a methylovými skupinami -CH_2. Polyamidy jsou díky svému složení polárními plasty a velmi dobře přijímají vodu, což vede k poklesu meze pevnosti, zvýšení houževnatosti, zhoršení tepelné odolnosti atd., naopak výhodou může být odolnost vůči nepolárním rozpouštědlům a dobré kluzné vlastnosti. Díky amidové skupině mají polyamidy poměrně dobrou pevnost a vysokou teplotu tání, která jde ještě vylepšit příměsí skelných a uhlíkových vláken. Polyamidy se značí zkratkou PA a dodatkovým číslem, které udává počet atomů uhlíku výchozích monomerů. V souvislosti s ozubenými koly se nejčastěji můžeme setkat s PA-6, neboli silonem a PA-66 známým pod označením nylon. PA-66 je ve srovnání s PA-6 otěruvzdornější, má větší pevnost a menší navlhavost. Polyamidy jsou vhodné pro výrobu vstřikováním, ale i obráběním a jsou cenově dostupné. Na obrázku č. 23 je znázorněn strukturní vzorec PA-66. Polyamidy odolávají působení olejů a tuků. [12,19,20]



Obrázek č. 23: Strukturní vzorec PA-66 – upraveno z [12]

4.2.2. Polykarbonáty

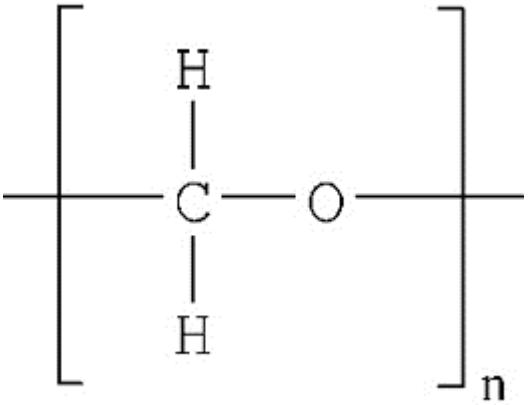
Polykarbonát je amorfní, průhledný termoplast, který se vyznačuje poměrně dobrými mechanickými vlastnostmi. Tento druh termoplastu má dobrou pevnost a tuhost, je houževnatý a odolný vůči lomu při prudkých rázech. Díky vyšší teplotě skelného přechodu je odolný vůči creepu, vzhledem ke svému polárnímu charakteru je navlhavý, což může způsobovat degradaci při vyšších teplotách. PC je vhodný pro výrobu vstřikováním a poměrně dobře odolává olejům a tukům, na obrázku č. 24 je znázorněn strukturní vzorec polykarbonátu. [12,19,20]



Obrázek č. 24: Strukturní vzorec polykarbonátu– upraveno z [12]

4.2.3. Acetátové plasty

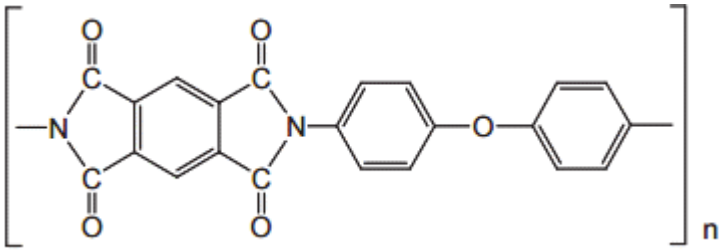
Jako hlavní zástupce této skupiny plastu je polyoxymethylen, známý pod zkratkou POM. Jedná se o krystalický termoplast s velmi dobrými kluznými vlastnostmi, dobrou otěruvzdorností a odolností vůči creepu. POM je slabě polární plast, tudíž je mírně navlhavý a odolný vůči rozpouštědlům a existuje jako homopolymer nebo kopolymer, který má horší mechanické vlastnosti. Při vyšších teplotách se POM rozkládá na toxický formaldehyd. Pro ozubení se používá POM homopolymer, známý též pod označením Delrin. Díky krystalické struktuře se vyznačuje vysokou pevností, ale je citlivější na vruby v porovnání s PA. Je vhodný pro více zatížená kola bez rázového namáhání, odolává olejům a tukům, hodí se pro výrobu obráběním, při vstřikování se v porovnání s PA více smršťuje. Na obrázku č. 25 je znázorněn strukturní vzorec POM. [12,19,20]



Obrázek č. 25: Strukturní vzorec POM– upraveno z [12]

4.2.4. Polyimidy

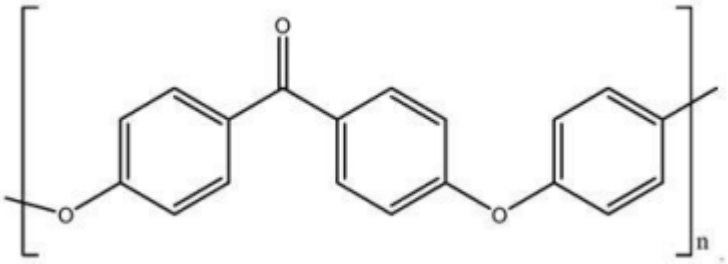
Polyimidy jsou termoplasty s vysokou teplotou skelného přechodu, jsou tedy teplotně odolné, navíc jsou samozhášivé, což je předurčuje pro použití v letectví. Kromě zmíněné teplotní odolnosti se pro ozubená kola používají díky své rozměrové stálosti a otěruvzdornosti. Nejčastěji se používá samotný polyimid PI, méně se můžeme setkat s jeho deriváty jakou je polyetherimid apod. Polyimidy jsou vhodné pro výrobu obráběním, odolávají olejům a tukům, na obrázku č. 26 je znázorněn strukturní vzorec polyimidu. [12,19,20]



Obrázek č. 26: Strukturní vzorec polyimidu– upraveno z [12]

4.2.5. PEEK

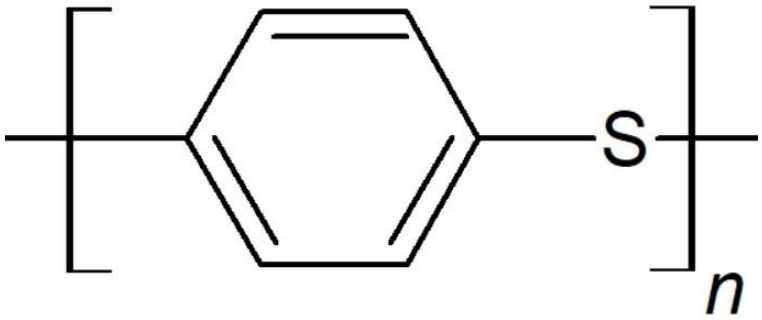
PEEK, neboli polyetherketon, je semikrystalický termoplast s velmi dobrou tvarovou stálostí při vyšších teplotách a odolností vůči creepu. Dále se tento materiál vyznačuje dobrými kluznými vlastnostmi, chemickou odolností vůči olejům a tukům a samozhášivostí, s pevností a pružností je na tom lépe než konstrukční plasty PA a POM. Cílem inženýrství plastů je právě nahrazení oceli PEEKem. Výrobky z PEEKu se vyrábí vstřikováním i obráběním, na obrázku č. 27 je znázorněn strukturní vzorec PEEKu. [12,19,20]



Obrázek č. 27: Strukturní vzorec PEEKu– upraveno z [12]

4.2.6. Polyfenylensulfid

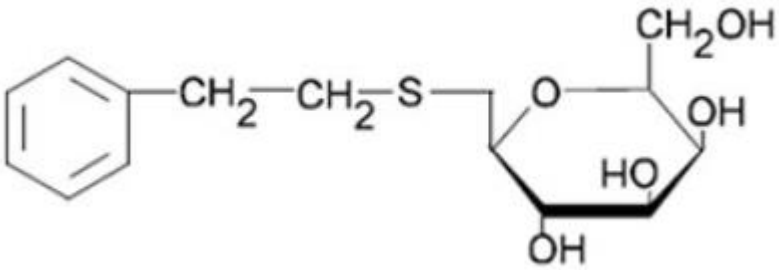
Polyfenylensulfid, neboli PPS, je amorfní termoplast s poměrně dobrými mechanickými a chemickými vlastnostmi. Výhodou PPS je dobrá tekutost taveniny, což umožňuje snadné plnění vlákny. PPS se používá pro speciální aplikace, například náběhové hrany letadel, je vhodný pro výrobu vstřikováním a je odolný vůči olejům a tukům. Na obrázku č. 28 je znázorněn strukturní vzorec PPS. [12,19,20]



Obrázek č. 28: Strukturní vzorec PPS– upraveno z [12]

4.2.7. PET-G

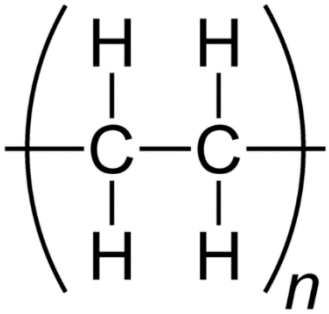
PET-G, neboli polyethylentereftalát-G, je upravená verze PET, nejpoužívanějšího plastu na světě. Úprava PET na PET-G spočívá v modifikovaném glykolu, který se k PET přidává během polymerace. Díky této modifikaci získává PET-G lepší vlastnosti jako jsou lepší odolnost vůči rázu, menší křehkost, odolnost vůči teplotám a menší smrštitelnost. PET-G se hodí pro výrobu vstřikováním i obráběním, je odolný vůči olejům a tukům, na obrázku č. 29 je znázorněn strukturní vzorec PET-G. [12,19,20]



Obrázek č. 29: Strukturní vzorec PET-G– upraveno z [12]

4.2.8. HDPE

Polyethylen (PE) je nejznámější a nejpoužívanější semikrystalický termoplast, jehož vlastnosti jsou závislé na jeho molekulární struktuře, která je ovlivněna způsobem jeho výroby. Mezi základní typy polyethylenu patří nízkohustotní LDPE a vysokohustotní HDPE, z kterého se vyrábějí ozubená kola do aplikací, kde není vyžadována velká zátěž, jelikož jeho mechanické vlastnosti jsou v porovnání s ostatními termoplasty nízké. Polyethylen je nepolární, tudíž nenavlhavý termoplast a je odolný vůči rázovému namáhání, odolný vůči olejům a tukům a je vhodný pro výrobu obráběním. Na obrázku č. 30 je znázorněn strukturní vzorec polyethylenu. [12,19,20]



Obrázek č. 30: Strukturní vzorec HDPE– upraveno z [12]

4.2.9. Iglidur

V poslední době se na trhu objevil materiál od firmy Hennlich s.r.o. Složení materiálu iglidur je součástí know-how společnosti a není veřejný, nicméně materiál se vyznačuje velmi dobrými mechanickými vlastnostmi, dobrými kluznými vlastnostmi a používá se mimo jiné i pro kluzná ložiska a ozubení. Materiál se skládá ze základního polymeru a výplňových vláken, které obsahují pevné mazivo, což zajišťuje samomaznost. Igliduru se vyrábí více typů, které se liší poměrem základních složek a vhodností pro různé aplikace. Materiály iglidur jsou vhodné pro výrobu vstřikovaných i obráběných součástí. [15,18]

4.3. Porovnání vybraných polymerů

Jak jsem již zmínil, z vybraných polymerů jsou všechny vhodné pro ozubená kola. Nejlepší kluzné vlastnosti má iglidur, díky mazivové výplni, má však nižší teploty použití oproti ostatním a je nejdražší. HDPE je vhodný pro aplikace s rázovým zatížením, ale není vhodný pro aplikace s vysokým mechanickým namáháním, jelikož je vzhledem k velmi nízké teplotě skelného přechodu stále viskoelastickém stavu. Polykarbonát je odolný vůči rázům a creepu, POM má dobré kluzné vlastnosti, je ale citlivý na vruby. Hlavní výhodou polyimidů je rozměrová stálost, PPS je vzhledem k výborné tekutosti taveniny vhodný k výrobě vstřikováním. PET-G a PEEK mají velmi dobré kluzné a mechanické vlastnosti nicméně jsou v porovnání například s polyamidy dražší. Polyamidy jsou otěruvzdorné a mají dobré kluzné a mechanické vlastnosti, což je vzhledem k cenové dostupnosti činí nejpoužívanějším materiálem pro ozubení z polymerů. Všeobecně nelze zvolit nejlepší polymer pro ozubení, vždy záleží na konkrétní aplikaci, způsobu výroby a cenových možnostech.

V tabulce č. 1 jsou shrnuty základní vlastnosti polymerů, používaných pro ozubení. Koeficient tření je zde pro případ záběru dvou stejných polymerů na sucho, pokud se kombinují různé polymery, může se snížit tento koeficient až na polovinu. Pro případ mazání je koeficient tření přibližně poloviční a nezáleží na kombinaci polymerů.

Tabulka č. 1: Vlastnosti vybraných polymerů [19]

	Hustota $[g \cdot cm^{-3}]$	Modul pružnosti [N.mm^{-2}]	Mez pevnosti [N.mm^{-2}]	Teplota tání [°C]	Teplota skelného přechodu [°C]	Krátkodobá/ dlouhodobá teplota [°C]	Koeficient tření [-]
PA – 6	1,14	2500	62	220	60	160/100	0,38
PA – 66	1,14	3100	70	255	65	170/100	0,35
PC	1,2	2300	58	267	150	135/80	0,58
POM	1,41	3000	68	175	-50	140/100	0,38
PI	1,43	3000	72	400	320	380/290	0,36
PEEK	1,42	4500	90	335	145	300/250	0,52
PPS	1,35	3800	80	280	90	300/240	0,48
PET – G	1,4	2800	80	255	75	170/100	0,35
HDPE	0,95	1400	30	130	-100	110/80	0,3
IGLIDUR	1,5	2400	70	-	-	140/80	0,24

4.4. Porušení ozubených kol z polymerů

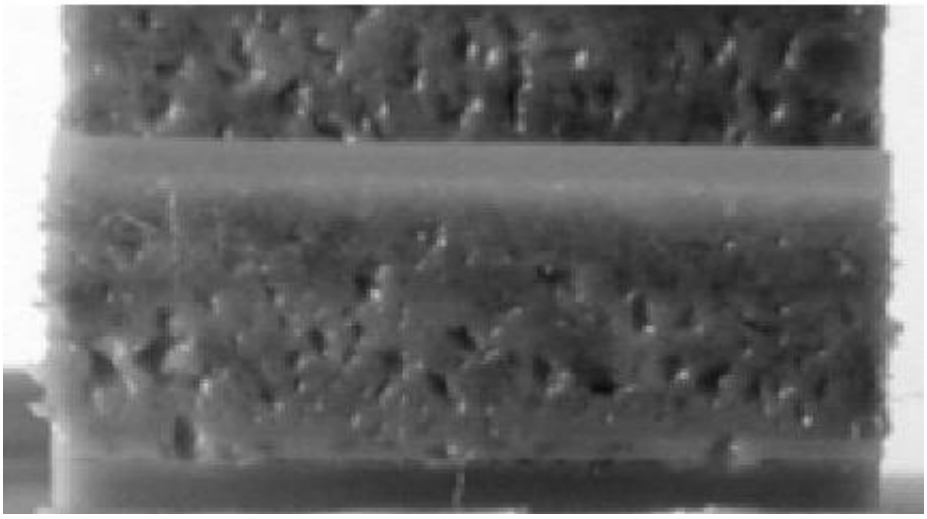
Pro optimální výběr plastu pro ozubený převod, je potřeba porozumět příčině a druhům poškození těchto ozubených kol v závislosti na provozních podmínkách. Zejména při chodu nasucho a velké obvodové rychlosti je hlavním problémem překročení maximální teploty ozubení, roztavení materiálu a následné havárii. Při neúměrně velké zátěži zase hrozí vylomení zubu. Pro malé zatížení a vysokou obvodovou rychlost se dle [36] očekává hlučné ozubení a doporučuje se volit materiál s tlumicí schopností, například PA-6, PA-66, HDPE, dále pokud je potřeba dobře odolat teplu je vhodný POM, PI nebo PEEK. Pro rázovité zatížení, nebo střídání směru otáčení se doporučují tvrdší materiály s odolností proti rázu, například polykarbonát nebo PET-G. Pokud by vlastnosti základních polymerů nebyly dostačující, můžeme přidat plniva, které mají svůj pozitivní, ale i negativní vliv, jak ukazuje tabulka č.2. Jednotlivé typy opotřebení jsou shrnuty v následujících odstavcích. [30,36]

Tabulka č. 2: Typy výplní polymerů a jejich vliv [38]

Výplň	Pozitivní vliv	Negativní vliv
Skleněná a uhlíková vlákna	Zvyšuje tuhost, pevnost, teplotní odolnost a únavovou pevnost	Snižuje rázovou pevnost
PTFE	Snižuje koeficient tření	Snižuje rázovou a únavovou pevnost
PE	Snižuje koeficient tření	Snižuje rázovou pevnost
Grafit	Snižuje koeficient tření, zvyšuje tepelnou vodivost	Snižuje rázovou pevnost
Silikonový olej	Snižuje koeficient tření, zvyšuje houževnatost	-
Minerální plnivo	Zvyšuje teplotní odolnost	-

4.4.1. Pitting

Pitting, neboli důlková koroze, je druh porušení, který mají plastová kola společná s koly ocelovými. Důlková koroze bývá zpravidla důsledkem vysoké hodnoty kontaktního tlaku v záběru a u plastových kol k tomuto typu porušení dochází zejména u kol vyrobených z polyamidů. Při pittingu se nejprve formují pod povrchem součásti mikrotrhliny, které se postupně rozrůstají a spojují se ve větší celky až se nakonec vydrolí část materiálu a zanechá po sobě důlek. Plastové ozubené kolo poškozené pittingem je zobrazeno na obrázku č. 31. [36]



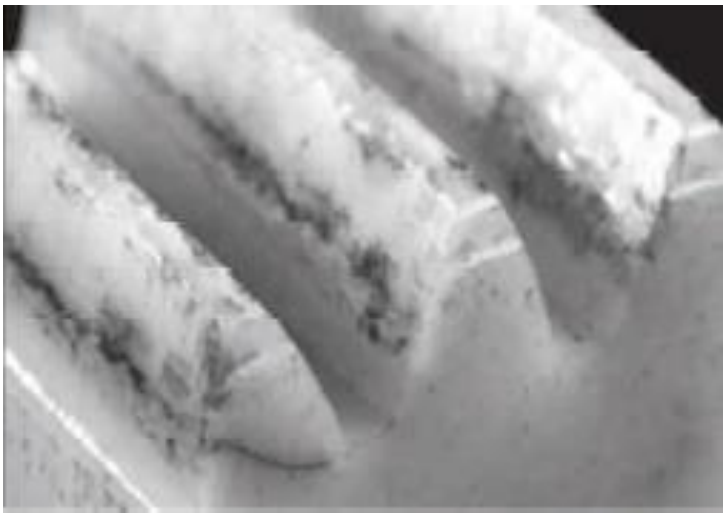
Obrázek č. 31: Pitting na plastovém kole [36]

4.4.2. Scuffing

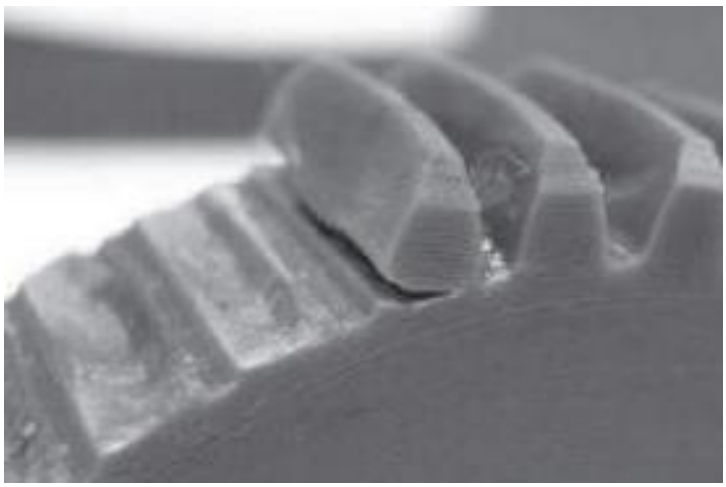
Scuffing je opotřebení, při kterém se v důsledku přílišného tření, lokálnímu překročení dovolené teploty a dostatečného kontaktního tlaku mikrosvařují povrchy dvou zabírajících zubů. Takto bodově svařené povrchy se následně odtrhnou a část přivařeného povrchu se ze zubu vytrhne. U plastového ozubení nedochází ke scuffingu často, většinou dochází k poruše otěrem, nebo teplota stoupne příliš a dochází hned k tečení. [10,36]

4.4.3. Lom zubu

Lom zubu u plastových kol může podobně jako u ocelových kol nastat v patě zubu nebo v okolí hlavové kružnice zubu. Lom zubu často předchází výskyt několika mikrotrhlin, které se zvětšují, lom zubu v okolí hlavové kružnice bývá způsoben přílišnou špičatostí zubu a u plastových kol k němu vzhledem k houževnatosti materiálu nedochází. K tomuto typu porušení dochází v důsledku neúnosného kontaktního tlaku v záběru, u silně namáhaných kol se doporučuje vyztužit kolo vlákny paralelně orientovanými s povrchem zubu. U plastových kol se v menším množství případů může stát, že k lomu dojde v jiném místě, než je patní nebo hlavová kružnice, tato situace je znázorněna na obrázku č. 32 dochází k v důsledku velkých deformací zubu, nebo nehomogenitě materiálu. Z plastových materiálů, používaných pro ozubená kola, dochází nejčastěji k lomu u polyamidových kol. Lom zubu v patě je znázorněn na obrázku č. 33. [25,36]



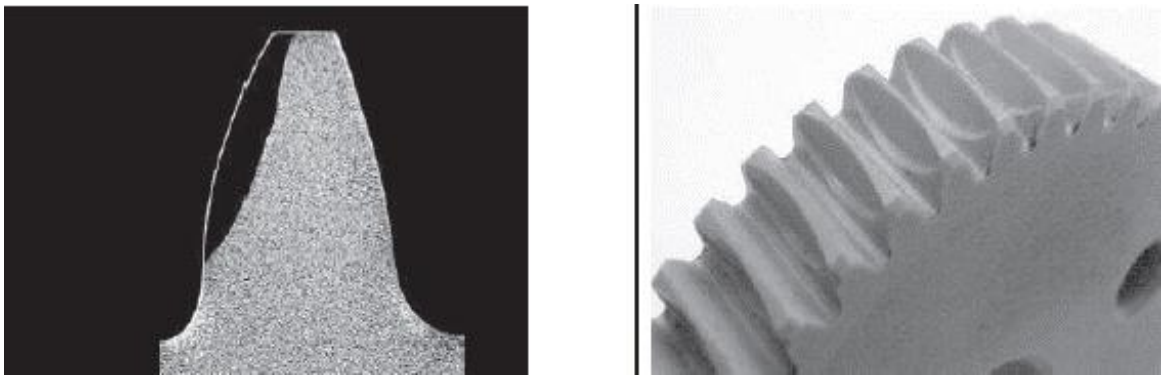
Obrázek č. 32: Lom boku zubu [36]



Obrázek č. 33: Lom zubu v patě [36]

4.4.4. Opotřebení otěrem

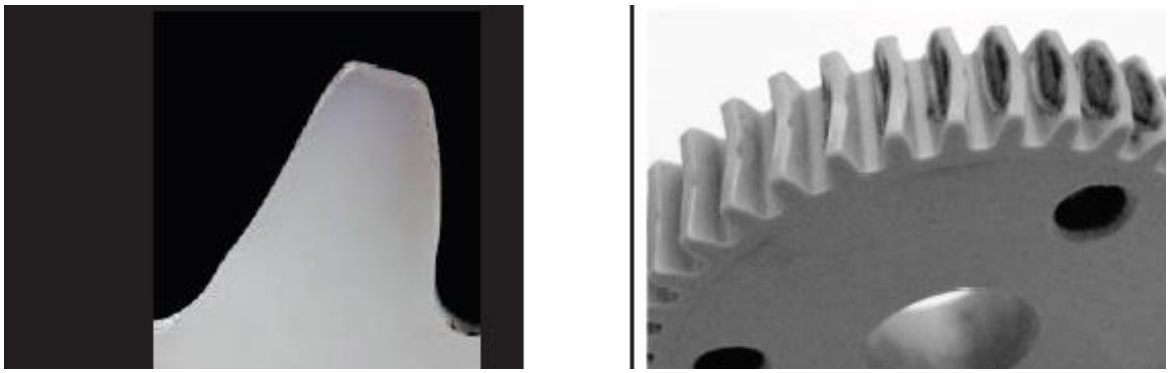
Opotřebení otěrem neboli wear, je běžný provozní jev, ke kterému dochází přirozeně během provozu ozubeného kola. Při tomto jevu je materiál ozubeného kola obrušován po vrstvách spoluzabírajícím kolem v celé kontaktní ploše. Opotřebení se nejčastěji definuje jako tloušťka obroušené vrstvy za určitý počet otáček ozubeného kola a je způsobeno více proměnnými. Hlavním faktorem, ovlivňujícím míru opotřebení, je velikost zatížení, doba provozu, teplota a skluzové poměry. Způsob, jak zmenšit míru opotřebení, je samozřejmě správný návrh ozubených kol, případně se doporučuje kola vyztužit vlákny a zvážit použití maziva. Zub opotřebený otěrem je zobrazen na obrázku č. 34. [25,36]



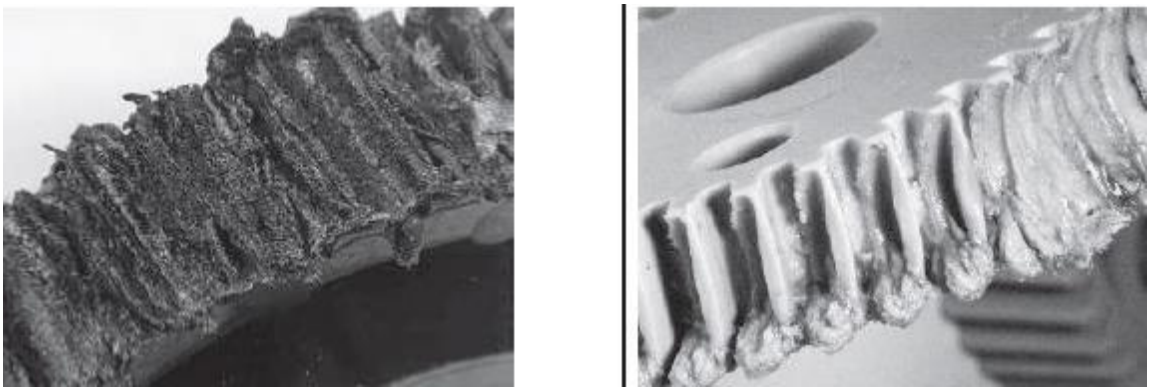
Obrázek č. 34: Zub opotřebený otěrem [36]

4.4.5. Tepelné poškození

Teplotní poškození je u plastů nejvýznamnější ze všech typů poškození, protože mají poměrně malou tepelnou vodivost, teplotní odolnost, jejich teploty skelného přechodu a tání jsou nízké a provozují se často nasucho. Jak je již popsáno výše, čím je provozní teplota vyšší, tím houževnatější plast je a tím více se deformuje zub. Se zvětšující se deformací zubu se zhoršuje záběr, což má za následek větší opotřebení otěrem a jiné povrchové vady. Deformace plastového ozubení je zobrazena na obrázku č. 36. Pokud teplota přesáhne kritickou hodnotu, dochází zpravidla k tečení materiálu a havárii ozubení, dalším problémem, spojeným s vysokou provozní teplotou, je teplotní roztažnost plastů a tudíž změna rozměrů. Ukázka plastového ozubeného kola, poškozeného tečením, je zobrazena na obrázku č. 35. [23,36]



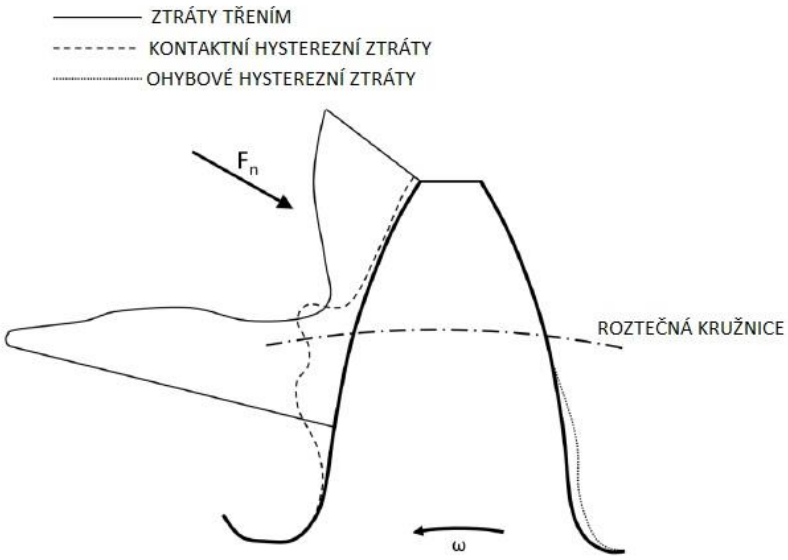
Obrázek č. 36: Deformace zubu [36]



Obrázek č. 35: Plastové kolo poškozené tečením [36]

Prvním průkopníkem tepelných výpočtů ozubení byl v roce 1937 nizozemský profesor Harmon Blok, který založil výpočet na principu špičkových lokálních teplot. Vedle Blokova výpočtu se časem objevilo ještě integrální teplotní kritérium, které do výpočtu nezahrnuje pouze špičkové teploty. [7,9]

Blokovo a integrální teplotní kritérium se uplatňuje u ocelových kol, pro plastová kola bylo potřeba výpočty upravit, což provedl v roce 1983 Raymond Gauvin, který ve výpočtech zohlednil vlastnosti polymerů. U kol z polymerů je stejně jako u ocelový kol hlavním zdrojem tepla tření, vzhledem k houževnatosti jsou zde ale další zdroje tepla: teplo vzniklé ohybovou hysterezí zubu a teplo vzniklé kontaktní hysterezí zubu, jak je popsáno na obrázku č. 37. [7,9]



Obrázek č. 37: Zdroje tepla u ozubení z polymerů – upraveno z [7]

Gauvin při svých výzkumech konstatoval, že ohybové hysterezní ztráty jsou zanedbatelné, jelikož takto vzniklé teplo přechází spíše do materiálu v oblasti patní kružnice a pod ní. Gauvin své pokusy prováděl na kolech vyrobených z PA, POM a HDPE a sestavil vztah (12), ve kterém maximální teplota roste s modulem m, obvodovou rychlostí v a měrným zatížením vztaženým na jednotku šířky kola W_t. V tomto vztahu dále vystupuje teplota okolí T_{amb} a regresní koeficienty b_0, b_1, b_2 a b_3. [7,9]

$$T_{max} - T_{amb} = b_0 \cdot W_t^{b_1} \cdot v^{b_2} \cdot m^{b_3} \tag{12}$$

Další výzkum v oblasti plastových kol provedl Demagna Koffi, který sestavil iterativní výpočtovou metodiku pro počítače, které zahrnovaly výpočty tepla ze tření i hystereze. Na výše jmenované výzkumy navázali počátkem století K. Mao a C.J. Hooke, kteří provedli velké množství praktických experimentů na kolech z POM a PA. Výsledky jejich experimentů určily, že u plastových kol je hlavním zdrojem tepla tření a teplo z hystereze se projevuje až při vysokých otáčkách. [16,24]

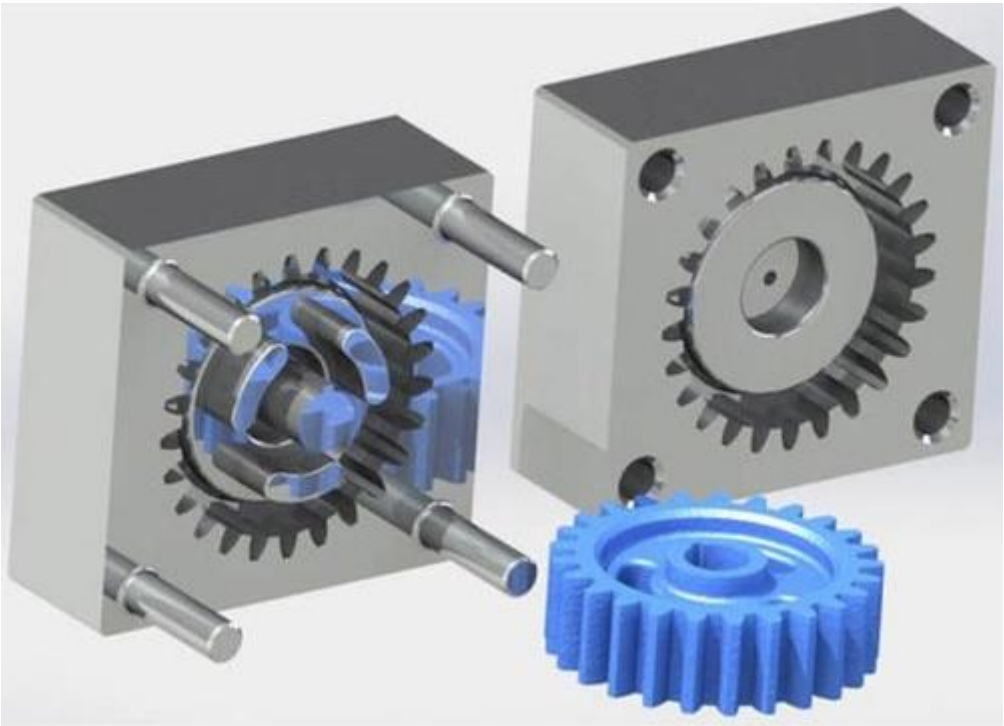
Pokud při výpočtu plastového ozubení vychází teplota ozubení nepřijatelná, je možné ji snížit změnou geometrie ozubení, změnou materiálu, přidáním plniva s mazivovými vlákny, nebo provozováním ozubení s mazivem. Jako mazivo se u plastových kol nejčastěji používá prášek PTFE, silikonové plastické mazivo, grafit a převodový olej. Při volbě maziva je vždy nutné kontrolovat kompatibilitu maziva s daným materiálem kol. [21,24,36]

5. Možnosti výroby plastových ozubených kol

Velkou výhodou plastových kol je do jisté míry neomezená možnost výroby. Nejčastějším způsobem výroby ozubených kol z polymerů je výroba vstřikováním a v poslední době i 3D tisk.

5.1. Vstřikování plastů

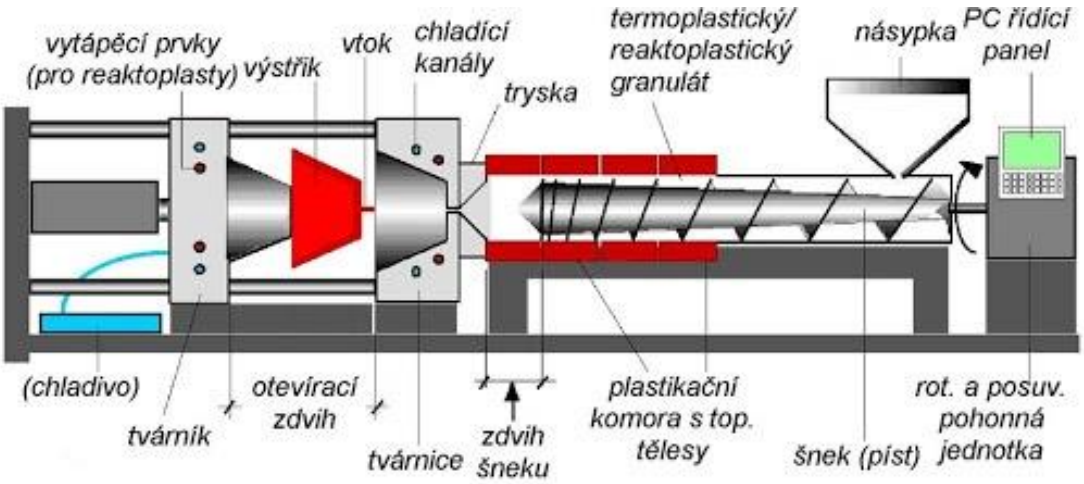
Tento způsob výroby je velmi produktivní a u velkých sérií nejekonomičtější. Velkou výhodou výroby vstřikováním je nezávislost geometrie ozubení na výrobním nástroji jako je tomu u výroby obráběním, naopak nevýhoda je potřeba formy, jejíž výroba se vyplatí pouze u větších sérií vyrobených kusů. Forma pro vstřikování plastových ozubených kol je zobrazena na obrázku č. 38. [27]



Obrázek č. 38: Forma pro vstřikování plastových ozubených kol [29]

Další nevýhodou této metody výroby je změna geometrie ozubeného kola po smrštění, zatímco patní a hlavová kružnice mají stejný koeficient smrštění jako tělo ozubeného kola, bok zubu se smršťuje méně a dosahujeme tak větší tloušťky zubu. Tento problém pomáhají odstranit různé počítačové programy, nicméně jako nejpřesnější se v praxi ukazuje výroba prototypu a následné odladění rozměrů formy. Rozdíl koeficientu smrštění na boku zubu oproti zbytku geometrie je největší u semikrystalických plastů. [27]

Princip výroby vstřikováním je takový, že se do násypky plastifikačního šnekového dopravníku plní granulát, který během dopravy dopravníkem zplastizuje a je plněn do ohřevného výtlačného válce, kde se promění v taveninu. Tavenina je následně vstříknuta do formy, která se po zchladnutí otevře. U moderních vstřikolisů je kontrolován a regulován tlak a teplota během procesu, což umožňuje přesnější výrobky. Přesnosti vstřikovaných ozubených kol se dle [36] nachází mezi IT 12 a IT 15, rozměry se doporučuje měřit nejdříve 24 hodin po vyjmutí výstřiku z formy. Základní schéma vstřikolisu je zobrazeno na obrázku č. 39. [27]



Obrázek č. 39: Základní schéma vstřikolisu [27]

5.2. Obrábění plastů

Další možností výroby plastových ozubených kol je výroba třískovým obráběním, která se prakticky neliší od výroby kol ocelových. Ve většině případů se setkáváme s frézováním odvalovacím a dělicím způsobem, nebo obrážením. Tento způsob výroby se volí v případě výroby menších počtů kusů a oproti výrobě vstřikováním má řadu nevýhod, jako je nižší tuhost zubů, závislost na geometrii výrobního nástroje a nižší kvalita ozubeného kola.

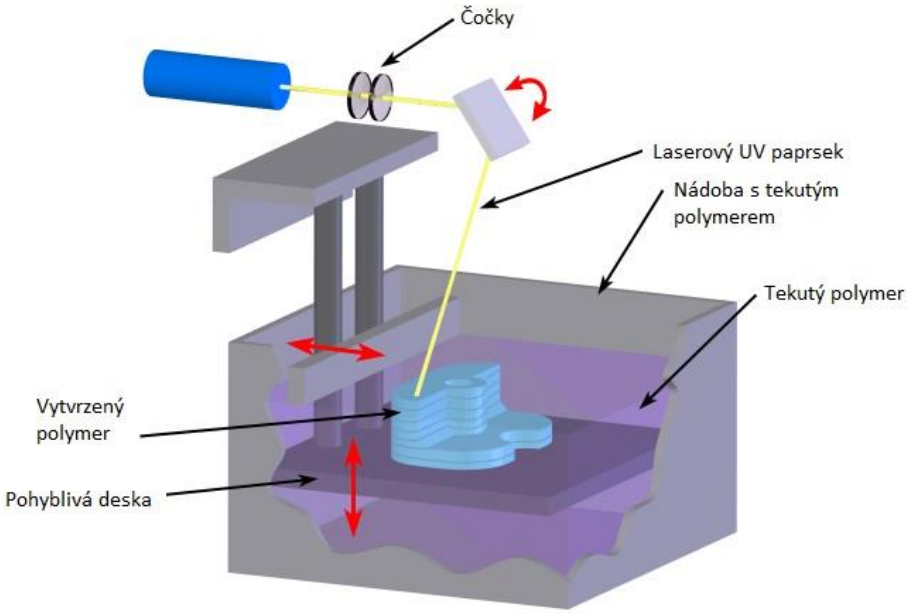
5.3. 3D tisk

V poslední době se při výrobě plastů uplatňuje technologie 3D tisku, což je aditivní metoda, použitelná napříč všemi oblastmi průmyslu. 3D tisk spočívá v nanášení vrstev roztaveného plastu do požadovaného tvaru a uplatňuje se ve výrobě mnoha strojních součástí a prototypů jednoduchých i složitých tvarů, například firma Hennlich s.r.o dnes nabízí 3D tisknutá ozubená kola. Princip tohoto způsobu výroby je poměrně jednoduchý, vytvoří se CAD model, které se nejčastěji ve formátu stl. nahraje do tzv. sliceru, což je software, který 3D model nařeže na vrstvy a nastaví parametry tisku a sestaví G-kód pro tisk. Model se pak po těchto vrstvách tiskne extruderovou hlavou na podložku 3D tiskárny. Model je často po vytištění nutné upravit, odstraňují se případné podpory, čistí se a opilovávají se případné nedostatky. V 3D tisku existuje několik používaných metod, mezi

nejpoužívanější metody patří SLA, SLS a FDM, které jsou popsány v následujících odstavcích. [13,14]

5.3.1. SLA

SLA je nejstarší metoda 3D tisku a funguje na principu postupného vytvrzování tekutého polymeru působením UV záření. Tiskárna je vybavena UV paprskem, který se pohybuje v ose X a Y, kopíruje tvar CAD modelu a vytvrzuje tak polymer, nádoba s polymerem se vždy posune o výšku vrstvy v ose Z. Výtisk se poté čistí od zbylé tekuté složky roztokem rozpouštědla a dále vytvrzuje působením UV. Metoda SLA poskytuje nejlepší přesnost a nejhladší povrch ze všech metod 3D tisku. Princip metody SLA je zobrazen na obrázku č 40. [13,14]



Obrázek č. 40: Princip metody SLA – upraveno z [28]

5.3.2. SLS

Další technologií 3D tisku je selective laser sintering, neboli SLS, která používá obdobně jako SLA laser. Rozdíl oproti SLA je v použití plastového prášku namísto tekutého polymeru. Výtisk vzniká po vrstvách, roztavením a spečením prášku pomocí laseru. Výhodou této metody je tvorba složitých tvarů bez použití podpor. Kvalita výtisků, zhotovených touto metodou je vysoká, ale jejich povrch je horší, než je tomu u SLA. [13,14]

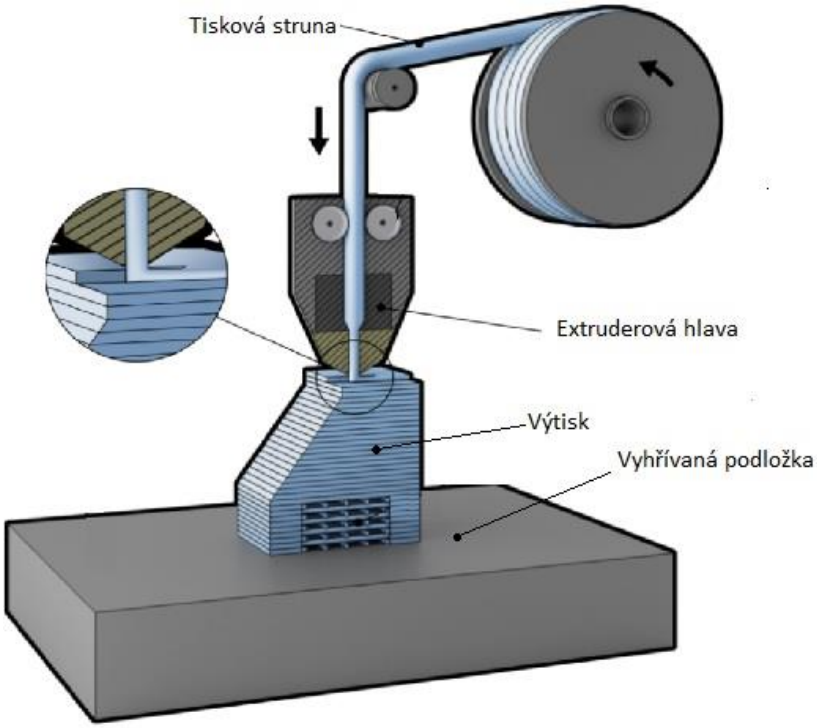
5.3.3. MJ

Material jetting, neboli MJ, funguje na principu dávkování kapek tekutého fotocitlivého reaktoplastu na podložku, kde je nasvícen UV zářením, které ho vytvrdí. Tisková hlava se pohybuje v rovině XY a obsahuje více trysek, což umožňuje tisknutí více materiály najednou. Podložka se pohybuje v ose Z vždy po dokončení vrstvy. Výtisky

metodou MJ nemají tak dobré mechanické vlastnosti jako u metod SLA a SLS, ale nemusí se vytvrzovat. Jelikož se tiskne nižší teplotou, je metoda vhodná pro velké výtisky. [13,14]

5.3.4. FDM

Nejpoužívanější metodou 3D tisku je FDM, neboli fused deposition modeling. Tato metoda je založena na extruzi materiálu, který je dodáván ve formě filamentu taveného v extruderové hlavě. Extruderová hlava se nejčastěji pohybuje v ose X a Z a klade tenkou vrstvu roztaveného materiálu na vyhřívanou podložku pohybující se v rovině Y. Jelikož při této metodě výtisk chladne nerovnoměrně, má tendenci se deformovat a odlepovat se od podložky, čemuž se dá zabránit vhodnějším nastavením parametrů tisku a vyhřívanou podložkou. Dostupnost a jednoduchost této metody ji činí nejpoužívanější, nicméně tato metoda má i své nevýhody jako je nižší kvalita a přesnost ve srovnání s ostatními. Pro úsporu materiálu a času se při této metodě volí plnohodnotné vrstvy pouze na okraji výtisku, jedná se o tzv. perimetry a v ostatních částech je zvolena určitá výplň, jejíž struktura a hustota se volí dle nároků na výtisk. Dalším kritériem kvality této metody je požadavek na konstantní průřez tiskové struny, která se dodává nejčastěji v průměru 1,75 mm nebo 3 mm. Princip metody FDM je zobrazen na obrázku č. 41. [13,14]



Obrázek č. 41: Princip metody FDM – upraveno z [43]

6. Možnosti testování ozubených kol z polymerů

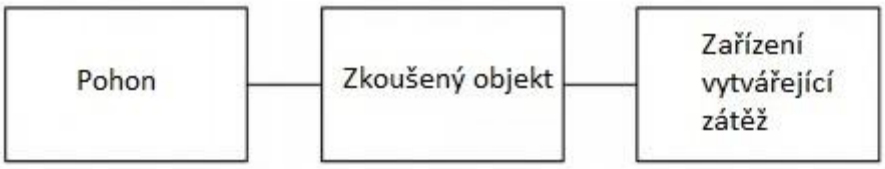
Možnosti testování ozubených kol z polymerů se nijak neliší od možností u kol ocelových. Zatímco u ocelových kol se ve většině případů testují celé převodovky, u plastových kol to jsou z výše uvedených důvodů samotná soukolí a jedním z nejdůležitějších sledovaných parametrů je teplota soukolí. Pro testování plastových ozubených kol bude potřeba zvolit vhodné řešení zkušebního standu. [5]

6.1.1. Zkušební standy

Zkušební stand je zařízení, které slouží pro testování nějakého objektu. V případě standů pro ozubení se nejčastěji můžeme setkat s okruhy mechanickými, kde je zatížení simulováno pomocí mechanických členů, nebo okruhy elektrickými, které zatížení simulují elektricky. Každý z těchto typů okruhu může být otevřený nebo uzavřený, podle hospodaření s energií. [5]

6.1.1.1. Mechanický otevřený okruh

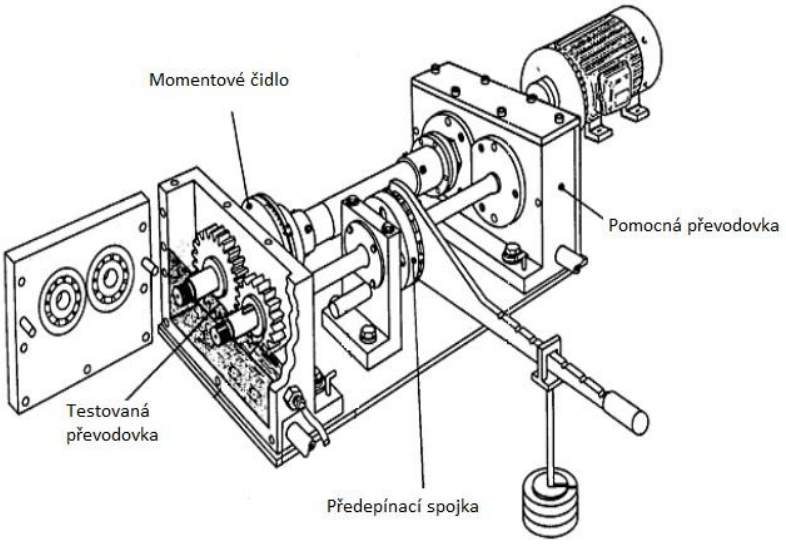
echanický otevřený okruh je ve srovnání s ostatními typy nejjednodušší. Skládá se z pohonu, příslušných čidel, měřeného objektu, spojovacích částí a zařízení, které mechanicky vytváří zátěž, které bývá nejčastěji založeno na principu zdvihání, nebo roztáčení hmoty, nebo brždění setrvačníku. Nevýhodou tohoto zařízení je potřeba dodávky potřebného výkonu pohonem a maření této energie, nejčastěji v teplo. Na obrázku č. 42 je zobrazeno schéma mechanického otevřeného okruhu. [5]



Obrázek č. 42: Schéma mechanického otevřeného okruhu - upraveno z [5]

6.1.1.2. Mechanický uzavřený okruh

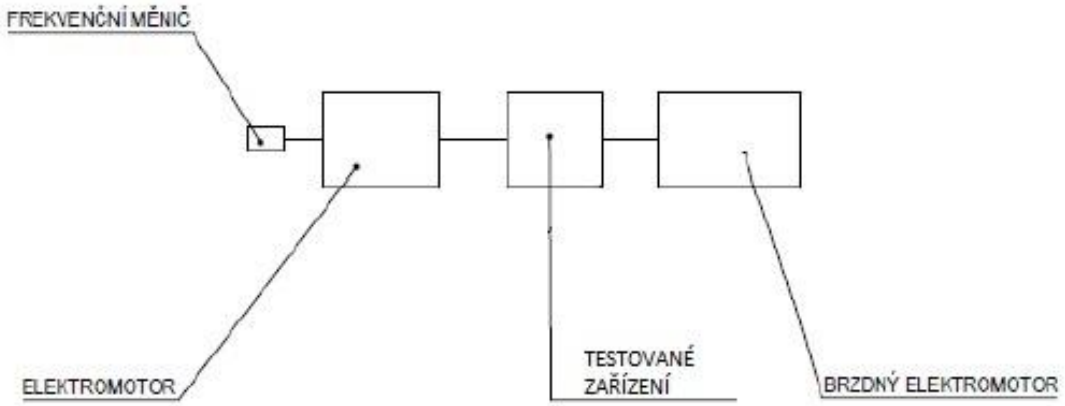
Hlavní výhodou tohoto typu okruhu je menší energetická náročnost ve srovnání s uzavřeným mechanickým okruhem. Okruh se skládá z pohonu a mechanické smyčky, jejíž součástí je testovaný objekt, technologická převodovka, čidla, spojovací komponenty a mechanismus vyvozující předpětí ve smyčce. Tímto zařízením většinou bývá předepínací spojka, jejíž části se vůči sobě nakroutí na hodnotu požadované zátěže. Nespornou výhodou tohoto zařízení je úspora energie, jelikož je potřeba pohonem kompenzovat pouze ztráty okruhu. Nevýhodou může být potřeba technologické převodovky (někdy i více) a hřídele druhé větve smyčky. Na obrázku č. 43 je zobrazen uzavřený mechanický okruh, pokud bychom testovali místo převodovky například spojku, byla by umístěna na spojovací hřídeli s momentovým čidlem a obě převodovky by byly technologické. [5]



Obrázek č. 43: Uzavřený mechanický okruh [44]

6.1.1.3. Otevřený elektrický okruh

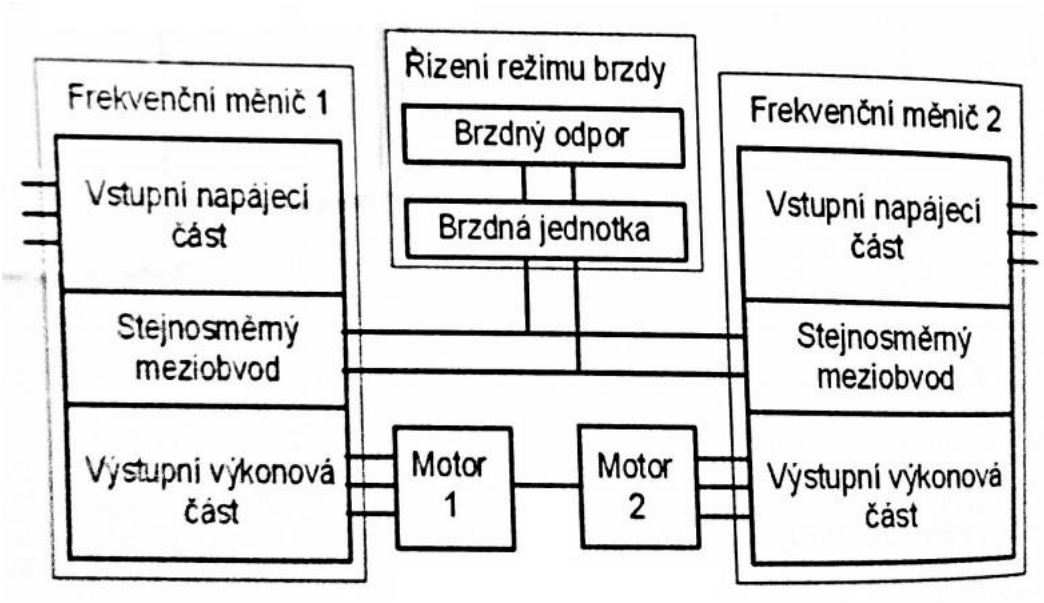
Otevřený elektrický okruh se skládá z hnacího asynchronního elektromotoru, měřeného objektu, čidel a hřídelů a brzdného asynchronního elektromotoru, který je připojen na síť. Hnací elektromotor je otáčkově řízen frekvenčním měničem a ke generování zátěže dochází pokud se brzdný elektromotor otáčí nadsynchronní rychlostí, je tedy v generátorickém režimu. Nevýhodou tohoto okruhu je závislost zátěže na otáčkách, výhodou je vracení energie do sítě a jednoduché a rychlé sestavení. Od určitých výkonů se můžeme setkat i s ekonomickou nevýhodou, jelikož jsou potřeba dva elektromotory a frekvenční měnič, brzdný elektromotor by měl být přibližně o jednu až dvě výkonové řady silnější, než hnací (pokud není zařazena akcelerátorová převodovka). Schéma elektrického otevřeného okruhu je zobrazeno na obrázku č. 44. [5]



Obrázek č. 44: Elektrický otevřený okruh [5]

6.1.1.4. Elektrický uzavřený okruh

Elektrický uzavřený okruh je obdobně jako mechanický uzavřený okruh energeticky úsporný. Je složen z hnacího asynchronního elektromotoru, testovaného zařízení, měřicích čidel a propojovacích součástí a brzdného asynchronního elektromotoru. Hnací elektromotor je řízen otáčkově frekvenčním měničem a brzdný elektromotor je řízen momentově frekvenčním měničem. Elektrická uzavřenost spočívá v propojení těchto frekvenčních měničů meziobvodem, elektřina generovaná brzdným elektromotorem je tedy spotřebována hnacím elektromotorem. Do okruhu tedy musíme dodávat pouze energii pokrývající ztráty. Na obrázku č. 45 je zobrazeno schéma elektrického uzavřeného okruhu, ve kterém je ještě navíc modul pro řízení režimu brzdy, který se používá pro vykrytí energetických špiček, které mohou v některých experimentech nastat. [5]



Obrázek č. 45: Schéma elektrického uzavřeného okruhu [5]

Na závěr této kapitoly je třeba zmínit důležitou skutečnost, že u mechanických okruhů většinou nejde regulovat zatížení za provozu, zatímco u elektrických ano. Vedle mechanických a elektrických okruhů existují ještě hydraulické okruhy, které jsou nad rámec této práce. Nedílnou součástí testovacích okruhů jsou čidla pro měření momentu, otáček, teploty apod., těchto čidel existuje mnoho druhů a jejich popis je také nad rámec této práce. Při výběru typu testovacího okruhu záleží na zařízení, které testujeme, typu zkoušky, velikosti zatížení a ceně komponent.

7. Návrh geometrie ozubených kol z polymerů

Pro testování ozubených kol z polymerů jsem navrhl několik vzorků. Při konzultaci problematiky plastových ozubených kol s odborníky na tuto problematiku ze společnosti KissSoft jsem se dozvěděl, že hlavním důvodem selhání těchto ozubení je teplota. Dále na základě rešerše volím způsob výroby vzorků technologií 3D tisku, z důvodu ceny a rychlosti. Jako testovaný materiál jsem zvolil PA 66 neboli nylon a POM, jelikož se jedná o materiály používané pro 3D tisk a současně pro plastová ozubená kola. Jelikož se jedná o výrobu 3D tiskem, mohu si dovolit libovolně experimentovat s geometrií zubených kol.

Nejprve jsem navrhl ozubený převod podle [26,36], vztahy pro návrh vyplývají ze zákonitostí uvedených v teoretické části práce a jejich konkrétní popis by vyžadoval minimálně jednu kapitolu, což je nad rámec této práce a není potřeba podrobně popisovat. Z teoretické části a výše uvedeného je zřejmé, že při provozu plastových ozubených kol je důležité sledovat teplotu boku zubu a teplotu v patě zubu, která se vypočte podle vztahu 13 a 14.

$$\vartheta_{pata} = \vartheta_0 + P \cdot \mu \cdot H_V \cdot \left(\frac{k_{\vartheta,pata}}{b \cdot z \cdot (v_t \cdot m_n)^{0.75}} + \frac{R_{\lambda,G}}{A_G} \right) \cdot ED^{0,64} \tag{13}$$

$$\vartheta_{bok} = \vartheta_0 + P \cdot \mu \cdot H_V \cdot \left(\frac{k_{\vartheta,bok}}{b \cdot z \cdot (v_t \cdot m_n)^{0.75}} + \frac{R_{\lambda,G}}{A_G} \right) \cdot ED^{0,64} \tag{14}$$

Ve výše uvedených vztazích figuruje teplota okolí ϑ_0, výkon P, koeficient tření μ, stupeň ztrát zubu H_V, koeficienty přenosu tepla v patě a na boku $k_{\vartheta,pata}$ a $k_{\vartheta,bok}$, šířka ozubení b, počet zubů z, tečná rychlost v_t, normálový modul m_n, odpor přenosu tepla skříně ozubení $R_{\lambda,G}$, vnitřní plocha skříně A_G a relativní čas záběru zubu ED. Součinitel H_V se pro součinitel záběru od 1 do 2 určí podle vztahu 15, pro hodnotu větší nebo menší, než je tento interval, se určí podle vztahu 16.

$$H_V = \pi \cdot \frac{(u+1)}{z_2 \cdot \cos \beta_b} \cdot (1 - \epsilon_1 - \epsilon_2 + \epsilon_1^2 + \epsilon_2^2) \tag{15}$$

$$H_V = 2,6 \cdot \frac{u+1}{z_2 + 5} \tag{16}$$

Součinitel tření μ uvádí například norma pro dvojici kol PA/PA roven 0,4, pro dvojici PA/POM 0,18, pro jakoukoliv dvojici ozubení mazanou tukem 0,09 a pro mazání olejem 0,07. Součinitel přenosu tepla v patě zubu je pro případ suchého chodu a mazání vazelínou, nebo olejovou mlhou $2100\ \mathrm{K} \cdot \left(\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}\right)^{0,75} \cdot mm^{1,75} \cdot W^{-1}$ a součinitel přenosu tepla na boku zubu je pro stejné podmínky roven $9000\ \mathrm{K} \cdot \left(\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}\right)^{0,75} \cdot mm^{1,75} \cdot W^{-1}$. Odpor přenosu tepla je pro uzavřenou skříň roven 0,06 $K \cdot m^2 \cdot W^{-1}$.

Jak tedy vyplývá z teorie, množství uvolněného tepla v ozubení závisí na kontaktním tlaku, měrných skluzech a provozních podmínkách. Skutečnosti jako je zatížení a provozní podmínky se většinou měnit nedají, můžeme ale změnou geometrie zmenšovat měrné skluzy a tedy vznik tepla. Pro otestování vlivu geometrie ozubení na vzniku tepla jsem zvolil několik vzorků u kterých jsem měnil úhel záběru α a sledoval jak se mění množství vzniklého tepla v ozubení a bezpečnostní koeficienty. Nakonec jsem se zkusil vzdálit od standardní geometrie a navrhl vzorek s ozubením HCR a LCR a vyzkoušel jsem jak velký vliv má u plastových kol mazivo. Ozubená kola jsem dimenzoval na krouticí moment $M_{k1} = 2\ Nm$, otáčky na vstupu 1385 min^{-1}, převod 0,833 a životnosti ozubení 20 hodin, způsob výpočtu jsem cílil na vyrovnané měrné skluzy. Převod jsem zvolil tedy do rychla s ohledem na elektromotory zkušebního standu. Veškeré výpočty jsem provedl v softwaru KissSoft, aby bylo na první pohled patrné opotřebení vzorků, zvolil jsem jedno kolo o 4 mm širší. Ozubená kola jsem zvolil přímá a pokusil jsem se je navrhnout co nejmenší, aby se rychle tiskla. Parametry navrženého soukolí, společné pro všechny vzorky, uvádím v tabulce č. 3, materiál jsem zvolil PA 66.

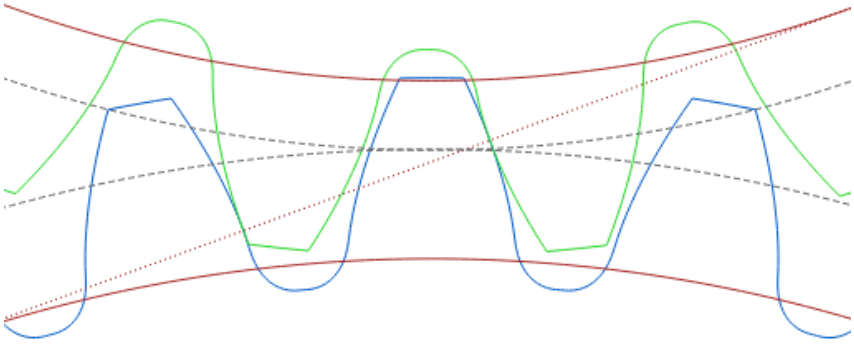
Tabulka č. 3: Parametry navrženého ozubení

	Kolo 1	Kolo 2
Počet zubů [-]	36	30
Modul [mm]	2	2
Šířka ozubení [mm]	14	10
Osová vzdálenost [mm]	66	
i	0,833	
M_k [Nm]	2	1,667
n [min^{-1}]	1385	1662
koeficient posunutí x*	-0,06	0,06
hlavový průměr d_a [mm]	75,76	64,24

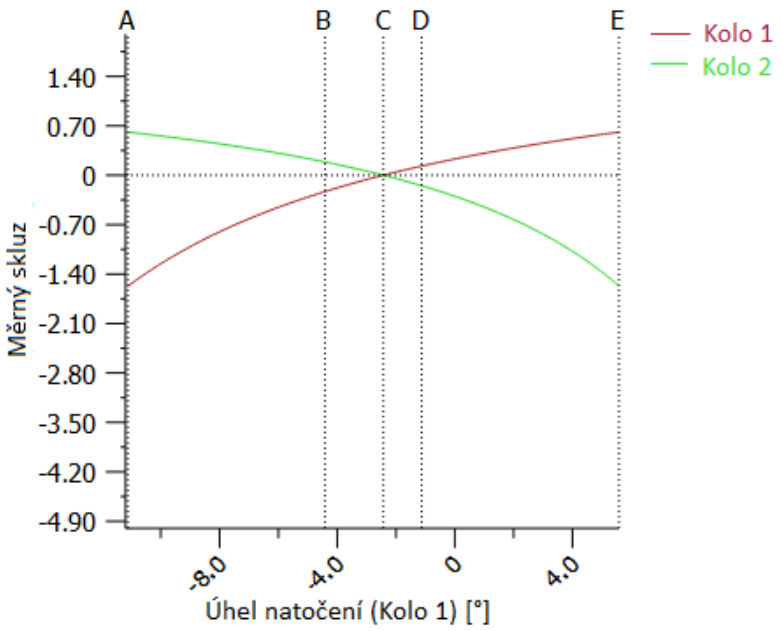
Pro samotné testování navrhuji testování nasucho, s plastickým mazivem a v olejové lázni. V následujících podkapitolách jsou navržené vzorky nasucho a s plastickým mazivem, pro výpočet v olejové lázni KissSoft nemá potřebné údaje pro teploty a tyto vzorky budou otestovány pouze experimentálně. Jako plastické mazivo jsem pro výpočet zvolil mazivo Unigear LA 02 od firmy Klüber Lubrication, jehož katalogový list je součástí přílohy 29, výpočty jsem prováděl pro případ uzavřené skříně. Všechny důležité parametry vzorků jsou uvedeny v kapitole 7.8 a shrnuty v tabulkách 4 a 5.

7.1. Vzorek 1: $\alpha = 20°$

První vzorek ozubení je standardní profil ($h_a^* = 1, h_f^* = 1{,}25, \rho_f^* = 0{,}38$) s úhlem záběru $\alpha = 20°$. Na obrázku č. 46 je zobrazena geometrie navrženého ozubení, na obrázku č. 47 je zobrazen průběh měrných skluzů, na hlavovém průměru kola 1 jsou 0,611, v patě je to -1,573, na hlavě kola 2 jsou rovny 0,611, v patě kola 2 jsou rovny -1,569. Maximální skluzová rychlost na hlavě hnacího kola 1 je 1,51 m.s^{-1}, na hlavě hnaného kola 2 je skluzová rychlost rovna 1,64 m.s^{-1}.

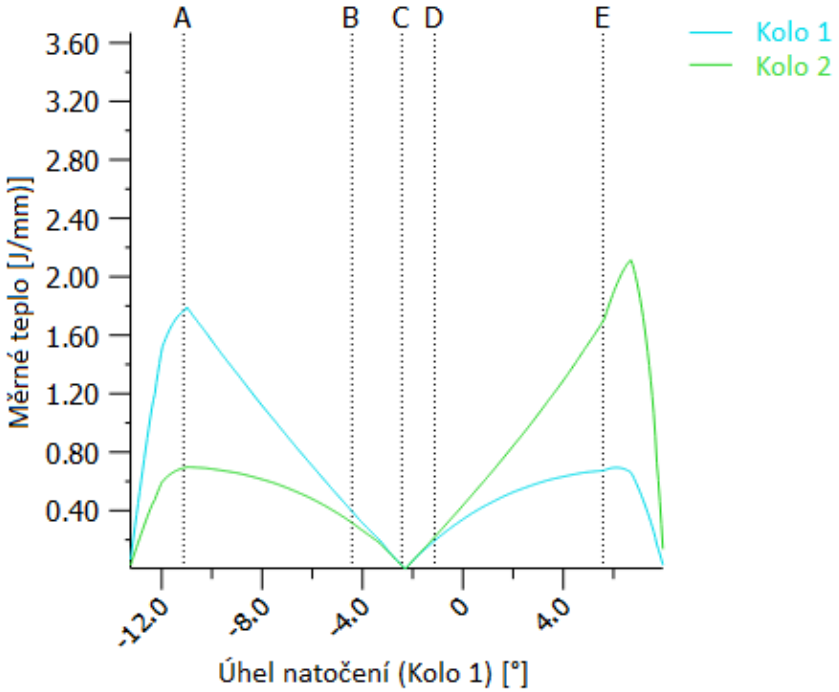


Obrázek č. 46: Geometrie ozubení vzorku č. 1

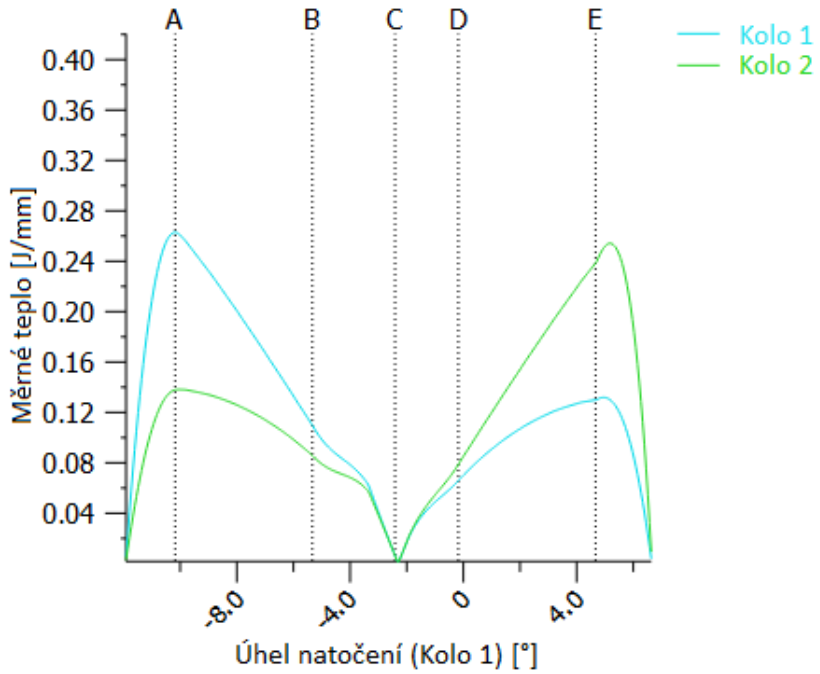


Obrázek č. 47: Měrné skluzy vzorku č. 1

Na obrázku č. 48 je zobrazen průběh uvolněného měrného tepla nemazaného ozubení v J/mm, na obrázku č. 49 je totéž zobrazeno pro případ mazání plastickým mazivem. Zatímco u nemazaného soukolí dosahuje měrné teplo maxima 2,3 J/mm, u mazaného soukolí je to přibližně čtvrtinová hodnota. Maximální teplota v suchém soukolí je 117,9 °C, což je mírně více než maximální dovolená teplota 100 °C v tabulce č. 5, na ozubení pravděpodobně budou po nějaké době stopy scuffingu.



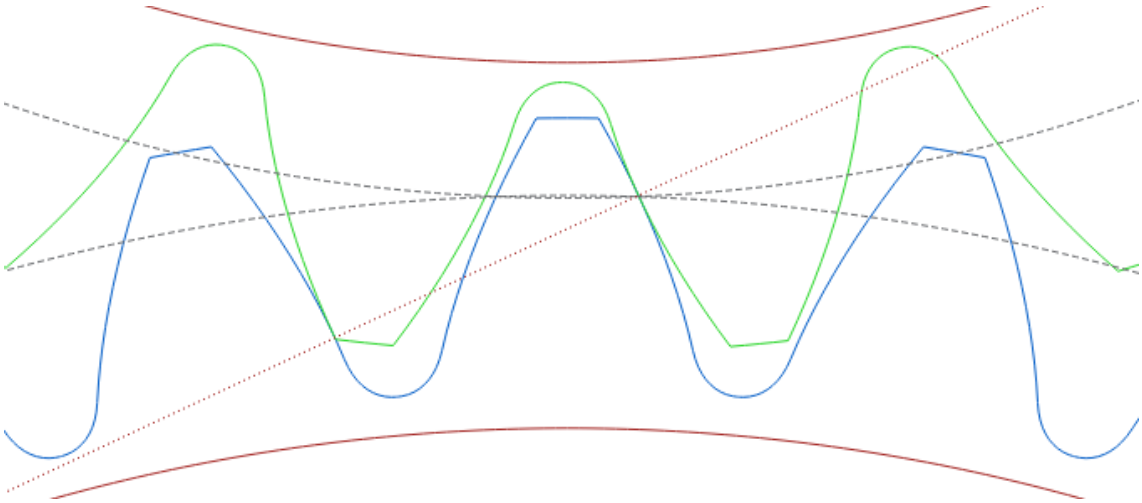
Obrázek č. 48: Měrné teplo nemazaného soukolí vzorku č. 1



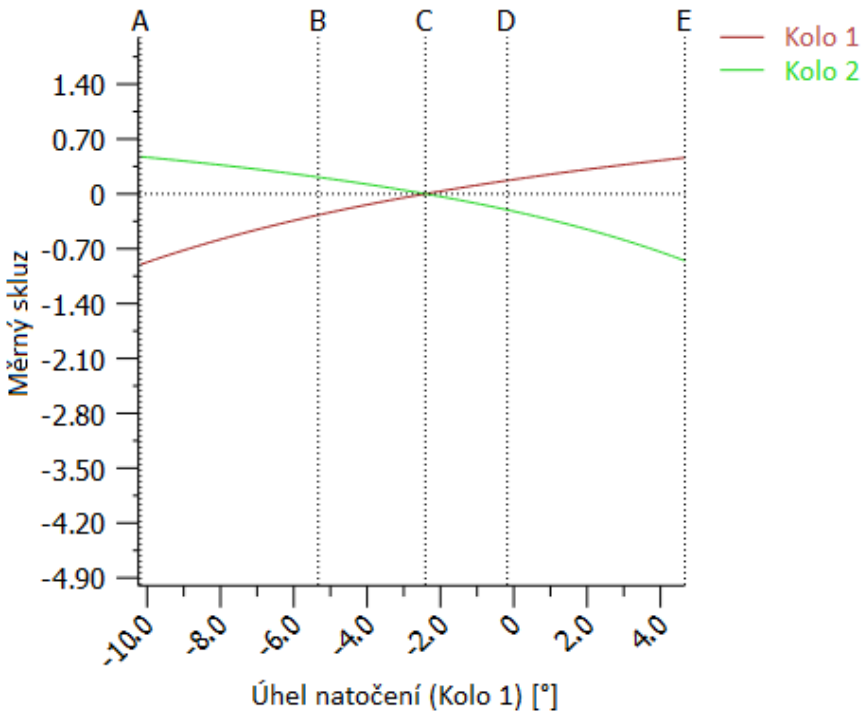
Obrázek č. 49: Měrné teplo soukolí mazaného plastickým mazivem – vzorek č. 1

7.2. Vzorek 2: $\alpha = 25°$

Druhý testovaný vzorek má, stejně jako první vzorek, standardní profil, ale úhel záběru α se zvětšil na 25°. Na obrázku č. 50 je zobrazena geometrie vzorku č. 2 a na obrázku č. 51 je zobrazen průběh měrných skluzů. Měrné skluzy na hlavovém průměru kola 1 jsou 0,461, v patě -0,902, na hlavě kola 2 jsou měrné skluzy 0,474, v patě kola 2 jsou -0,855. Maximální skluzová rychlost na hlavě hnacího kola 1 je 1,286 m.s^{-1}, na hlavě hnaného kola 2 je skluzová rychlost rovna 1,411 m.s^{-1}.

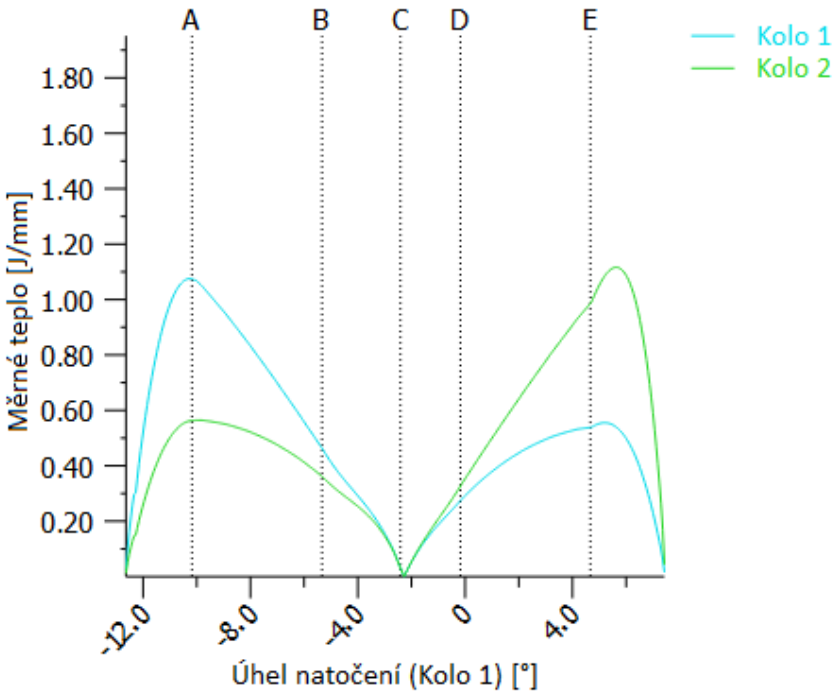


Obrázek č. 50: Geometrie ozubení vzorku č. 2

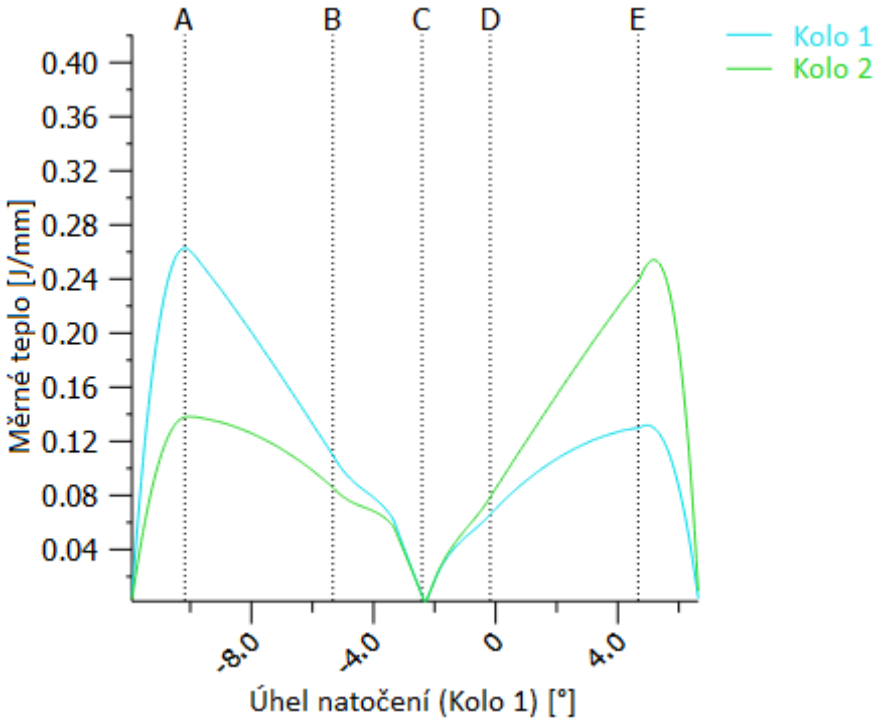


Obrázek č. 51: Měrné skluzy vzorku číslo 2

Na obrázku č. 52 je zobrazen průběh uvolněného měrného tepla nemazaného ozubení vzorku 2 v J/mm, na obrázku č. 53 je zobrazeno měrné uvolněné teplo pro lubrikované ozubení. Nejvyšší hodnota pro nemazané ozubení dosahuje 1,2 J/mm, u mazaného soukolí je to přibližně čtvrtina. Maximální teplota v suchém soukolí je 103,4 °C, což jen nepatrně překračuje maximální dovolenou teplota 100 °C v tabulce č. 5. Na ozubení bych očekával porušení scuffingem, ale ne tak výrazně jako u předchozího vzorku.



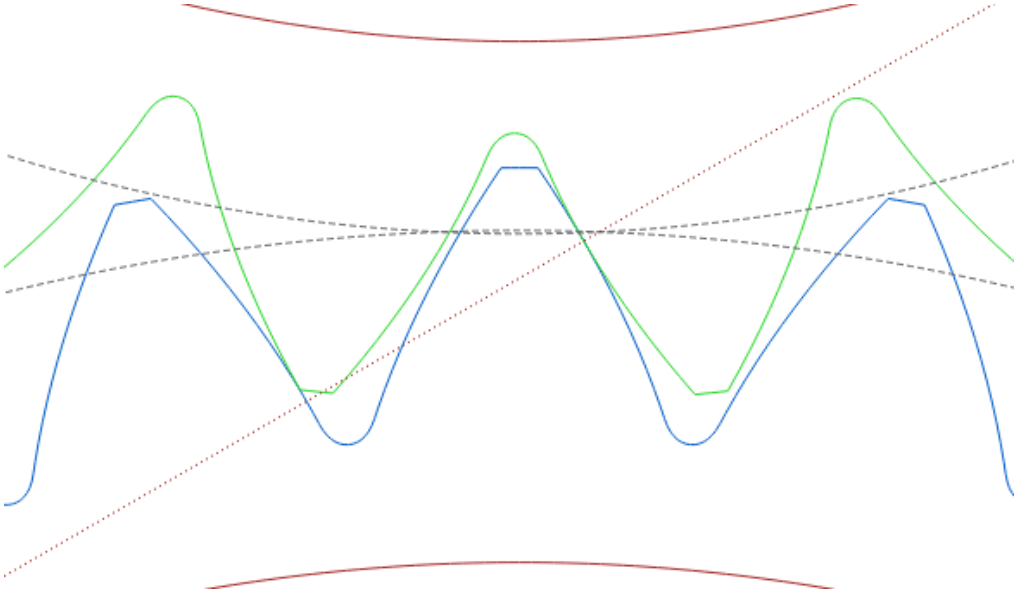
Obrázek č. 52: Měrné teplo nemazaného soukolí vzorku č. 2



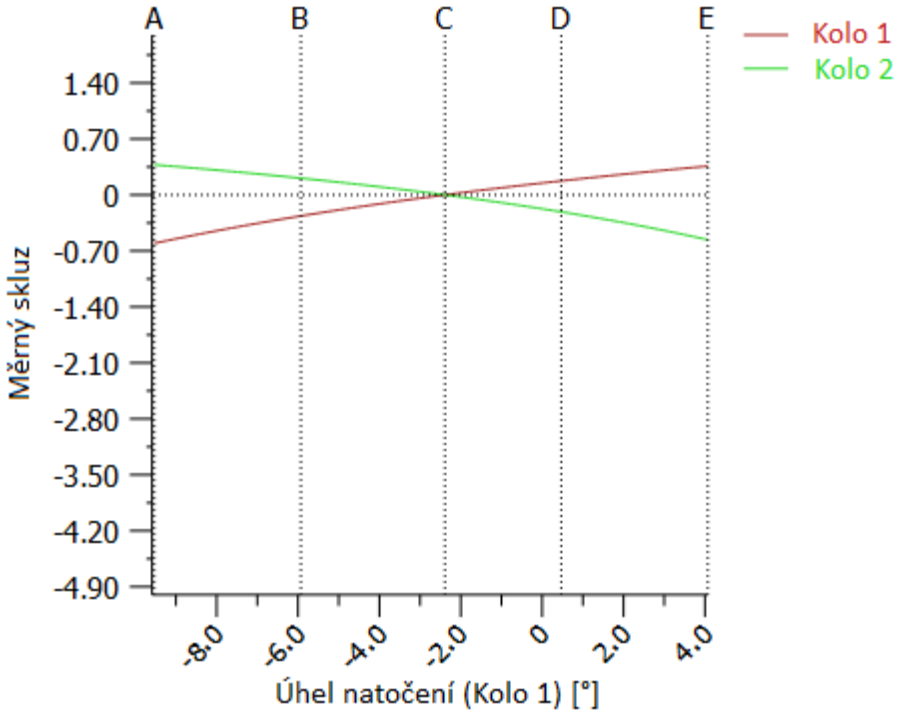
Obrázek č. 53: Měrné teplo soukolí mazaného plastickým mazivem – vzorek č. 2

7.3. Vzorek 3: $\alpha = 30°$

Třetí testovaný vzorek má stejně jako předchozí vzorky standardní profil, ale úhel záběru α se zvětšil na 30°. Na obrázku č. 54 je zobrazena geometrie ozubení třetího vzorku, na obrázku č. 55 je zobrazen průběh měrných skluzů. Měrné skluzy na hlavovém průměru kola 1 jsou 0,359, v patě -0,606, na hlavě kola 2 jsou měrné skluzy 0,377, v patě kola 2 jsou -0,215. Maximální skluzová rychlost na hlavě hnacího kola 1 je 1,122 m.s^{-1}, na hlavě hnaného kola 2 je skluzová rychlost rovna 1,24 m.s^{-1}.

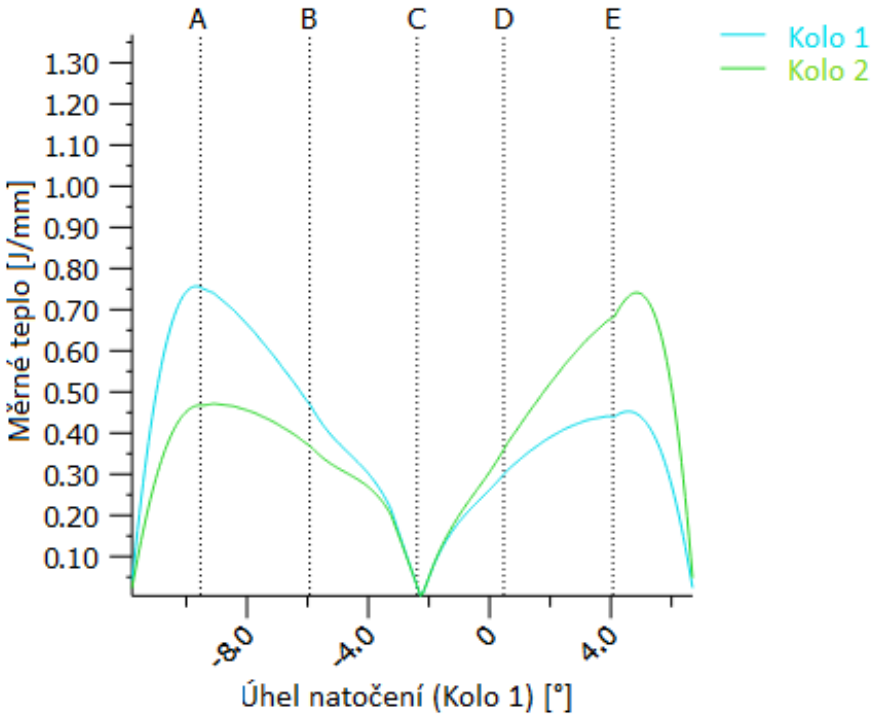


Obrázek č. 54: Geometrie ozubení vzorku číslo 3

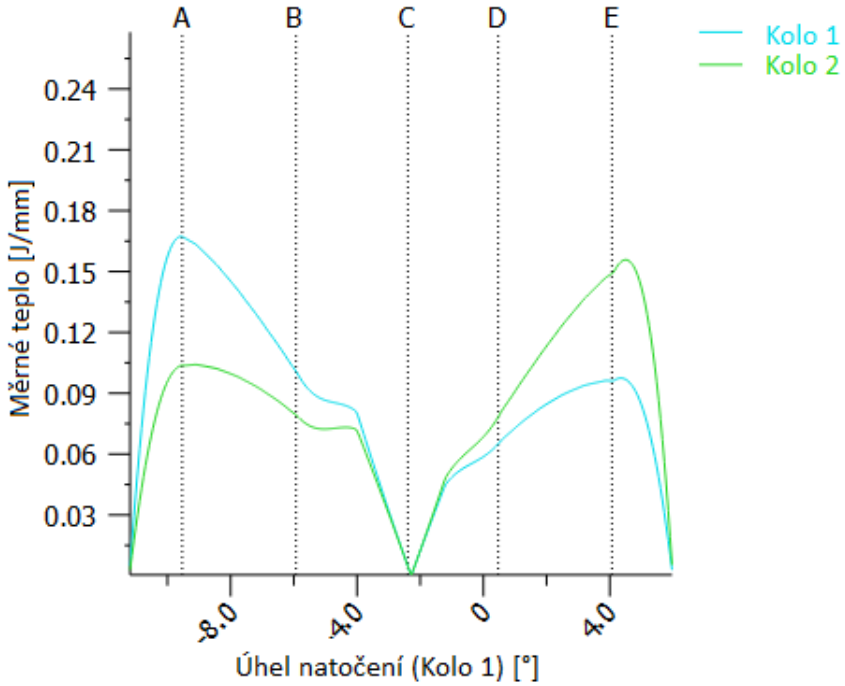


Obrázek č. 55: Měrné skluzy vzorku číslo 3

Na obrázku č. 56 je zobrazen průběh uvolněného měrného tepla nemazaného ozubení vzorku 3 v J/mm, na obrázku č. 57 je zobrazeno měrné uvolněné teplo pro lubrikované ozubení. Nejvyšší hodnota pro nemazané ozubení dosahuje 0,75 J/mm, u mazaného soukolí je to méně než čtvrtinová hodnota. Maximální teplota v suchém ozubení je 96,3 °C, což je podle tabulky č. 5 vyhovující. Na ozubení bude možné pravděpodobně pozorovat jiná než tepelná poškození.



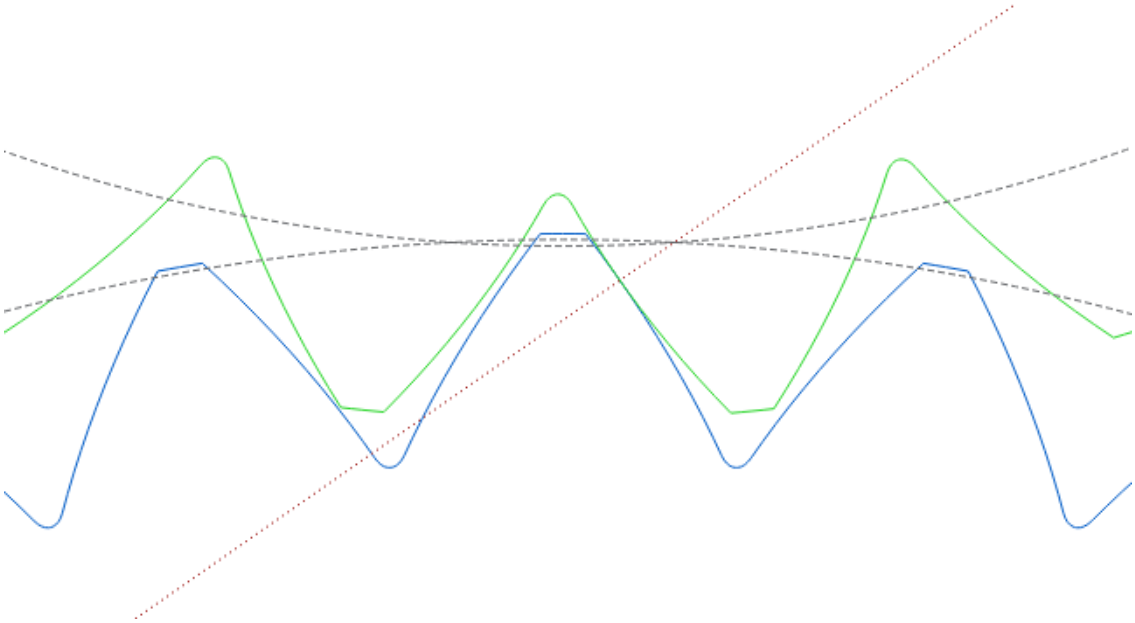
Obrázek č. 56: Měrné teplo nemazaného soukolí vzorku č. 3



Obrázek č. 57: Měrné teplo soukolí mazaného plastickým mazivem – vzorek č. 3

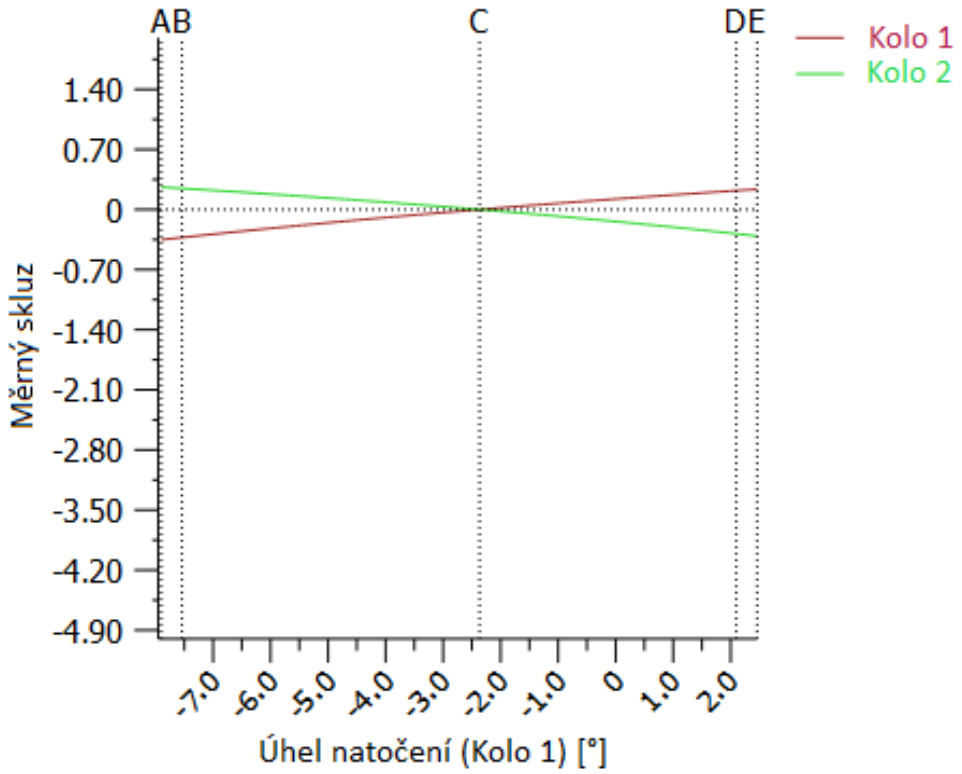
7.4. Vzorek 4: Ozubení LCR

Dalším vzorkem je ozubení LCR, se součinitelem výšky hlavy profil $h_a^* = 0{,}8$, součinitelem výšky paty $h_f^* = 1{,}1$, součinitelem zaoblení paty $\rho_f^* = 0{,}25$ a úhlem záběru $\alpha = 35°$. Tento profil má součinitel záběru profil $\epsilon = 1{,}03$, pro profil standardních parametrů úhel záběru 35° už nepřipadá v úvahu z geometrických důvodů. Na obrázku č. 58 je zobrazena geometrie navrženého ozubení.



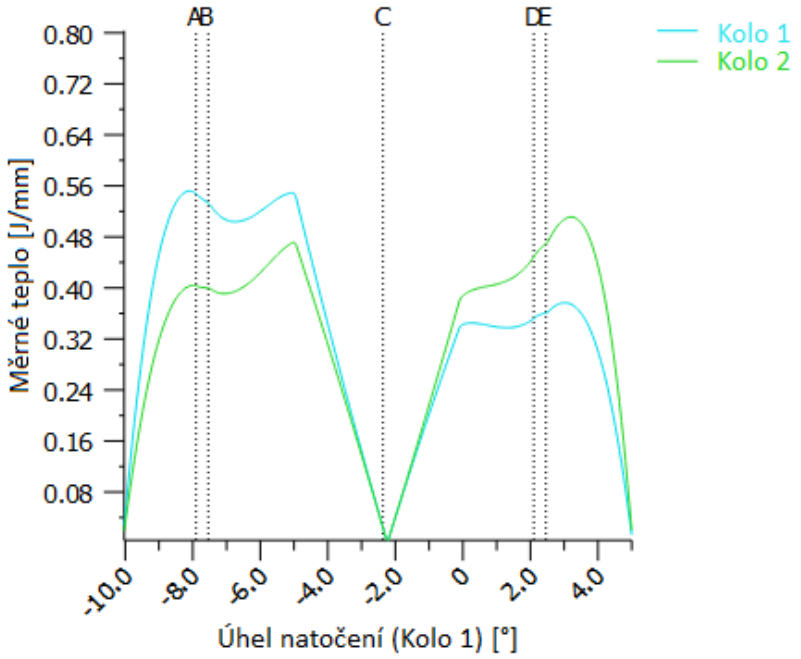
Obrázek č. 58: Geometrie ozubení vzorku č. 4

Na obrázku č. 59 je zobrazen průběh měrných skluzů ozubení LCR. Měrné skluzy na hlavovém průměru kola 1 jsou 0,236, v patě -0,352, na hlavě kola 2 jsou měrné skluzy 0,260, v patě kola 2 jsou -0,309. Maximální skluzová rychlost na hlavě hnacího kola 1 je to 0,793 $m.s^{-1}$, na hlavě hnaného kola 2 je skluzová rychlost rovna 0,909 $m.s^{-1}$.

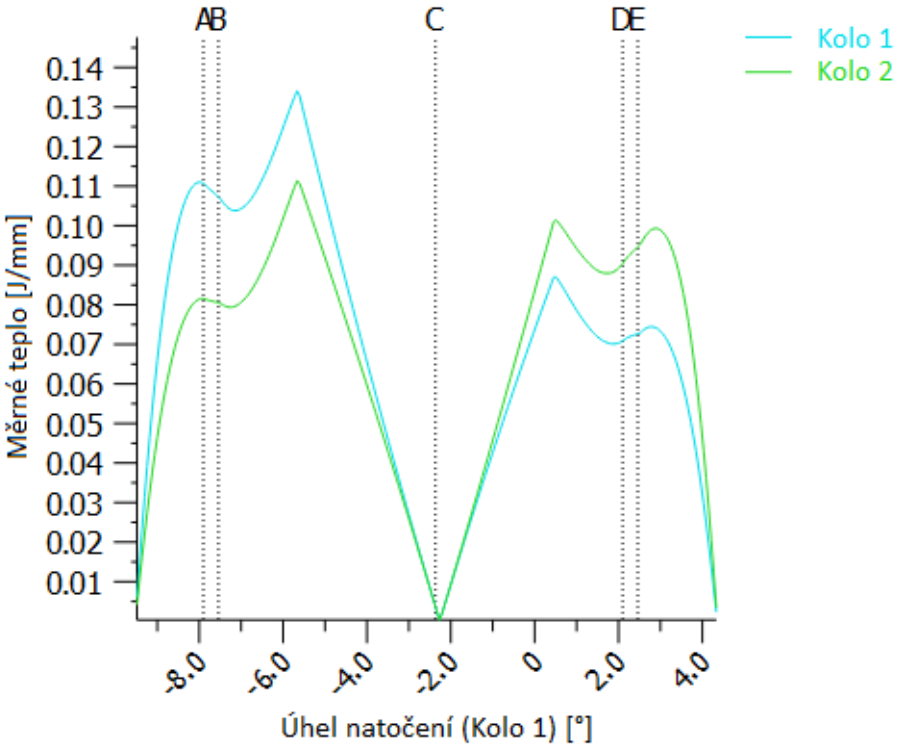


Obrázek č. 59: Měrné skluzy vzorku č. 4

Na obrázku č. 60 je zobrazen průběh uvolněného měrného tepla nemazaného ozubení LCR v J/mm, na obrázku č. 61 je zobrazeno měrné uvolněné teplo pro lubrikované ozubení. Nejvyšší hodnota pro nemazané ozubení dosahuje 0,56 J/mm, u mazaného soukolí je to méně než čtvrtinová hodnota. Maximální teplota v suchém ozubení je 87,7 °C, což je podle tabulky č. 5 vyhovující. Na ozubení bude možné pravděpodobně pozorovat jiná než tepelná poškození.



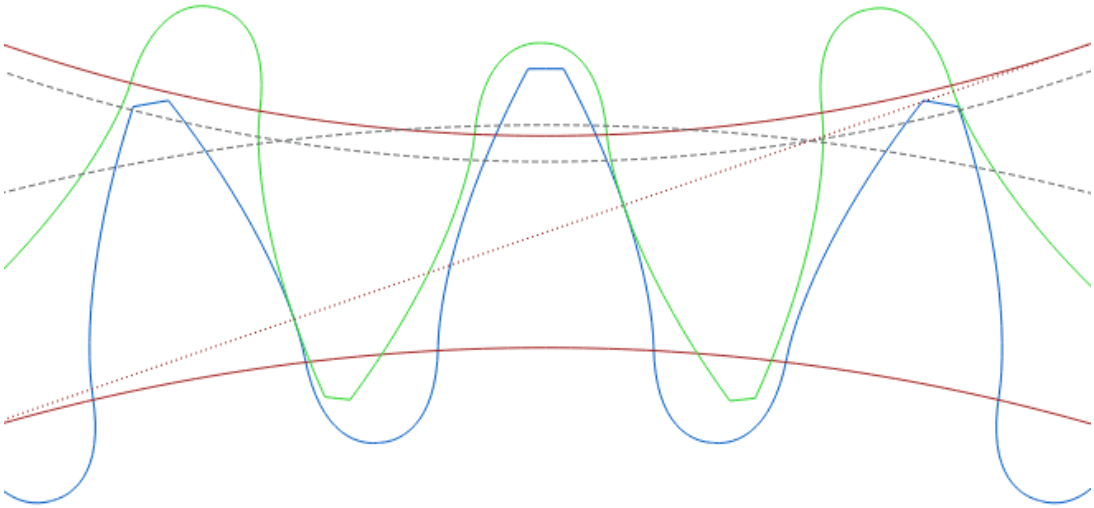
Obrázek č. 60: Měrné teplo nemazaného soukolí vzorku č. 4



Obrázek č. 61: Měrné teplo soukolí mazaného plastickým mazivem – vzorek č. 4

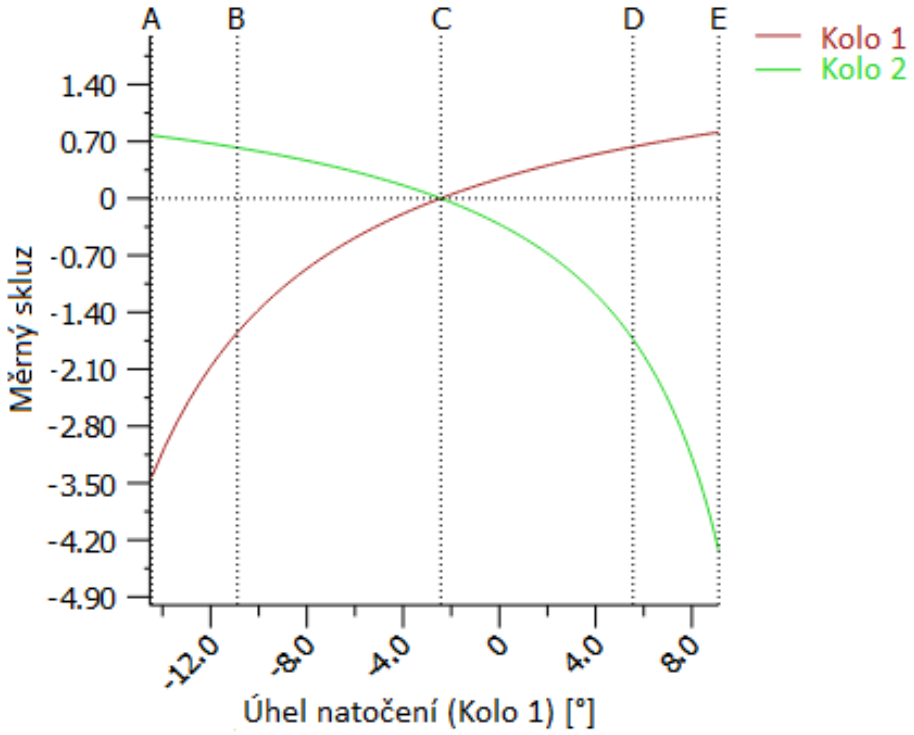
7.5. Vzorek 5: Ozubení HCR

Dalším vzorkem je ozubení HCR, se součinitelem výšky hlavy profil $h_a^* = 1{,}45$, součinitelem výšky paty $h_f^* = 1{,}6$, součinitelem zaoblení paty $\rho_f^* = 0{,}3$ a úhlem záběru $\alpha = 19°$. Tento profil má součinitel záběru profil $\epsilon = 2{,}35$. Na obrázku č. 62 je zobrazena geometrie navrženého ozubení.



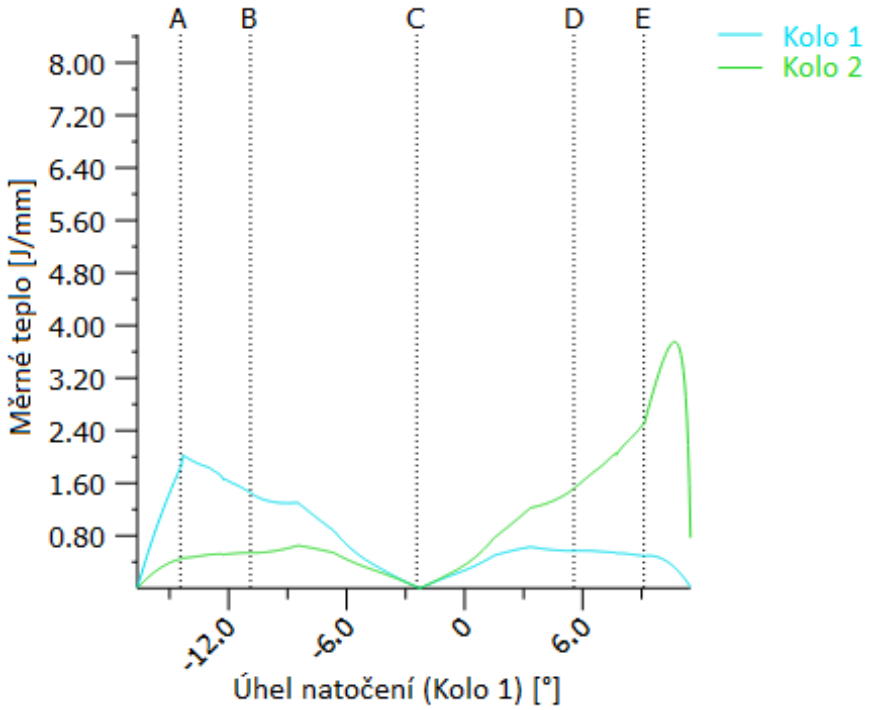
Obrázek č. 62: Geometrie ozubení vzorku č. 5

Na obrázku č. 63 je zobrazen průběh měrných skluzů ozubení HCR. Měrné skluzy na hlavovém průměru kola 1 jsou 0,812, v patě -3,425, na hlavě kola 2 jsou měrné skluzy 0,774, v patě kola 2 jsou -4,328. Maximální skluzová rychlost na hlavě kola 1 je 2,189 $m.s^{-1}$, na hlavě hnaného kola 2 je skluzová rychlost rovna 2,277 $m.s^{-1}$.

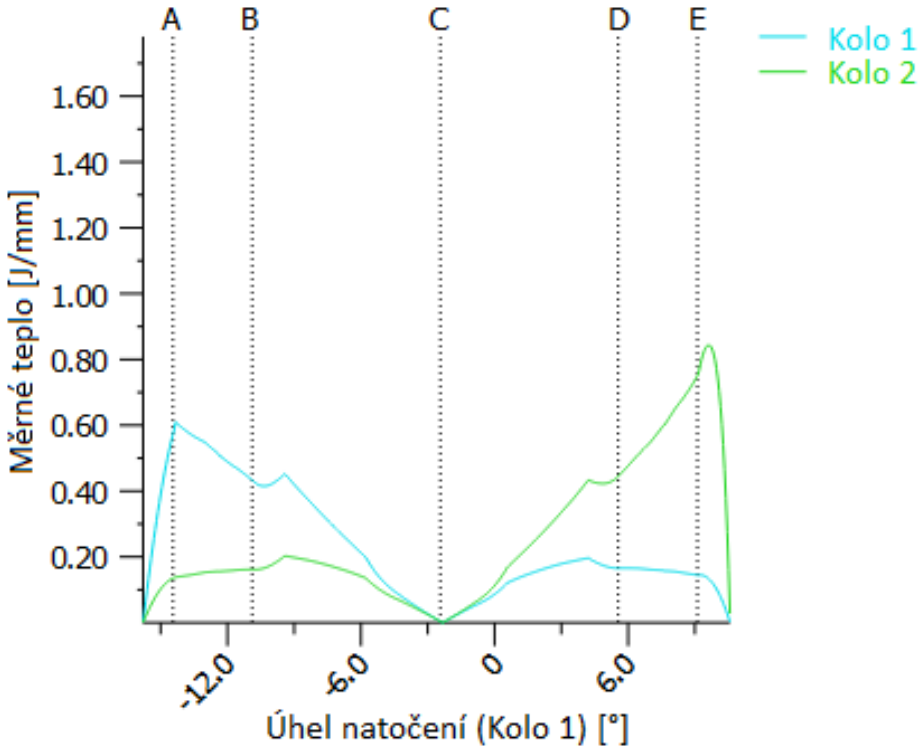


Obrázek č. 63: Měrné skluzy vzorku č. 5

Na obrázku č. 64 je zobrazen průběh uvolněného měrného tepla nemazaného ozubení HCR v J/mm, na obrázku č. 65 je zobrazeno měrné uvolněné teplo pro lubrikované ozubení. Nejvyšší hodnota pro nemazané ozubení dosahuje 3,8 J/mm, u mazaného soukolí je to méně než čtvrtinová hodnota. Maximální teplota v suchém soukolí je 178,5 °C, což výrazně přesahuje dokonce i maximální krátkodobou dovolenou teplotu 140 °C v tabulce č. 5. Ozubení zcela jistě teplotně selže po pár minutách provozu.



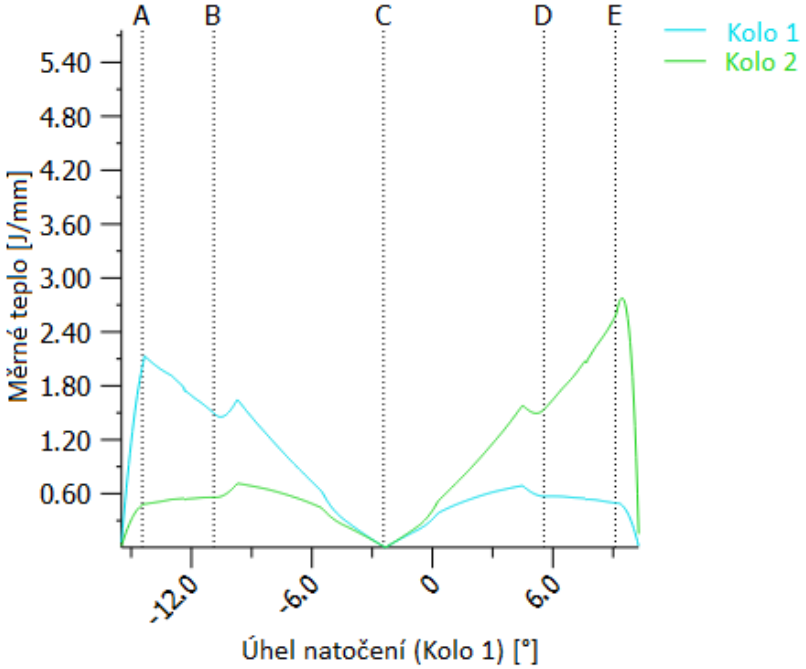
Obrázek č. 64: Měrné teplo nemazaného soukolí vzorku č. 5



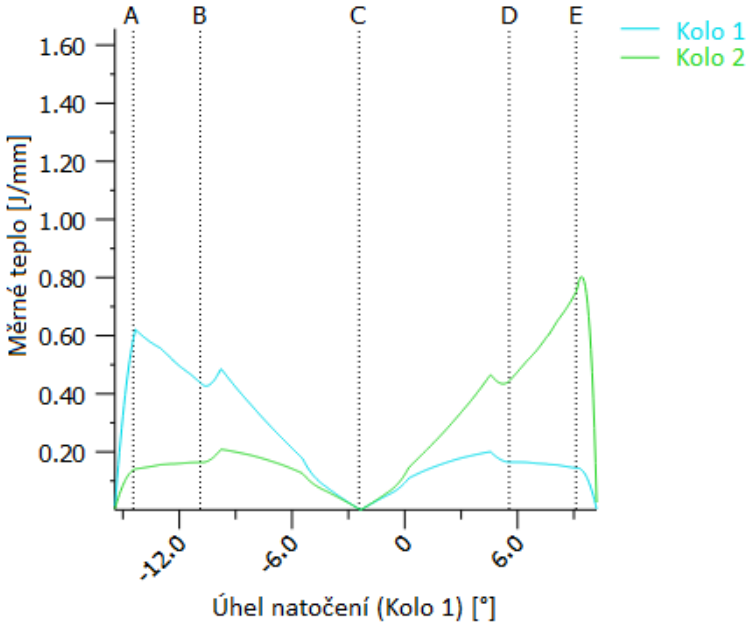
Obrázek č. 65: Měrné teplo soukolí mazaného plastickým mazivem – vzorek č. 5

7.6. Vzorek 6: Ozubení HCR, kombinace POM/POM

Jelikož vzorek 5 nevyhovuje z hlediska teploty, navrhl jsem vzorek 6, který má stejné parametry jako předchozí vzorek, jen místo materiálu PA 66 je použit POM pro obě kola. Na obrázku č. 66 je průběh měrného tepla pro nemazané soukolí a na obrázku č. 67 pro mazané. Z průběhů můžeme vidět, že se maximální velikost měrného tepla zmenšila přibližně o 26 %, nicméně soukolí opět teplotně nevyhovuje. Maximální teplota v suchém soukolí je 131 °C, což výrazně přesahuje dlouhodobou povolenou teplotu 100 °C a téměř se rovná maximální krátkodobé dovolené teplotě 140 °C podle tabulky č. 5. Ozubení zcela jistě teplotně selže po pár minutách provozu.



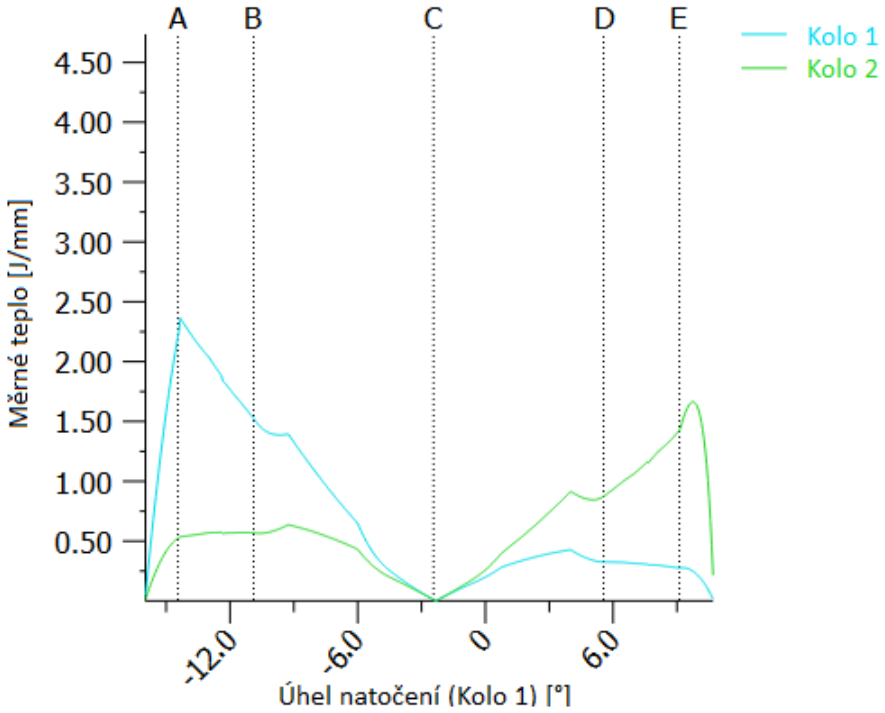
Obrázek č. 66: Měrné teplo nemazaného soukolí vzorku č. 6



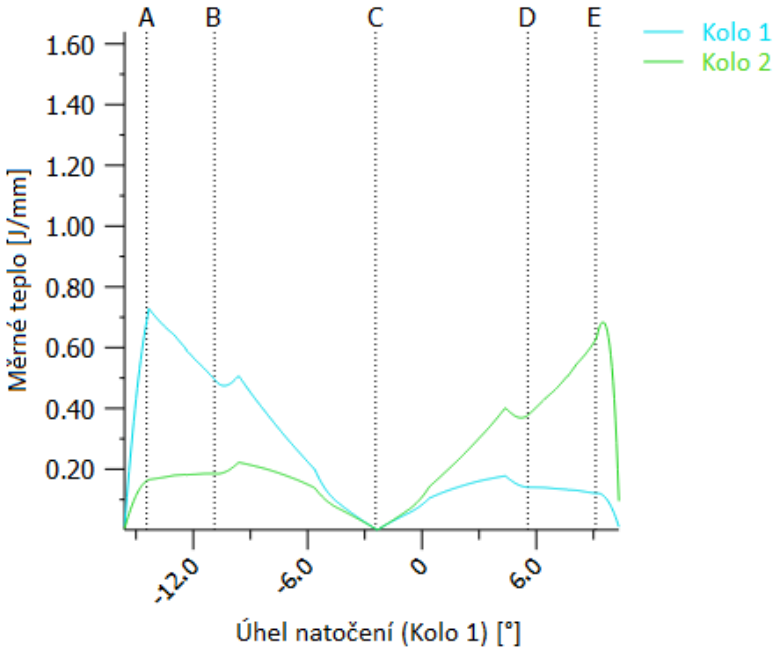
Obrázek č. 67: Měrné teplo soukolí mazaného plastickým mazivem – vzorek č. 6

7.7. Vzorek 7: Ozubení HCR, kombinace PA66/POM

Jelikož předchozí vzorky 5 a 6 teplotně nevyhovují, zkusil jsem na základě rešerše nahradit kolo 2 materiálem POM se stejnou geometrií a kolo 1 ponechat z PA-66. V grafu na obrázku č. 68 můžeme vidět, že pouhá kombinace dvou různých materiálů snížila měrné teplo ozubení a tím se snížila teplota pod únosné hodnoty. Měrné teplo mazaného soukolí na obrázku č. 69 se prakticky nezměnilo. Maximální teplota v suchém soukolí je 65,1 °C pro kolo z PA-66 a 70,3 °C pro kolo z POM. Tyto teploty jsou menší než dlouhodobá dovolená teplota těchto materiálů 100 °C v tabulce č. 5, ozubení tedy teplotně vyhovuje.



Obrázek č. 68: Měrné teplo nemazaného soukolí vzorku č. 7



Obrázek č. 69: Měrné teplo soukolí mazaného plastickým mazivem – vzorek č. 7

7.8. Shrnutí navržených vzorků

Bylo navrženo 7 typů geometrie pro testování, výpočet byl proveden pro provoz suchý a lubrikovaný plastickým mazivem. V následující tabulce 4 jsem shrnul geometrické parametry vzorků a na nich závislou radiální sílu, v tabulce 5 jsem popsal bezpečnosti a teploty vzorků. Tyto důležité parametry jsou bezpečnosti v patě zubu S_F, bezpečnost boku zubu S_H, bezpečnost proti opotřebení S_w, bezpečnost proti deformaci zubu S_δ, radiální síla působící v soukolí F_r, teplota paty zubu T_R, teplota boku zubu T_F, účinnost ozubeného převodu η, dále jsou zde popsány geometrické vlastnosti ozubení jako je úhel záběru α, součinitel záběru ϵ, součinitel výšky hlavy h_a^*, součinitel výšky paty h_f^* a součinitel poloměru zaoblení paty ρ_f^*. Na obrázku č. 71 jsou přehledně porovnány geometrie jednotlivých vzorků. Výstupy z výpočtů pro jednotlivé vzorky jsou uvedeny v příloze 1.

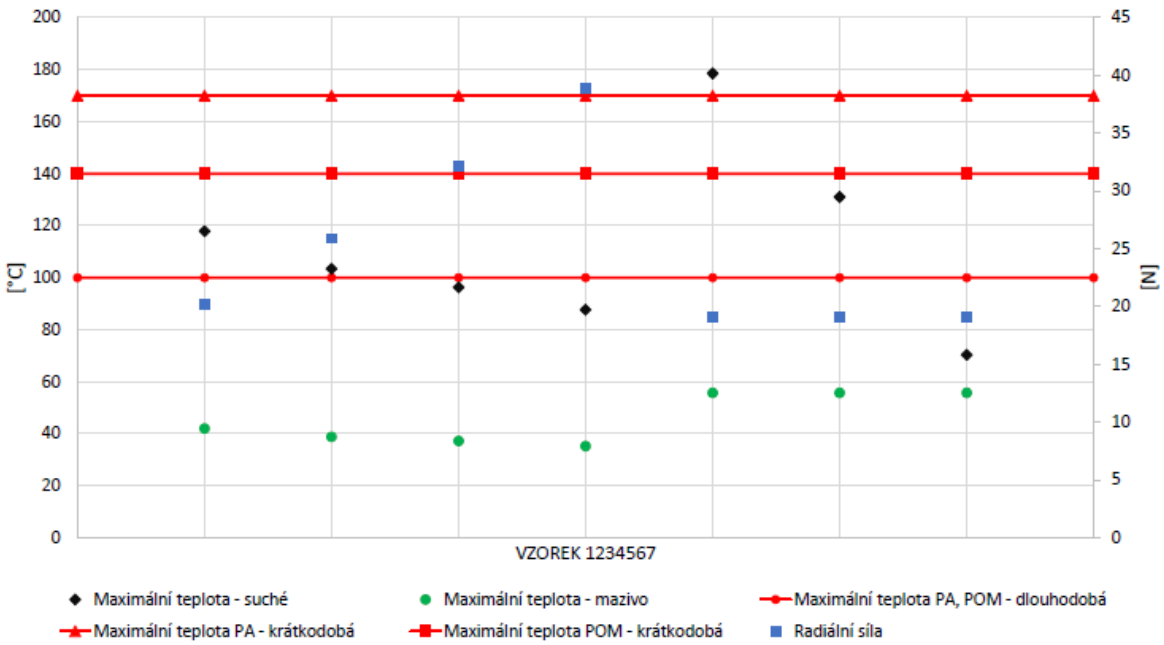
Tabulka č. 4: Geometrické parametry vzorků

		α [°]	h_a^* [−]	h_f^* [−]	ρ_f^* [−]	ϵ [−]	F_r [N]
Vzorek 1	Kolo 1	20	1	1,25	0,38	1,67	20,2
	Kolo 2						
Vzorek 2	Kolo 1	25	1	1,25	0,3	1,48	25,9
	Kolo 2						
Vzorek 3	Kolo 1	30	1	1,25	0,1	1,36	32,1
	Kolo 2						
Vzorek 4	Kolo 1	35	0,8	1,1	0,025	1,03	38,9
	Kolo 2						
Vzorek 5	Kolo 1	19	1,45	1,6	0,3	2,35	19,1
	Kolo 2						
Vzorek 6	Kolo 1						
	Kolo 2						
Vzorek 7	Kolo 1						
	Kolo 2						

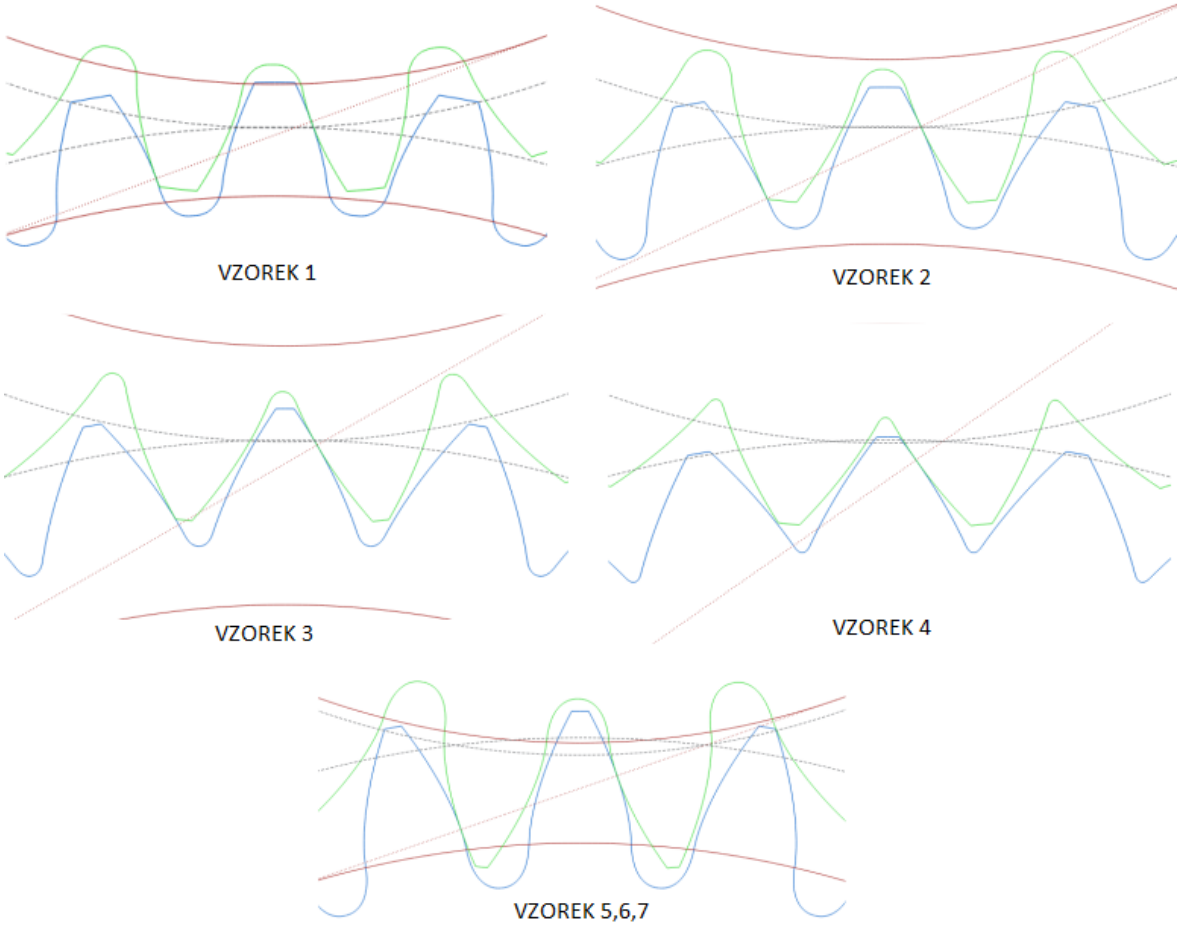
Tabulka č. 5: Porovnání parametrů vzorků

		S_F [−]	S_H [−]	S_W [−]	S_δ [−]	T_R [°C]	T_F [°C]	η [%]
Vzorek 1 suchý	Kolo 1	11,52	4,94	20,29	1,30	50,5	103,9	94,4
	Kolo 2	7,75	4,44	18,53		53,7	117,9	
Vzorek 1 mazaný	Kolo 1	14,77	5,28	-	3,11	26,9	38,9	98,7
	Kolo 2	10,25	5,13	-		27,6	42	
Vzorek 2 suchý	Kolo 1	12,28	5,23	26,00	1,43	46	91,5	95,2
	Kolo 2	8,27	4,84	23,94		48,7	103,4	
Vzorek 2 mazaný	Kolo 1	15,17	5,20	-	3,23	25,8	36,1	98,9
	Kolo 2	10,44	5,07	-		26,5	38,8	
Vzorek 3 suchý	Kolo 1	12,15	5,39	30,58	1,51	43,8	85,4	95,6
	Kolo 2	8,13	5,05	28,48		46,3	96,3	
Vzorek 3 mazaný	Kolo 1	14,75	5,19	-	3,28	25,3	34,7	99,0
	Kolo 2	10,07	5,07	-		25,9	37,2	
Vzorek 4 suchý	Kolo 1	10,98	5,25	29,81	1,60	41,1	78,1	96,1
	Kolo 2	7,29	4,92	28,19		43,3	87,7	
Vzorek 4 mazaný	Kolo 1	13,03	4,90	-	3,34	24,7	33,1	99,1
	Kolo 2	8,81	4,78	-		25,2	35,2	
Vzorek 5 suchý	Kolo 1	9,06	-	-	0,89	69,3	155,9	90,9
	Kolo 2	5,84	-	-		74,6	178,5	
Vzorek 5 mazaný	Kolo 1	13,90	6,91	-	2,60	31,1	50,6	97,9
	Kolo 2	9,51	6,67	-		32,3	55,7	
Vzorek 6 suchý	Kolo 1	13,87	-	48,88	4,04	54,5	115,1	93,6
	Kolo 2	9,42	-	-		58,2	131	
Vzorek 6 mazaný	Kolo 1	15,56	3,91	-	4,61	31,1	50,6	97,9
	Kolo 2	10,80	3,76	-		32,3	55,7	
Vzorek 7 suchý	Kolo 1	10,67	4,18	16,96	1,88	55,5	65,1	94,7
	Kolo 2	9,39	3,60	44,08		58,7	70,3	
Vzorek 7 mazaný	Kolo 1	13,90	5,49	-	3,38	31,1	50,6	97,9
	Kolo 2	10,80	5,48	-		32,3	55,7	

U prvních tří vzorků ozubení můžeme pozorovat pokles teploty ozubení v důsledku klesajících měrných skluzů, u vzorku LCR teplota klesla ještě více, z důvodu zvětšení úhlu záběru na 35°. U vzorku HCR teplota neúměrně vzrostla nad únosnou mez a při stejné geometrii klesla pro kombinaci materiálu PA-66/POM, což odpovídá teorii, že je vhodné u plastových ozubení kombinovat různé materiály. Pro kombinaci PA-66/POM vychází maximální teplota ozubení nejmenší ze všech vzorků. Další věc, kterou je potřeba mít na paměti, je významný nárůst radiální síly s úhlem záběru, což v některých případech může být limitujícím faktorem vzhledem k ložiskům. Vzorky 1 a 2 nepatrně v suchém provozu překračují maximální dlouhodobou teplotu a dá se očekávat poškození scuffingem. Vzorky 5 a 6 teplotně nevyhovují a lze očekávat rychlé poškození kol, vzorek 5 navíc nevyhovuje z hlediska bezpečnosti na deformaci zubu. Ostatní vzorky teplotně vyhovují a pravděpodobně budou sloužit ke zkoumání dalších typů poškození. U kol vyrobených z POM si můžeme povšimnout významně zvýšené bezpečnosti proti otěru S_w. Na obrázku č. 71 jsou přehledně porovnány geometrie jednotlivých vzorků. Teplota u ozubení, lubrikovaných plastickým mazivem, se lišila v rámci jednotek °C a vyhovují teplotně všechny, účinnost zvažovaných vzorků se lišila nevýznamně. Pro vzorky mazané olejovou lázní neexistují v softwaru KissSoft teplotní data pro výpočet a bude potřeba výsledky získat experimentálně, očekávám však lepší výsledky než pro mazání plastickým mazivem. Pro ozubení z polymerů bych zvolil ozubení typu HCR a kombinaci různých materiálů. Na obrázku č. 70 je znázorněna radiální síla vzorků, maximální teplota provozu nasucho a maximální teplota provozu s mazáním plastickým mazivem. V obrázku je také znázorněna maximální krátkodobá a dlouhodobá teplota pro materiál PA-66 a POM.



Obrázek č. 70: Porovnání teplot a radiální síly pro jednotlivé vzorky



Obrázek č. 71: Porovnání geometrie jednotlivých vzorků

8. Návrh zkušebního zařízení pro ozubená kola z polymerů

Úkolem navrženého zkušebního standu je otestování ozubených kol z polymerů a s tím spojené snímání nezbytných veličin pro vyhodnocení zkoušky. Pro určení vlastností ozubených kol z polymerů je nejdůležitějším parametrem teplota v místě záběru, jelikož je to často hlavním limitujícím faktorem u těchto ozubení. Další snímané veličiny jsou krouticí moment a otáčky pro určení výkonu a ztrát v ozubení. Stand dále bude umožňovat zkoušení ozubení s mazáním a nasucho, snadnou výměnu vzorků, možnost záběhu ozubení s minimálním zatížením a postupné zvyšování zátěže až na nominální hodnotu. Nominální hodnotou provozních podmínek jsou parametry ozubení v kapitole č. 7. Parametry důležité pro návrh standu jsou shrnuty v tabulce č. 6, kola mají osovou vzdálenost $a = 66\ mm$.

Tabulka č. 6: Parametry zkoušeného ozubení, důležité pro návrh standu

	Krouticí moment [Nm]	Otáčky [min^{-1}]
Kolo 1	2	1385
Kolo 2	1,67	1662

8.1. Koncepční návrh standu

Prvním krokem návrhu standu je výběr vhodného typu standu. Je potřeba brát ohled na to, že zkouška všech párů navržených kol v kapitole č. 7, bude probíhat několik dní. Vzhledem k energetické náročnosti celé série zkoušek je vhodný mechanický, nebo elektrický uzavřený okruh. Další důležitá skutečnost je umístění ozubeného převodu ve skříni, tato skříň bude umožňovat zaplavení kol olejem a bude simulovat uzavřený prostor reálného zařízení a znemožňovat tak únik tepla do okolí. V následujících podkapitolách jsou popsány tři možné varianty zkušebních zařízení. Pro jednoduchost nejsou ve schématech variant zahrnuty spojky a další potřebná ložiska.

8.1.1. Varianta A

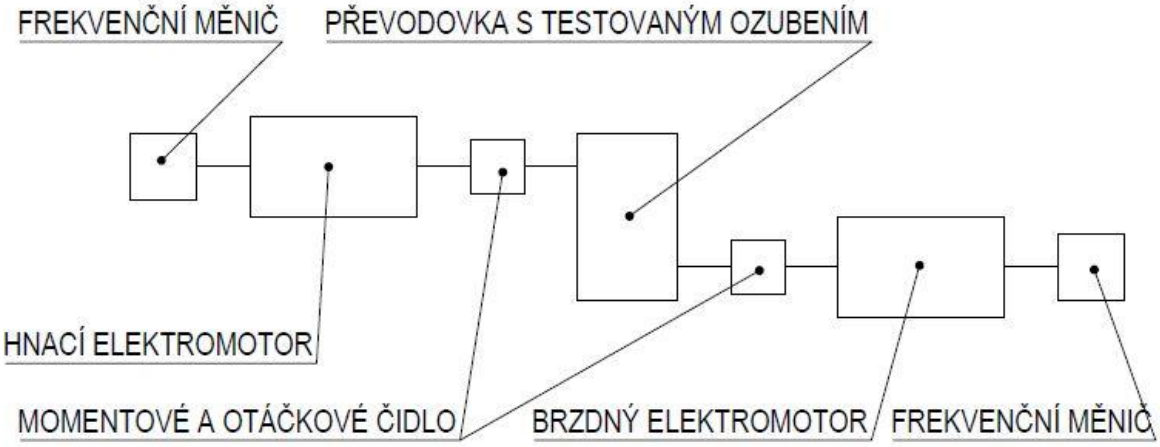
První variantou zkušebního okruhu je mechanický uzavřený stand, který se skládá ze skříně s ozubením, momentových a otáčkových čidel, příslušných spojek, spojovacích hřídelů, předepínací spojky v paralelní větvi, hnacího motoru a frekvenčního měniče. Koncept tohoto standu je zobrazen na obrázku č. 72.

Obrázek č. 72: Koncept A – mechanický uzavřený stand

Varianta A pracuje na principu uzavřené mechanické smyčky, do které se požadované zatížení vnese předepínací spojkou, umístěnou v paralelní větvi. Elektromotor na vstupu dodává výkon potřebný na hrazení ztrát okruhu a je otáčkově řízen frekvenčním měničem. Převodovka s testovaným ozubením má na vstupu a výstupu momentové a otáčkové čidlo. Smyčka okruhu se uzavírá přes technologickou převodovku, která musí mít stejný převodový poměr jako testované ozubení. Nevýhodou tohoto okruhu je potřeba paralelní větve, technologické převodovky a nemožnost změny zatížení za provozu, výhodou naopak použití jednoho elektromotoru a frekvenčního měniče s poměrně malým výkonem.

8.1.2. Varianta B

Druhou variantou zkušebního okruhu je uzavřený, elektrický zkušební okruh, který je zobrazen na obrázku č. 73. Tento okruh se skládá z hnacího elektromotoru, řízeného otáčkově frekvenčním měničem, převodovky s testovaným ozubením, která má na vstupu a výstupu momentová a otáčková čidla a brzdného elektromotoru, řízeného momentově se zpětnou vazbou. Uzavřenost okruhu spočívá v propojení frekvenčních měničů meziobvodem, energie získaná brzděním je tedy použita pro pohon hnacího elektromotoru a ze sítě je tedy nutno dodávat energii na hrazení ztrát.

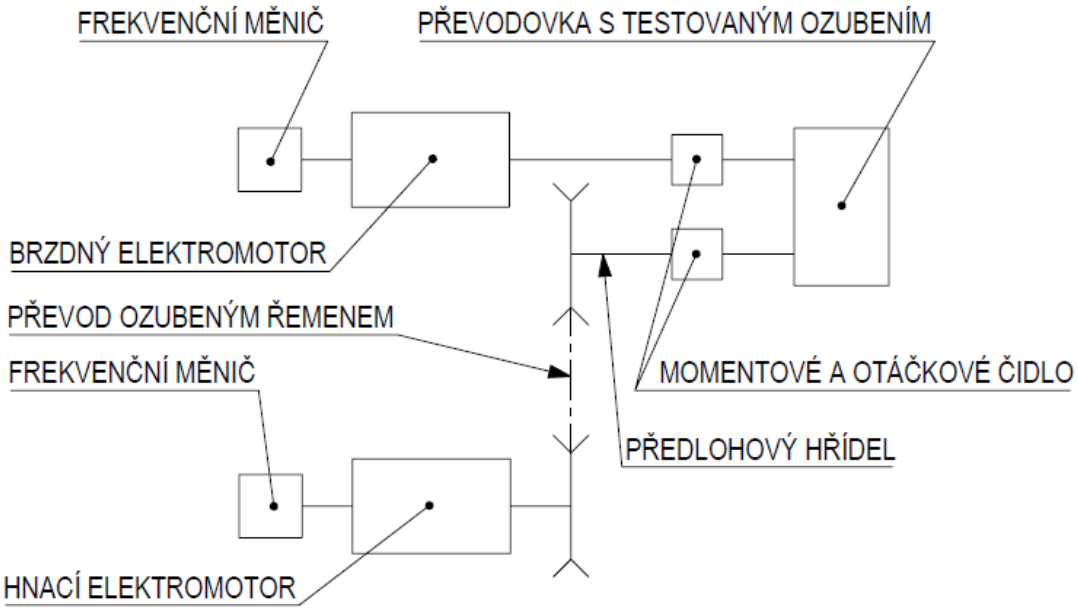


Obrázek č. 73: Koncept B – elektrický uzavřený stand

Výhodou tohoto návrhu je možnost plynulé změny zatížení za provozu, absence paralelní větve a technologické převodovky, nevýhodou je použití dvou elektromotorů a frekvenčních měničů o vyšších výkonech. Dalším problémem tohoto okruhu je konfigurace převodovky s testovaným ozubením do Z. Tato konfigurace převodovky byla zvolena z důvodu malé osové vzdálenosti testovaného ozubení a větších rozměrů elektromotorů a podle způsobu uložení hřídelů přináší jisté nevýhody. Pokud budou hřídele uloženy standardně, tzn. na každé straně jedno ložisko, bude potřeba při každé výměně vzorku nutné převodovku rozebrat a jedno ložisko demontovat. Pro snadnou výměnu vzorků je nutné uložení kol letmo na hřídeli, tedy umístění jednoho ložiska ve skříni převodovky a druhé v domku na rámu, což přináší obtížné nastavení rovnoběžnosti hřídelů a správného záběru ozubených kol. Jako optimální varianta se nabízí uložení obou ložisek ve skříni převodovky a uložení kola letmo za těmito ložisky, což vzhledem k nutné konfiguraci převodovky do Z vede ke dvojnásobně široké skříni.

8.1.3. Varianta C

Třetí variantou zkušebního okruhu je opět uzavřený, elektrický zkušební okruh, který je zobrazen na obrázku č. 74. Tento okruh se skládá ze stejných komponent jako varianta B a jeho princip je stejný, tato varianta ale obsahuje navíc převod ozubeným řemenem, což odstraňuje prostorové nevýhody varianty B a potřebu neúměrně široké skříně převodovky s testovaným ozubením.



Obrázek č. 74: Koncept C – elektrický, uzavřený okruh s řemenovým převodem

8.1.4. Výběr varianty

Pokud porovnám variantu A – mechanický, uzavřený stand s variantami B a C – elektrický uzavřený stand, jeví se mi jako hlavní nevýhoda varianty A nemožnost plynulé regulace zatížení za provozu a z ekonomického hlediska potřeba technologické převodovky a paralelní větve. Varianty B a C potřebují oproti variantě A navíc jeden elektromotor a frekvenční měnič, elektromotor na vstupu musí být silnější než u A, nicméně vzhledem k malým výkonům testovaného ozubení to zkušební okruh významně neprodraží tak, jako technologická převodovka u varianty A. Pokud porovnám varianty B a C, je výhodnější použít variantu C, pro snadné nastavení rovnoběžnosti hřídelů a možnost použití užší převodové skříně. Pro testování ozubení z polymerů tedy volím variantu C, elektrický uzavřený okruh s ozubeným řemenem. Nevýhodou vybraných variant je navýšení měřeného ztrátového výkonu ozubení o ztráty v ložiscích a guferech převodovky, tato nepřesnost lze napravit například odečtením ztrátového výkonu těchto komponent z výpočtu, provedeného v některém softwaru. Hlavní výhody a nevýhody navržených variant jsou shrnuty v tabulce č. 7.

Tabulka č. 7: Rozhodovací tabulka pro výběr variant standu

	Možnost regulace zátěže během zkoušky	Snadná výměna vzorků	Cena standu
Varianta A	NE	ANO	NEJDRAŽŠÍ
Varianta B	ANO	NE	NEJLEVNĚJŠÍ
Varianta C	ANO	ANO	PRŮMĚRNÁ

8.2. Návrh komponent zkušebního okruhu

V této podkapitole budou navrženy jednotlivé komponenty vybraného zkušebního okruhu. Nejprve budou vybrány elektromotory a frekvenční měniče, následně navržena momentová čidla, hřídelové spojky, převodovka se zkoušeným plastovým ozubením a předlohová hřídel pro řemenici.

8.2.1. Volba elektromotorů

Jak je shrnuto v tabulce č. 6, hnací elektromotor bude zatížen krouticím momentem 2 Nm a jeho otáčky budou 1385 min^{-1}, brzdný elektromotor bude vytvářet brzdný moment 1,67 Nm a jeho otáčky budou 1662 min^{-1}. Na základě potřebných parametrů volím pro pohon čtyřpólový elektromotor Siemens 1LE1002-0DB22-2AA4 a pro brždění volím čtyřpólový elektromotor Siemens 1LE1002-0CB32-2AA4. Parametry těchto elektromotorů jsou uvedeny v tabulce č. 8.

Tabulka č. 8: Parametry vybraných elektromotorů [34]

	P [kW]	M_N [Nm]	n_N [min^{-1}]	U [V]	M_A/M_N	M_K/M_N	Osová výška [mm]	Průměr hřídele [mm]
1LE1002-0CB32-2AA4	0,37	2,6	1350	400	2	2	71	14
1LE1002-0DB22-2AA4	0,55	3,8	1385	400	2,1	2,2	80	19

Jak je zmíněno v předchozí kapitole, je ozubení ve standu zpřevodováno do rychla a brzdný elektromotor se pohybuje v nadsynchronních otáčkách, frekvenční měnič bude pouze udržovat požadovaný moment a elektromotor nebude tolik namáhán. Hnací elektromotor bude pracovat v nominálních otáčkách, které bude udržovat frekvenční měnič na vstupu. Jelikož bude na vstupu testovací převodovky vyšší krouticí moment, který bude ještě navýšen o ztráty standu, je hnací elektromotor zvolen jako silnější. Zvolená koncepce standu umožňuje testování od nulové zátěže až po nominální. Pro případ testování s nižšími otáčkami je třeba mít na paměti, že ventilátor elektromotoru nemusí mít dostatečný výkon a motor se může přehřívat, v tomto případě se doporučuje elektromotor chladit externě, například stojanovým ventilátorem. Katalogové listy elektromotorů jsou součástí přílohy 29.

8.2.2. Frekvenční měniče

Jak jsem již zmínil, pro řízení hnacího elektromotoru je potřeba skalární frekvenční měnič a pro řízení brzdného elektromotoru je potřeba vektorový frekvenční měnič, který musí být vybaven funkcí brždění, řízení momentu a rekuperace. Výkon frekvenčních měničů je vhodné volit s menší rezervou, nicméně je třeba mít na paměti, že čím méně je využita výkonová kapacita měničů, tím menší je účinnost standu. Pro navrhovaný stand jsem zvolil skalární frekvenční měnič Siemens Sinamic V20 s výkonovou jednotkou 6SL3210-5BE17-5CV0 s jmenovitým výkonem 0,75 kW a pro řízení brzdného elektromotoru volím vektorový frekvenční měnič s funkcí brždění a rekuperace Siemens Sinamic G120 s výkonovou jednotkou 6SL3224-0BE17-5 o jmenovitém výkonu 0,75 kW. Frekvenční měniče by se pravděpodobně změnily na základě vybavenosti reálného pracoviště.

8.2.3. Měřicí čidla

Jak jsem již zmínil, pro zkušební zařízení budou potřeba momentová a otáčková čidla, jedno na vstupu testovací převodovky a jedno na výstupu. Měřené hodnoty na vstupu odpovídají krouticímu momentu 2 Nm a otáčkám 1385 min^{-1} a na výstupu krouticímu momentu 1,67 Nm a otáčkám 1662 min^{-1}. Jako čidlo otáček a momentu jsem pro vstupní i výstupní měření zvolil tenzometrické čidlo 8661-5005-V0410 od firmy Burster praezisionmesstechnik gmbh [33], které umožňuje měření krouticího momentu i měření otáček a je vybaveno USB portem a programem pro software LabView, který vykreslí průběh otáček, krouticího momentu a spočteného výkonu. Čidlo otáček v daném snímači je inkrementální. Výrobce uvádí, že stator čidla musí být zajištěn proti otáčení pomocí šroubů M5, nebo kolíků o průměru 3 mm. Důležité vlastnosti zvoleného senzoru jsou uvedeny v tabulce č. 9, čidlo je zobrazeno na obrázku č. 75. Katalogový list čidla je součástí přílohy 29.

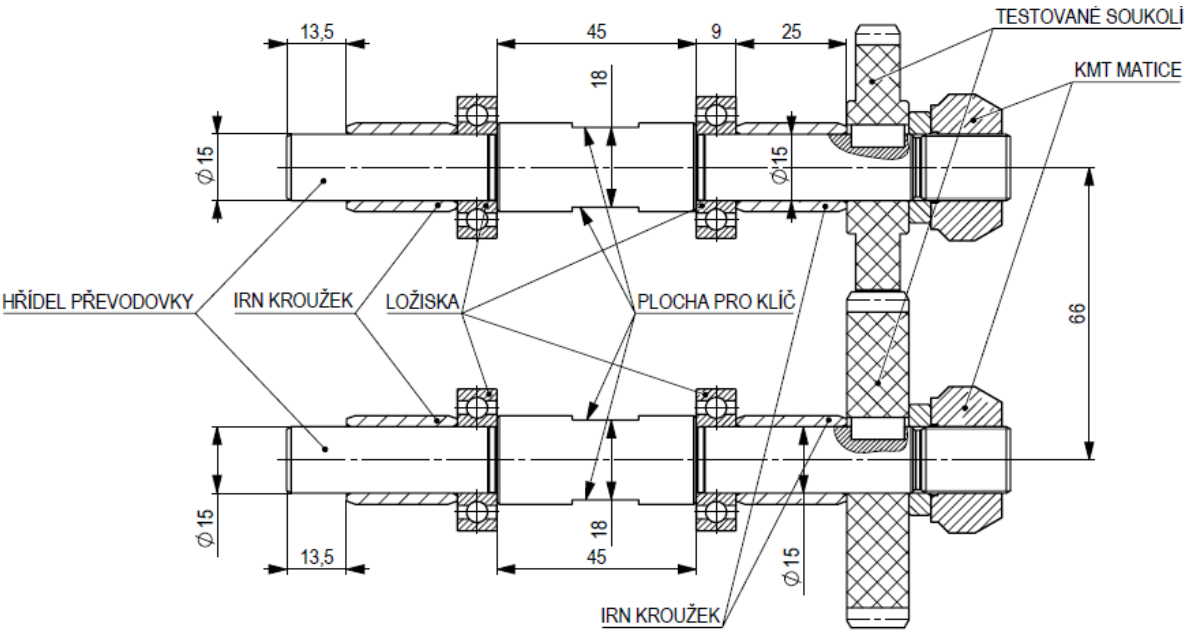
Obrázek č. 75: Čidlo Burster 8661-5005-V0410 [33]

Tabulka č. 9: Parametry čidla Burster 8661-5005-V0410 [33]

Rozsah měření momentu [Nm]	Maximální dovolené otáčky [min^{-1}]	Maximální dovolený moment [Nm]	Rozsah měření otáček [min^{-1}]	Počet inkrementů pro měření otáček	Přesnost měření [± % z rozsahu]	Průměr hřídele [mm]
0 ± 5	15 000	10	3000	2000	0,05	15 g6

8.2.4. Návrh testovací převodovky

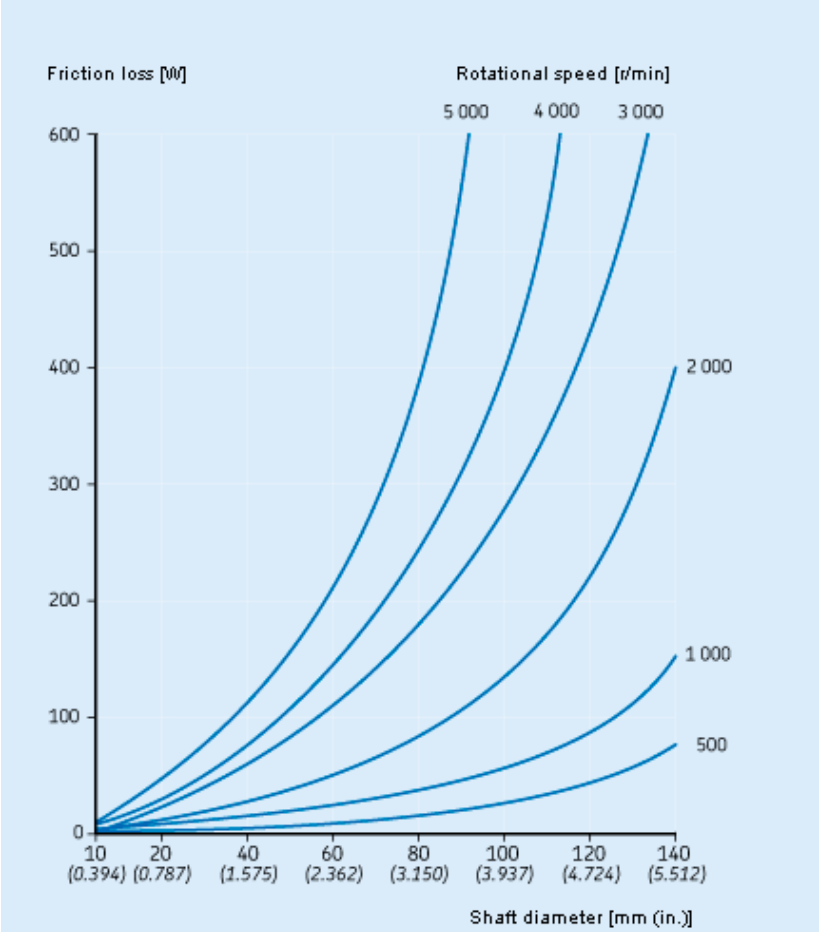
Jak je zmíněno v úvodu kapitoly, testovací převodovka slouží k uložení testovaných kol a umožňuje testování v olejové lázni a snadnou výměnu testovaných vzorků. Při návrhu této převodovky je potřeba respektovat rozměry testovaného ozubení, tedy osovou vzdálenost 66 mm, hlavový průměr prvního kola 75,76 mm a hlavový průměr druhého kola 64,24 mm. Na obrázku č. 76 je zobrazen koncepční návrh testovací převodovky. Kola jsou uložena letmo na hřídelích a zajištěna KMT maticemi a na hřídeli je dále vyfrézovaná ploška pro klíč, což umožňuje snadnou výměnu. Volný konec pro připojení spojky má stejný průměr jako hřídel momentového čidla a délku odpovídající délce náboje spojky, která je popsána v další části práce. Ložiska volím kuličková SKF 6002, která mají průměr díry 15 mm, průměr kroužku 32 mm a šířku 9 mm. Mezera mezi pravým ložiskem a testovaným ozubením je navržena pro umístění ložiskového víčka převodovky. Tento koncepční návrh je předběžný a dává informaci o možných kolizích v rámci převodovky, komponenty budou dále pevnostně spočítány.



Obrázek č. 76: Koncepční návrh hřídelů testovací převodovky

8.2.4.1. Návrh hřídelů testovací převodovky

Dalším krokem návrhu převodovky je určení zatížení hřídelů. Nejprve je potřeba odhadnout ztráty v převodovce a z toho určit maximální moment, kterým bude vstupní hřídel zatížen od pohonu tak, aby na testovaném kole 1 byl moment $Mk_1 = 2\ Nm$. Pro výpočty uvažuji účinnost ložisek $\eta_L = 0{,}98$ a účinnost ozubení uvažuji nejmenší z kapitoly 7, tedy $\eta_Z = 0{,}94$. Dále dle grafu výrobce SKF, zobrazeném na obrázku č. 77, uvažuji ztrátový výkon jednoho gufera $P_G = 10\ W$, což odpovídá přibližně otáčkám $n_2 = 1662\ min^{-1}$ a vnitřnímu průměru gufera 20 mm. Ztrátový výkon gufera budu uvažovat pro obě gufera stejný.



Obrázek č. 77: Diagram ztrát gufera [45]

Energetický výpočet se tedy dá rozdělit na dvě části, první část od kola 1 k pohonu, kde ztráty bude muset kompenzovat hnací elektromotor, pro vyvození nominálního krouticího momentu 2 Nm na kole 1 a druhou část od kola 2 k brzdnému motoru, kde ztráty naopak budou brzdnému elektromotoru pomáhat brzdit. Potřebný výkon na vstupu testovací převodovky spočítám dle vztahu 17, kde i je převod testovaného ozubení a n_2 jsou otáčky výstupu. Potřebný brzdný výkon na výstupu převodovky spočítám dle vztahu 18.

$$P_{vstup} = \frac{Mk_1}{\eta_L^2} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_1}{60} + 2 \cdot P_G \tag{17}$$

$$P_{vstup} = \frac{2}{0{,}98^2} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{1335}{60} + 20 = 311{,}13\ W$$

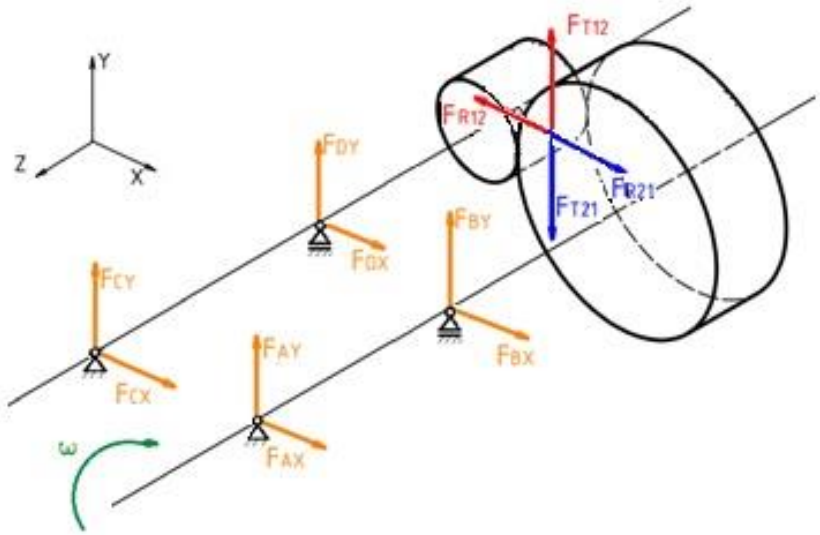
$$P_{výstup} = Mk_1 \cdot i \cdot \eta_Z \cdot \eta_L^2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_2}{60} - 2 \cdot P_G \tag{18}$$

$$P_{výstup} = 2 \cdot 0{,}833 \cdot 0{,}94 \cdot 0{,}98^2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{1662}{60} - 20 = 241{,}77\ W$$

Dále ze vstupního výkonu převodovky spočítám dle vztahu 19 krouticí moment volného, vstupního konce hřídele, tento moment bude maximální a použiji ho pro výpočet hřídele.

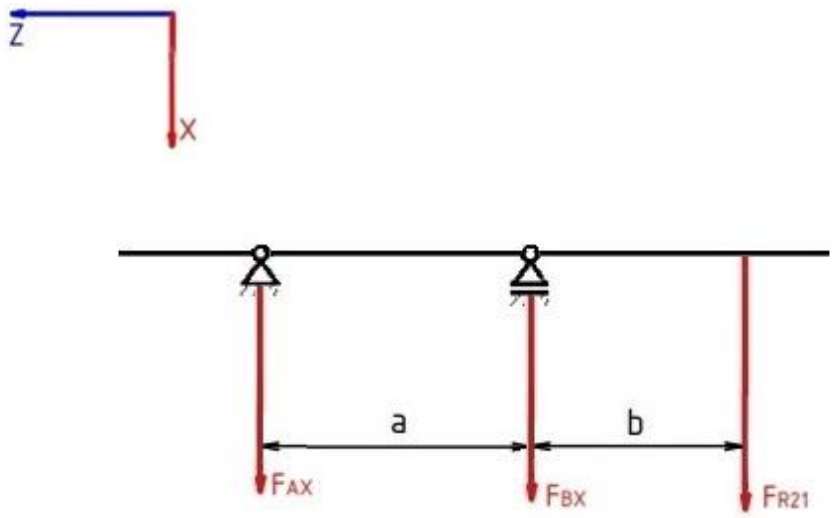
$$M_{k1} = \frac{60 \cdot P_{vstup}}{2 \cdot \pi \cdot n_1} \tag{19}$$

$$M_{k1} = \frac{60 \cdot 311{,}13}{2 \cdot \pi \cdot 1335} = 2{,}15\ Nm$$



Obrázek č. 78: Analýza sil v testovací převodovce

Pro analýzu namáhání hřídele je dále nutné určit ohybové momenty. Na obrázku č. 78 je znázorněn rozklad sil v testovací převodovce, včetně reakcí v ložiscích A až D, je zde dále zaveden souřadný systém, který bude použit pro výpočet. Výpočet provádím v rovině XZ pro radiální sílu a v rovině YZ pro tečnou sílu. Na obrázku 79 je znázorněno působení sil v rovině XZ, rozměr a je 54 mm, rozměr b je 36,5 mm, radiální síla je největší z kapitoly 7, F_R = 38,9 N a tečná síla F_T = 55,6 N, zatížení od tíhy čidla a spojek pro malou hodnotu zanedbávám. Pro výpočty využívám statickou rovnováhu, ve vztahu 20 vypočítám ohybový moment k ložisku A, vztah následně upravím pro výpočet síly F_{BX}, ze vztahu 21 následně určím sílu F_{AX}. Jelikož jsou hřídele převodovky totožné, jen vstupní hřídel bude vystaven vyššímu krouticímu momentu, budu počítat pouze vstupní hřídel. Působiště sil uvažuji ve středu ložisek a kola.



Obrázek č. 79: Rozbor sil v rovině XZ

$$M_A: F_{R21} \cdot (a + b) + F_{BX} \cdot a = 0 \tag{20}$$

$$F_{BX} = \frac{-F_{R21} \cdot (a + b)}{a}$$

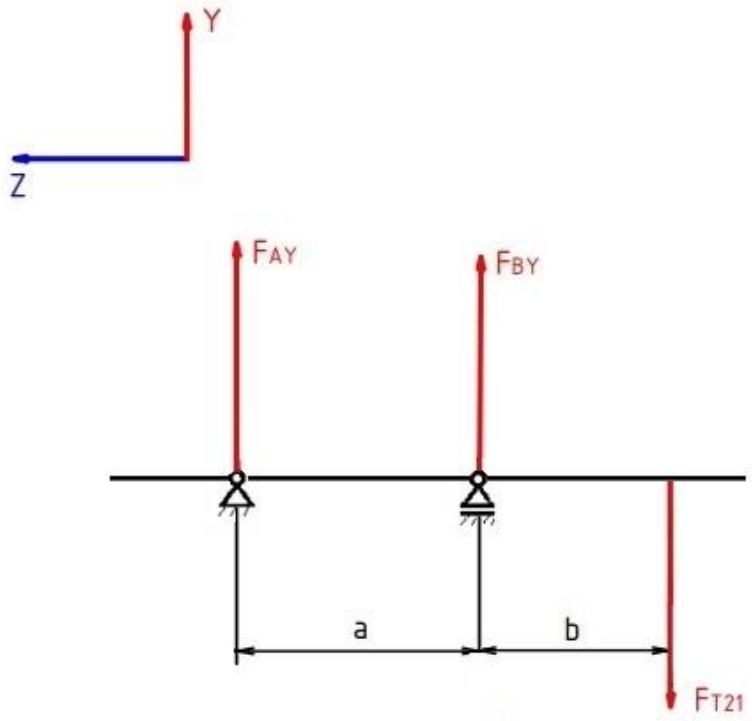
$$F_{BX} = \frac{-38{,}9 \cdot (54 + 36{,}5)}{54} = -65{,}194\ N$$

$$F_{AX} + F_{BX} + F_{R21} = 0 \tag{21}$$

$$F_{AX} = -F_{BX} - F_{R21}$$

$$F_{AX} = 65{,}194 - 38{,}9 = 26{,}294\ N$$

Obdobný výpočet je následně proveden v rovině YZ, ze vztahu 22 určím sílu F_{BY} a ze vztahu 23 následně dopočítám sílu F_{AY}. Rozbor sil v rovině YZ je zobrazen na obrázku č. 80.



Obrázek č. 80: Rozbor sil v rovině YZ

$$M_A: -F_{T21} \cdot (a+b) + F_{BY} \cdot a = 0 \tag{22}$$

$$F_{BY} = \frac{F_{T21} \cdot (a+b)}{a}$$

$$F_{BY} = \frac{55{,}6 \cdot (54 + 36{,}5)}{54} = 93{,}181\ N$$

$$F_{AY} + F_{BY} - F_{T21} = 0 \tag{23}$$

$$F_{AY} = F_{T21} - F_{BY}$$

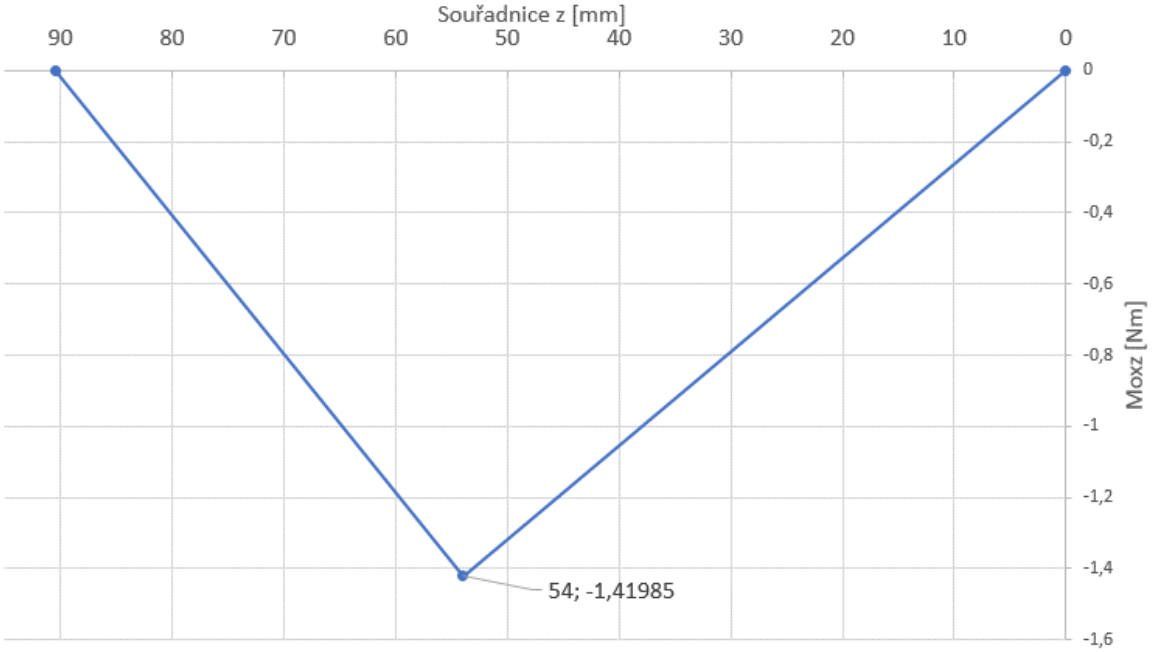
$$F_{AY} = 55{,}6 - 93{,}181 = -37{,}581\ N$$

Když jsou spočteny příslušné síly, můžu spočítat ohybové momenty v rovinách XZ a YZ. Podle vztahu 24 a 25 určím průběh ohybového momentu v rovině XZ, použiji k tomu obrázek č. 78 a počátek souřadnice z uvažuji v působišti síly F_{R21}. Na obrázku č. 81 je zobrazen průběh momentu v rovině XZ, z grafu je patrné, že největší ohybový moment M_{OXZ} bude ve vzdálenosti b, tedy v ložisku B. Tento maximální moment jsem následně vypočetl dosazením do rovnice 24.

$$M_{oxz}(z) = -F_{R21} \cdot z, \quad z \in \langle 0; b \rangle \tag{24}$$

$$M_{oxz}(z) = -F_{R21} \cdot z - F_{BX} \cdot (z - b), \quad z \in \langle b; a + b \rangle \tag{25}$$

$$M_{oxz}(b) = -38{,}9 \cdot 0{,}0365 = -1{,}42\ Nm$$



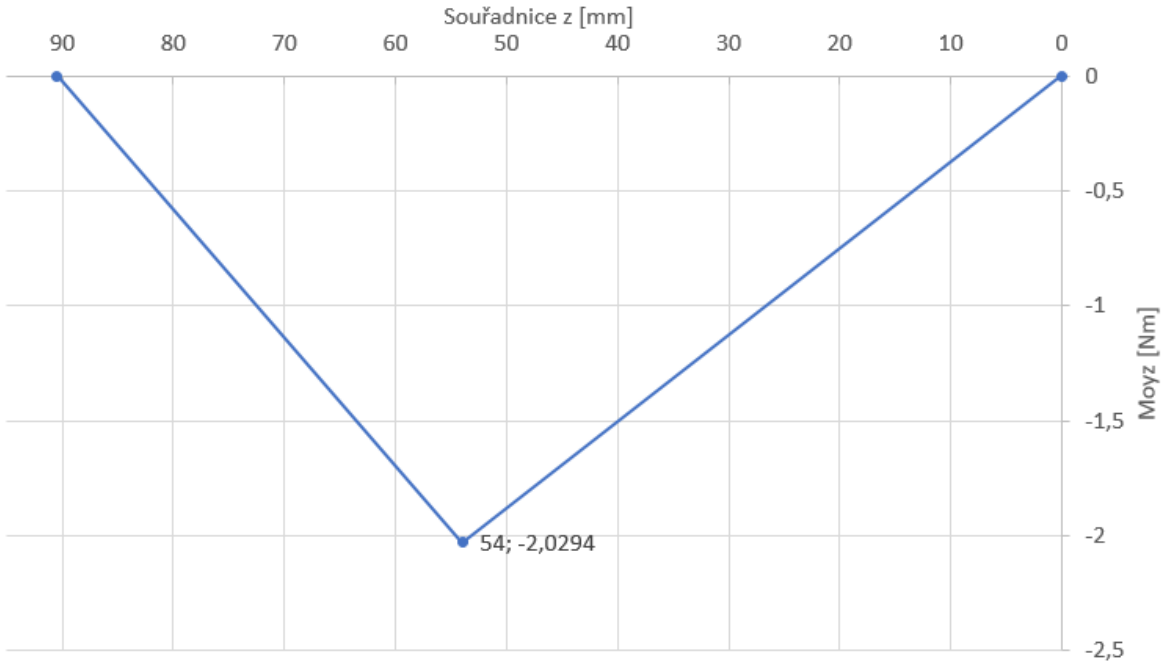
Obrázek č. 81: Průběh ohybového momentu v rovině XZ

Stejným způsobem jsem spočetl průběh ohybového momentu v rovině YZ, počátek souřadnice Z jsem zvolil v působišti síly F_{T21}. Pro průběh momentu jsem sestavil rovnice 26 a 27, následně spočetl jeho maximální hodnotu a průběh zobrazil na obrázku č. 82. Maximiální hodnota momentu je opět v ložisku B.

$$M_{oyz}(z) = -F_{T21} \cdot z, \quad z \in \langle 0; b \rangle \tag{26}$$

$$M_{oyz}(z) = -F_{T21} \cdot z + F_{BY} \cdot (z - b), \quad z \in \langle b; a + b \rangle \tag{27}$$

$$M_{oyz}(b) = -55{,}6 \cdot 0{,}0365 = -2{,}03\ Nm$$



Obrázek č. 82: Průběh ohybového momentu v rovině YZ

Následně mohu podle vztahu 28 spočítat celkový maximální ohybový moment, který je v ložisku B. Dále ve vztahu 29, dle hypotézy τ_{max}, spočítám maximální redukovaný moment ve stejném místě a podle vztahu 30 redukované napětí. Pro výpočet redukovaného napětí jsem zvolil průměr 14,8 mm, který přísluší zápichu u ložiska B, reálné napětí v tomto místě bude jen nepatrně nižší, než napětí ve středu ložiska, nedopustím se tak významné odchylky a budu na straně bezpečnosti. Rozměry použité pro výpočet jsou patrné z výkresu hřídele v příloze 8. Pro hřídel jsem zvolil ocel C 45, jejíž parametry jsou shrnuty v tabulce č. 10.

$$M_o(b) = \sqrt{M_{oxz}^2(b) + M_{oyz}^2(b)} \tag{28}$$

$$M_o(b) = \sqrt{(-1{,}42)^2 + (-2{,}03)^2} = 2{,}48\ Nm$$

$$M_{red} = \sqrt{M_o^2(b) + \left(\frac{\alpha}{2} \cdot M_{k1}\right)^2} \tag{29}$$

$$M_{red} = \sqrt{2{,}48^2 + \left(\frac{\sqrt{3}}{2} \cdot 2{,}15\right)^2} = 3{,}1\ Nm$$

$$\sigma_{red} = \frac{M_{red}}{W_0} = \frac{1000 \cdot 32 \cdot M_{red}}{\pi \cdot d^3} \tag{30}$$

$$\sigma_{red} = \frac{1000 \cdot 32 \cdot 3{,}1}{\pi \cdot 14{,}8^3} = 9{,}74\ N \cdot mm^{-2}$$

Tabulka č. 10: Vlastnosti oceli C 45 [46]

Mez pevnosti Rm [N.mm^{-2}]	Mez kluzu Re [N.mm^{-2}]	Mez únavy v ohybu σ_{co} [N.mm^{-2}]	Mez únavy v krutu σ_{ct} [N.mm^{-2}]	Modul pružnosti v tahu E [N.mm^{-2}]
700	490	345	205	206 000

$$k = \frac{Re}{\sigma_{red}} \tag{31}$$

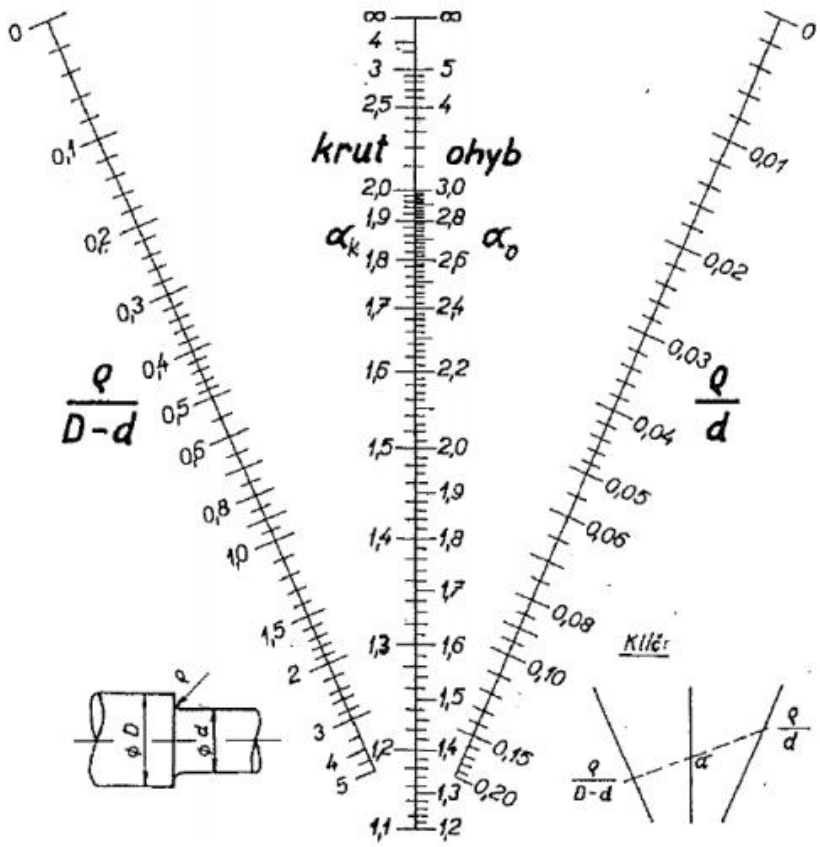
$$k_{1s} = \frac{490}{9{,}74} \doteq 50{,}3$$

Z výpočtu je patrné, že výsledné redukované napětí je menší než mez kluzu Re, podle vztahu 31 jsem spočetl statickou bezpečnost vůči mezi kluzu k_{1s}, která vychází více než dostatečně vysoká.

Jelikož je hřídel namáhán konstantním krutem a střídavým ohybem od ozubení, je dalším krokem výpočet únavové bezpečnosti hřídele, pro který je nutné určit potřebné součinitele. Součinitel tvaru pro ohyb určím z grafu na obrázku č. 83, k tomu je potřeba spočítat potřebné hodnoty podle vztahu 32 a 33. Do vztahů dosazuji průměr zápichu $d = 14{,}8\ mm$, průměr opěrného osazení ložiska $D = 20\ mm$ a poloměr zápichu $\rho = 0{,}4\ mm$.

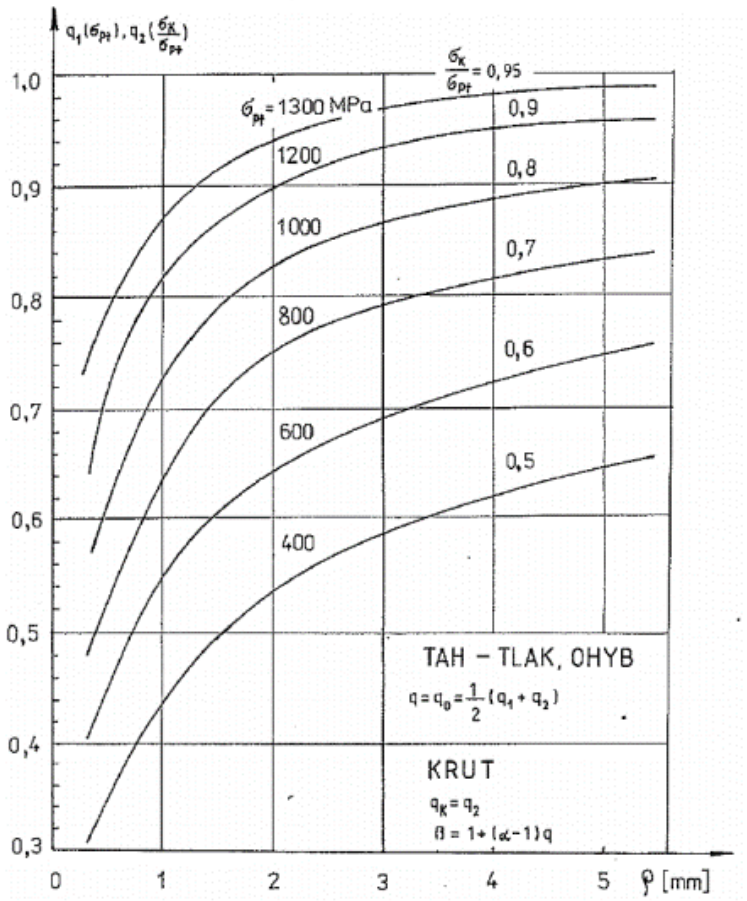
$$\frac{\rho}{d} = \frac{0{,}4}{14{,}8} = 0{,}027 \tag{32}$$

$$\frac{\rho}{D-d} = \frac{0{,}4}{20-14{,}8} = 0{,}077 \tag{33}$$



Obrázek č. 83: Graf pro určení součinitele tvaru [4]

Součinitel tvaru pro ohyb je $\alpha_o = 2{,}76$. Součinitel vrubové citlivosti pro ohyb q_0 spočítám dle vztahu 35, k tomu potřebuji znát poměr meze kluzu a pevnosti dle vztahu 34 a potřebné hodnoty pro výpočet určím z grafu na obrázku č. 84.



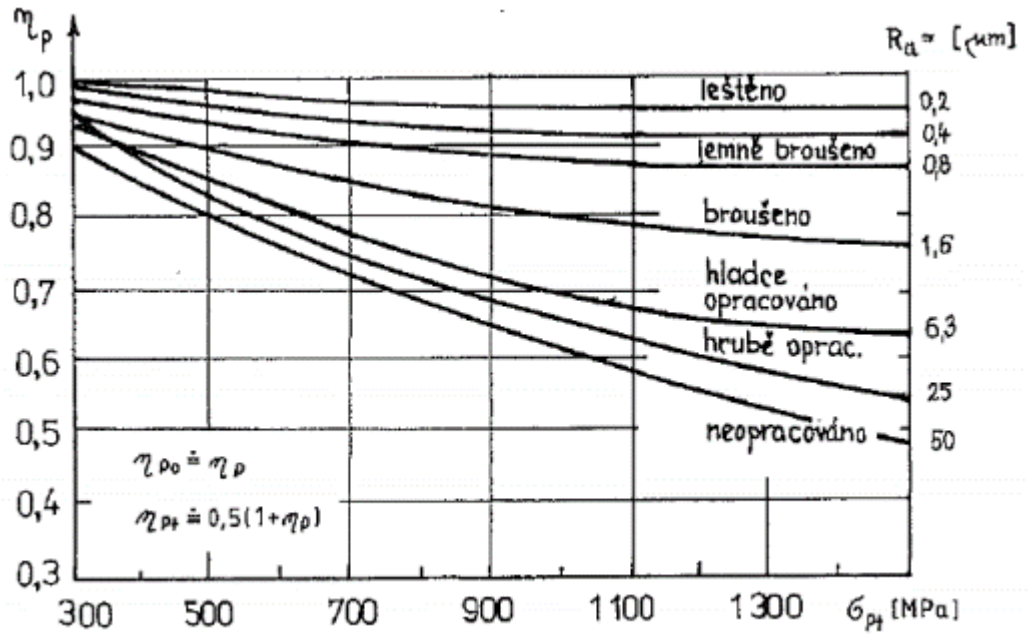
Obrázek č. 84: Diagram pro určení součinitele vrubové citlivosti [4]

$$\frac{R_e}{R_m} = \frac{490}{700} = 0{,}7 \tag{34}$$

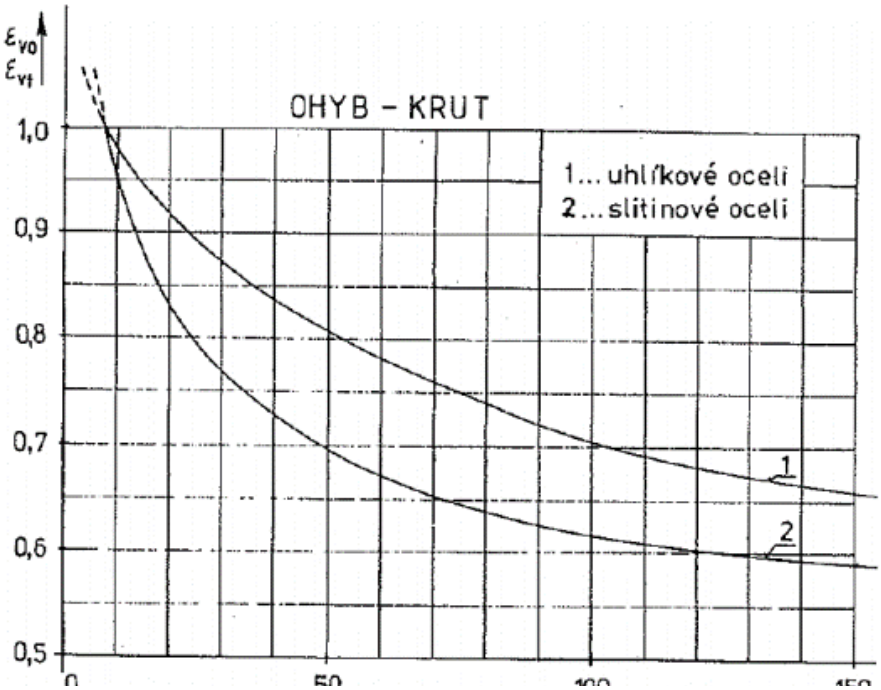
$$q_o = \frac{1}{2} \cdot (q_1 + q_2) \tag{35}$$

$$q_o = \frac{1}{2} \cdot (0{,}5 + 0{,}47) = 0{,}485$$

Součinitel jakosti povrchu pro ohyb η_{po} určím z grafu na obrázku č. 85, drsnost v místě zápichu uvažuji Ra 1,6. Součinitel velikosti pro ohyb ϵ_{vo} určím z grafu na obrázku č. 86 a součinitel vrubu pro ohyb β_o učím ze vztahu 36.



Obrázek č. 85: Graf pro určení jakosti povrchu [4]



Obrázek č. 86: Graf pro určení součinitele velikosti [4]

$$\beta_o = 1 + q_o \cdot (\alpha_o - 1) \tag{36}$$

$$\beta_o = 1 + 0{,}485 \cdot (2{,}76 - 1) = 1{,}85$$

Součinitel η_{po} je 0,85 a součinitel ϵ_{vo} je 0,95. Dále dle vztahu 37 spočítám sníženou mez únavy a podle vztahu 38 únavový bezpečnostní koeficient pro konstantní krut a střídavý ohyb, mez kluzu ve smyku dosadím jako 0,8 násobek meze kluzu v tahu.

$$\sigma_{oc}^{x} = \frac{\sigma_{oc}}{\beta_o} \cdot \epsilon_{vo} \cdot \eta_{po} \tag{37}$$

$$\sigma_{oc}^{x} = \frac{345}{1{,}85} \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}85 \doteq 150\ N \cdot mm^{-2}$$

$$k_{1u} = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\sigma_o}{\sigma_{oc}^{x}}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{kt}}\right)^2}} = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{32 \cdot M_o \cdot 10^3}{\pi \cdot d^3 \cdot \sigma_{oc}^{x}}\right)^2 + \left(\frac{16 \cdot M_k \cdot 10^3}{\pi \cdot d^3 \cdot \tau_{kt}}\right)^2}} \tag{38}$$

$$k_{1u} = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{32 \cdot 2.48 \cdot 10^3}{\pi \cdot 14{,}8^3 \cdot 150}\right)^2 + \left(\frac{16 \cdot 2.15 \cdot 10^3}{\pi \cdot 14.8^3 \cdot 392}\right)^2}} = 18{,}9$$

8.2.4.2. Návrh ložisek testovací převodovky

Posledním výpočtovým krokem návrhu testovací převodovky je volba ložisek. Ložiska jsem zvolil kuličková 6002 od výrobce SKF, ložiska A a C volím jako axiálně pevná a ložiska B a D jako axiálně volná. Jelikož jsou obě hřídele zatíženy stejnými radiálními silami a žádnou axiální silou, bude ložisko A namáháno stejně jako C a ložisko B stejně jako D. Jelikož má hřídel 2 vyšší otáčky, bude mít nejmenší životnost ložisko D. Pro výpočet nejprve určím výslednou radiální sílu v ložisku D podle vztahu 39 a následně podle vztahu 40 spočítám životnost ložiska. Ve vztahu 40 se vyskytuje mocnitel p, který je pro kuličková ložiska roven 3, základní dynamická únosnost C, která je dle katalogu SKF 5,85 kN a ekvivalentní zatížení P, které je v tomto případě rovno F_{RD}.

$$F_{RD} = F_{RB} = \sqrt{F_{BX}^2 + F_{BY}^2} \tag{39}$$

$$F_{RD} = \sqrt{(-65{,}194)^2 + 93{,}181^2} = 113{,}72\ N$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \tag{40}$$

$$L_h = \left(\frac{5850}{113{,}72}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1662} = 1\ 365\ 132\ h$$

Dále je potřeba zkontrolovat, jestli nejméně zatížená ložiska A a C vyhovují podmínce minimálního zatížení F_{min}, které je podle SKF pro zvolené ložisko, mazání olejem a otáčky 1335 min^{-1} rovno 18,6 N. Podle vztahu 41 vypočítám radiální sílu v ložisku C, tato síla je větší než minimální požadovaná, jak ukazuje vztah 42.

$$F_{RC} = F_{RA} = \sqrt{F_{AX}^2 + F_{AY}^2} \tag{41}$$

$$F_{RC} = \sqrt{26{,}294^2 + (-37{,}581)^2} = 45{,}87\ N$$

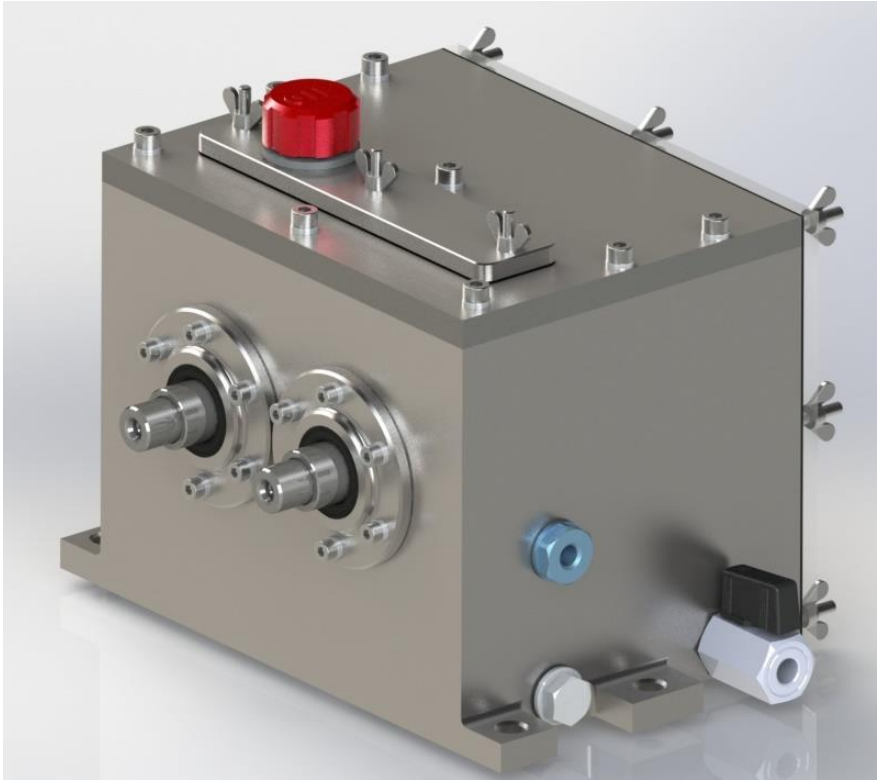
$$F_{RC} > F_{min} \tag{42}$$

Z výpočtů plyne, že ložisko SKF 6002 je více než vyhovující, trvanlivost nejzatíženějšího ložiska B je 1 365 132 hodin a nejméně zatížené ložisko C splňuje podmínku minimálního zatížení.

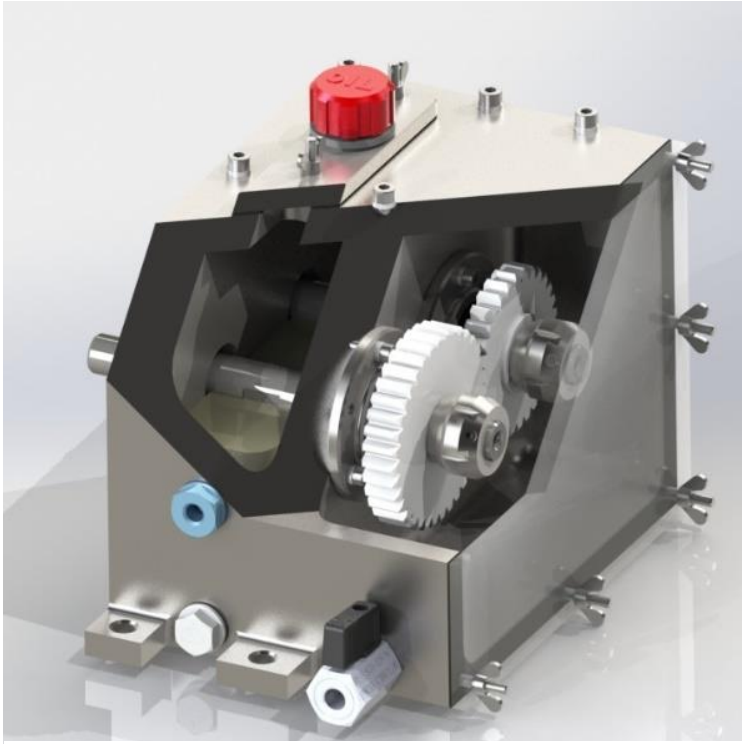
8.2.4.3. Návrh skříně testovací převodovky

Jak již bylo zmíněno v úvodu kapitoly, skříň testovací převodovky musí poskytnout uložení hřídelů pro testované ozubení a umožnit i testování v olejové lázni. Součástí skříně je vnitřní komora pro olejovou náplň mazání ložisek, vnější komora slouží pro uložení testovaných kol a může být zaplněna olejem, pro případ testování v olejové lázni. Nejprve jsem uvažoval svařovanou skříň z jednotlivých plechů, ale jak je vidět na výrobním výkrese v příloze 7, má skříň velmi malé rozměry a obtížně by se svařovala uvnitř komory olejovou náplň. Řešením by bylo svařovat skříň pouze z vnější strany, což by nemuselo zaručit dostatečnou tuhost skříně. Nakonec jsem se rozhodl pro výrobu skříně obráběním z jednoho kusu materiálu, vzhledem k potřebě frézování vývrtů pro ložiska bych se tak obrábění nevyhnul a objem odebíraného materiálu je malý. Další výhodou je možnost výroby celé skříně na jednom stroji bez nutnosti přenášení obrobku mezi pracovišti, což může být v praxi nejnákladnějším faktorem. Skříň je dále shora opatřena víkem, ve kterém je malé montážní víčko pro přístup klíče ke hřídelům a zajištění reakčního momentu při montáži a demontáži KMT matic. Ze strany ozubených kol je skříň opatřena průhledným víkem z plexiskla, aby bylo možné pozorovat ozubená kola během testu. Skříň je dále opatřena odvzdušňovací zátkou, olejoznakem, zátkou pro vypouštění oleje z vnitřní komory a kulovým kohoutem pro vypouštění olejové náplně z testovacího prostoru.

Na obrázku č. 87 a 88 je zobrazena navržená testovací převodovka.



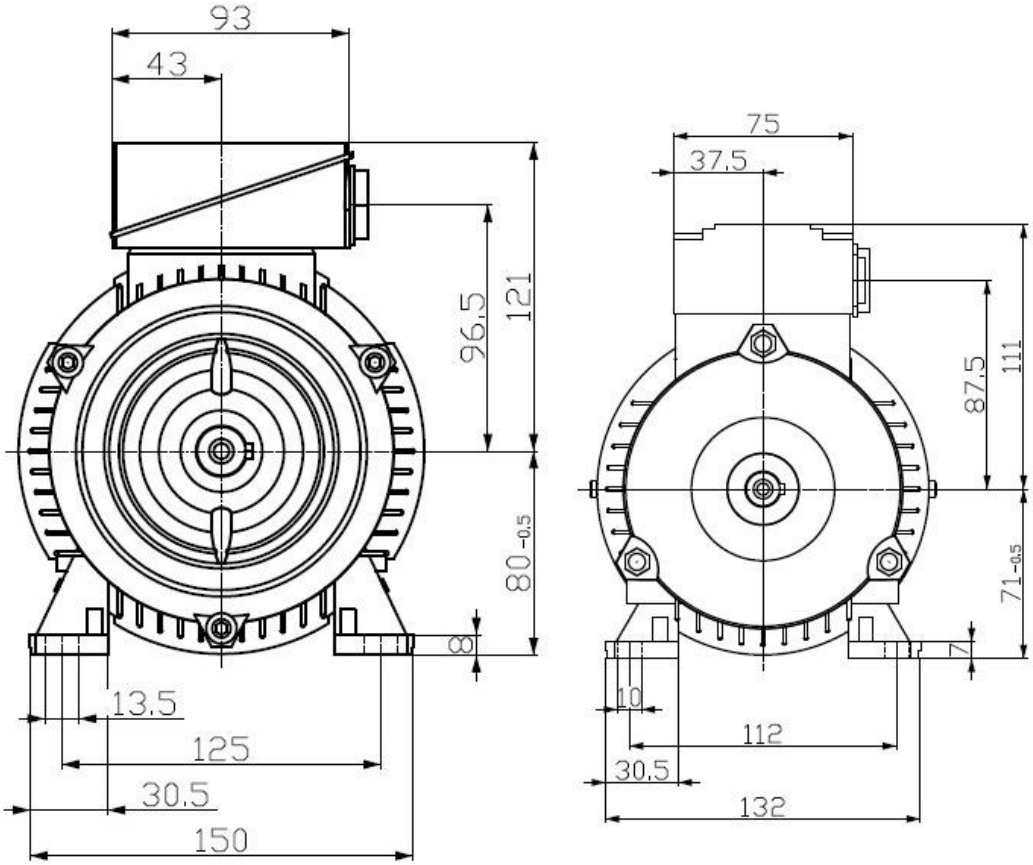
Obrázek č. 87: Pohled na testovací převodovku



Obrázek č. 88: Částečný řez testovací převodovkou

8.2.5. Návrh řemenového převodu

Jak je popsáno v koncepčním návrhu standu, je potřeba použít řemenový převod pro oddálení hnacího elektromotoru z důvodu malé osové vzdálenosti testovaných kol. Na obrázku č. 89 jsou zobrazeny rozměry vybraných elektromotorů, pokud zvětším mezeru mezi elektromotory o 150 mm pro případný prostor mezi upínkami, spočítám minimální osovou vzdálenost řemenic A_{min} podle vztahu 43. Pro zachování konstantního převodového poměru volím ozubený řemenový převod o převodovém poměru i=1.



Obrázek č. 89: Základní rozměry elektromotorů (hnací vlevo, brzdný vpravo) [34]

$$A_{min} = \frac{132}{2} + \frac{150}{2} + 150 = 291\ mm \tag{43}$$

Dále je potřeba brát ohled na maximální průměr ozubené řemenice, aby nedošlo ke kolizi s druhým hřídelem standu, jelikož je osová vzdálenost 66 mm a průměr hřídelů 20 mm, volím maximální průměr řemenice D_{max} = 68 mm. Účinnost ozubeného řemenového převodu výrobci uvádějí 0,98, což se dá srovnat s účinností ložisek. Jelikož potřebuji na vstupu testovací převodovky krouticí moment 2,15 Nm a hřídel s řemenicí bude uložena ve dvou ložiscích, mohu očekávat potřebný moment elektromotoru přibližně 2,3 Nm. Do odhadu nezahrnuji účinnost momentového čidla a případných spojek standu, navíc při poruše ozubení může krouticí moment výrazně vzrůst nad nominální hodnotu.

Do standu bude zařazena spojka s bezpečnostním momentem 4,5 Nm, nicméně šířku řemene budu navrhovat na maximální moment, který dokáže hnací elektromotor vyvinout, tedy $M_n´$= 8,36 Nm navýšený o bezpečnostní koeficient k = 1,2. Při návrhu budu postupovat podle metodiky výrobce Continental [31]. Nejprve podle vztahu 44 určím návrhový počet zubů řemenice, kde t je zubová rozteč řemene a D_{wmax} je maximální roztečný průměr řemenice, který odpovídá maximálnímu zvolenému průměru řemenice podle katalogu Continental. Pro převod volím standardní profil T, dle [35].

$$z´ = \frac{D_{wmax} \cdot \pi}{t} \tag{44}$$

$$z´ = \frac{68 \cdot \pi}{5} = 40{,}8 \rightarrow z = 40$$

Podle diagramu v katalogu [31] jsem zvolil ozubený řemen dle [39] - T5, s roztečí t = 5 mm a podle výpočtu počet zubů řemenice z = 40. Zvolenému počtu zubů odpovídá řemenice s roztečným průměr d_w = 63,66 mm, dle [36]. Dalším krokem je výpočet návrhové délky řemene podle vztahu 45 a určení návrhové šířky řemene podle vztahu 46, kde z_e je počet zubů v záběru a M_{spec} je specifický maximální moment řemene v Ncm/cm. Jelikož je počet zubů v záběru větší než 12, je podle metodiky výrobce zvolena hodnota 12.

$$L´ = 2 \cdot A \cdot +\pi \cdot d_w = 2 \cdot A + z \cdot t \tag{45}$$

$$L´ = 2 \cdot 291 + 40 \cdot 5 = 782\ mm$$

$$b´ = \frac{100 \cdot M_n´ \cdot k}{z \cdot z_e \cdot M_{spec}} \tag{46}$$

$$b´ = \frac{100 \cdot 8{,}36 \cdot 1{,}2}{40 \cdot 12 \cdot 1{,}198} = 1{,}74\ cm = 17{,}4\ mm$$

Délku řemene jsem zvolil nejbližší normalizovanou, tedy 780 mm. Návrhová šířka řemene vyšla 17,4 mm v případě nejnepříznivějšího zatížení, pro převod volím nejbližší vyšší normalizovanou šířku b = 25 mm. Dále podle vztahu 47 spočtu tažnou sílu řemene, kde za krouticí moment dosazuji vstupní krouticí moment testovací převodovky navýšený o účinnost dvou ložisek, tedy 2,2 Nm.

$$F_U = \frac{1000 \cdot M}{d_w} \tag{47}$$

$$F_U = \frac{1000 \cdot 2{,}2}{63{,}66} = 34{,}56\ N$$

Podle vztahu 48 vypočítám počet zubů řemene a dále ve vztahu 49 zvolím, podle doporučení výrobce, sílu F_2 ve volné větvi řemene jako 15% tažné síly F_U. Nakonec podle vztahu 50 spočtu provozní sílu v tažné větvi F_1 a podle vztahu 51 napínací sílu řemene. Na závěr spočítám radiální sílu zatěžující ložiska ve vztahu 52.

$$z_r = \frac{L}{t} \tag{48}$$

$$z_r = \frac{780}{5} = 156$$

$$F_2 = 0{,}15 \cdot F_U \tag{49}$$

$$F_2 = 0{,}15 \cdot 34{,}56 = 5{,}184\ N$$

$$F_1 = F_U + F_2 \tag{50}$$

$$F_1 = 34{,}56 + 5{,}184 = 39{,}744\ N$$

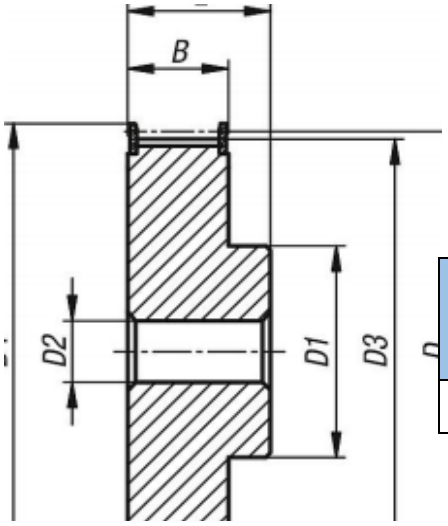
$$F_P = F_1 - \frac{F_U}{2} \tag{51}$$

$$F_P = 39{,}744 - \frac{34{,}56}{2} = 22{,}464\ N$$

$$F_R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + F_1 \cdot F_2 \cdot \cos\beta} \tag{52}$$

$$F_R = \sqrt{39{,}744^2 + 5{,}184^2 + 39.744 \cdot 5.184 \cdot \cos 180°} = 37{,}42\ N$$

Byl zvolen ozubený řemen od výrobce Continental, podle [36] 10 T5 – 780 a ozubená řemenice od stejného výrobce, jejíž rozměry jsou zobrazeny na obrázku č. 90 a v tabulce č. 11. Katalogový list ozubeného řemene je uveden v příloze 29.



Obrázek č. 90: Rozměry řemenice [31]

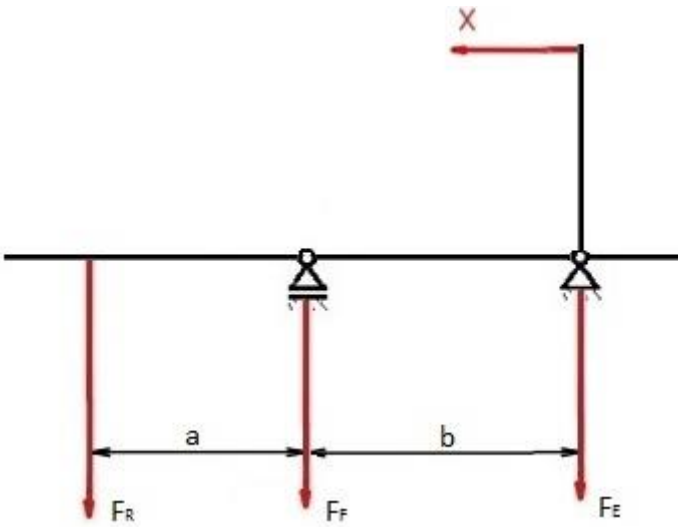
Tabulka č. 11: Rozměry řemenice [31]

$D = D_w$ [mm]	D1 [mm]	max.D2 [mm]	D3 [mm]	D4 [mm]	B [mm]	L [mm]
63,66	40	23	62,85	66	30	36

Vybraný ozubený řemen nepřekračuje maximální obvodovou rychlost 80 $m.s^{-1}$ a síla v řemenu nepřesahuje maximální sílu tažného vlákna 930 N. Napínání řemene bude řešeno posunem hnacího motoru.

8.2.6. Kontrola předlohového hřídele pro řemenici

Předlohový hřídel pro uložení řemenice je namáhán konstantním krutem od momentu a střídavým ohybem od síly řemenového převodu. Výpočty provedu stejným způsobem jako hřídel převodovky, navíc hřídel je zatížen prakticky stejně, proto nebudu výpočet více komentovat. Schéma zatížení hřídele a orientace souřadnice X je znázorněno na obrázku č. 91, ložiska jsem označil písmeny E a F, krouticí moment uvažuji vstupní moment převodovky M_{k1} souřadnice a = 45,5 mm a b = 49 mm. Materiál volím stejný, jako u testovací převodovky.



Obrázek č. 91: Síly působící na předlohový hřídel

$$M_{X0}: F_R \cdot (a+b) + F_F \cdot b = 0 \tag{53}$$

$$F_F = \frac{-F_R \cdot (a+b)}{b}$$

$$F_F = \frac{-37{,}42 \cdot (45{,}5 + 49)}{49} = -72{,}17\ N$$

$$F_F + F_E + F_R = 0 \tag{54}$$

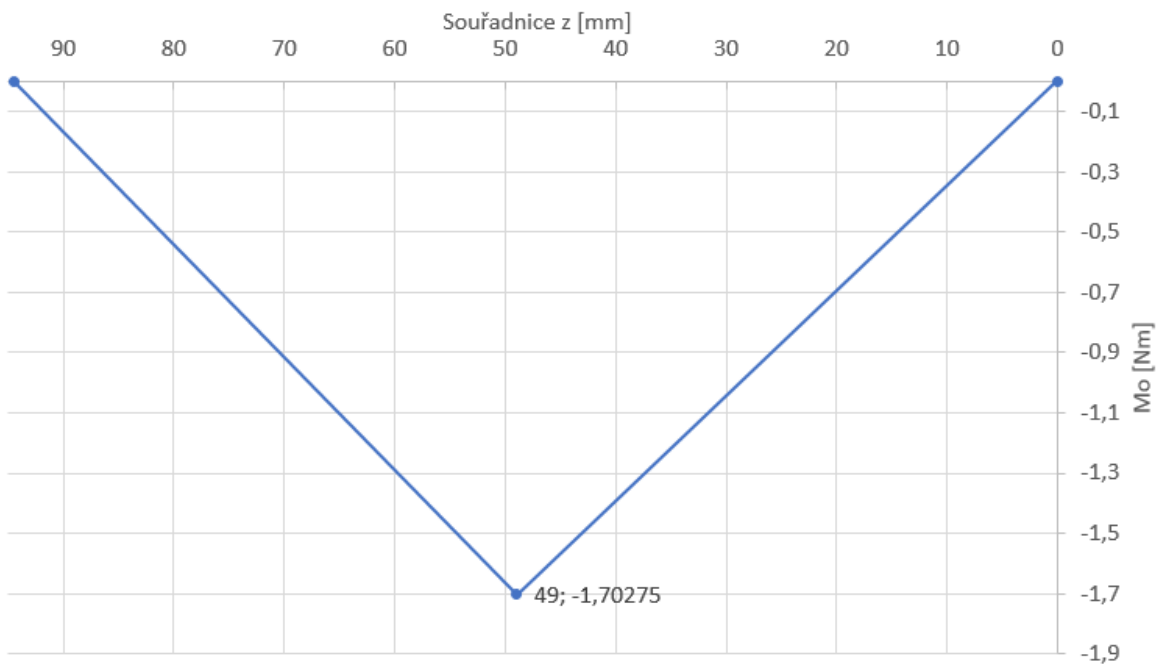
$$F_E = -F_R - F_F$$

$$F_E = -37{,}42 + 72{,}17 = 34{,}75\ N$$

$$M_o\,(x) = -F_E \cdot x, \quad x \in \langle 0; b \rangle \tag{55}$$

$$M_o(x) = -F_E \cdot x - F_F \cdot (x - b), \quad x \in \langle b; a+b \rangle \tag{56}$$

$$M_o(b) = -37{,}42 \cdot 0{,}049 = -1{,}83\ Nm$$



Obrázek č. 92: Průběh ohybového momentu na předlohovém hřídeli

$$M_{red} = \sqrt{1{,}83^2 + \left(\frac{\sqrt{3}}{2} \cdot 2{,}15\right)^2} = 2{,}61\ Nm$$

$$\sigma_{red} = \frac{1000 \cdot 32 \cdot 2{,}61}{\pi \cdot 14{,}8^3} = 8{,}2\ N \cdot mm^{-2}$$

$$k_s = \frac{490}{8{,}2} \doteq 59{,}7$$

$$\alpha_o = 2{,}76; q_0 = 0{,}485;\ \beta_0 = 1{,}85; \sigma_{oc}^x = 150\ N \cdot mm^{-2}$$

$$k_u = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{32 \cdot 1{,}83 \cdot 10^3}{\pi \cdot 14{,}8^3 \cdot 150}\right)^2 + \left(\frac{16 \cdot 2.15 \cdot 10^3}{\pi \cdot 14.8^3 \cdot 392}\right)^2}} = 25{,}45$$

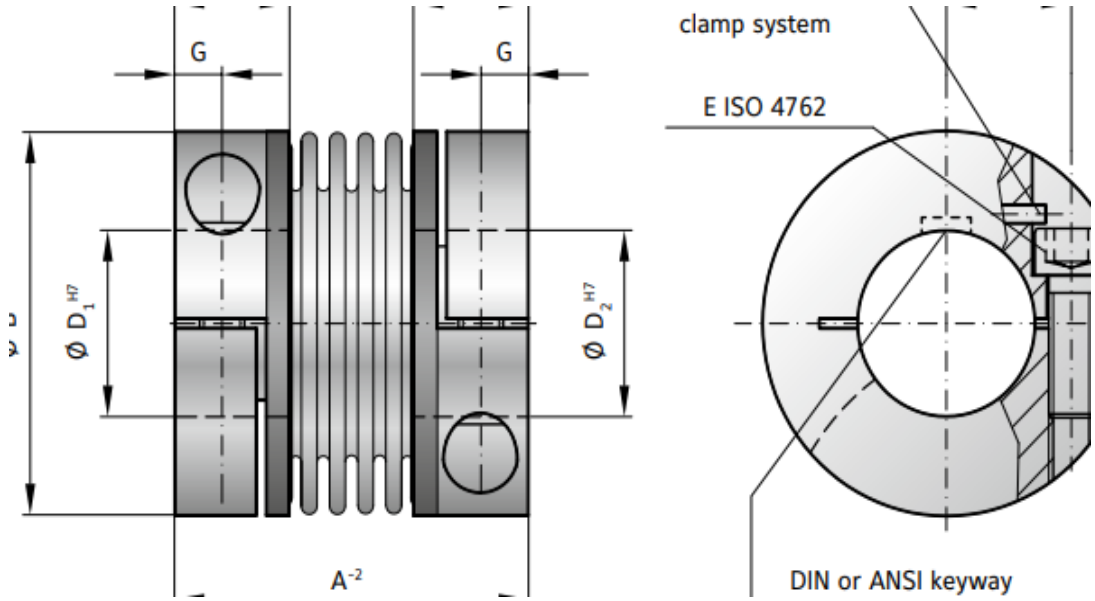
Statická bezpečnost vyšla 59,7 a dynamická bezpečnost v místě vrubu 25,45, výsledky jsou tedy více než uspokojivé.

8.2.7. Návrh ložisek předlohového hřídele

Předlohový hřídel řemenového převodu bude uložen ve dvou ložiscích, která volím stejná jako u testovací převodovky, jen s tím rozdílem, že budou utěsněná s tukovou náplní. Volím kuličkové ložisko 6002 RSL od SKF. Jelikož je jeho radiální zatížení nižší než u testovací převodovky, není potřeba ověřovat životnost ložiska.

8.2.8. Návrh hřídelových spojek

Pro testovací stand volím vlnovcové spojky, které snadno vyrovnají axiální, radiální a úhlové nepřesnosti. Vlnovcová spojka je spojena s hřídelem svěrným spojením, které je dimenzováno tak, aby spojka při překročení maximálního krouticího momentu proklouzla a ochránila tak součásti standu. V testovacím zařízení bude přenášený krouticí moment 2,15 Nm a bezpečnostní faktor spojky volím 1,5. Je tedy potřeba vybrat spojku o nominálním krouticím momentu minimálně 3,225 Nm. Z katalogu výrobce R+W Antriebselment Gmbh jsem zvolil vlnovcovou spojku s nominálním krouticím momentem 4,5 Nm, jelikož maximální moment čidla je 5 Nm, je spojka vhodná. Vybraná spojka bude mezi převodovkou a čidly, mezi čidlem a předlohovou hřídelí pro řemenici a mezi čidlem a brzdným elektromotorem, kde bude na motorové straně připojena pomocí těsného pera. Vlastnosti vybrané spojky BKL jsou zobrazeny na obrázku č. 93 a v tabulce č. 12. Katalogový list vybrané spojky je uveden v příloze 29.



Obrázek č. 93: Rozměry spojky BKL-4,5 [32]

Tabulka č. 12: Parametry vybrané spojky [32]

T_N [Nm]	Torzní tuhost [Nm/rad]	Axiální tuhost [N/mm]	Radiální tuhosti [N/mm]	B [mm]	C [mm]	A [mm]	$D_{1,2}$ max [mm]
4,5	7000	35	350	32	13	36	6 až 16

8.2.9. Spojení náboj-hřídel

Svěrná spojení hřídelových spojek a připojení elektromotorů pomocí těsného pera není potřeba kontrolovat, jelikož je to garantováno výrobcem, spojení mezi ozubenou řemenicí a předlohovým hřídelem pomocí těsného pera není potřeba kontrolovat vzhledem k malým silám. Spojení plastových, testovaných kol pomocí těsných per je potřeba zkontrolovat na otlačení v náboji, tuto kontrolu provedu tak, že pomocí vztahu 57 určím výpočtovou délku pera, kde b je šířka pera a l je délka pera, dále pomocí vztahu 58 spočtu tlak v kontaktní ploše A, kde M_k je krouticí moment pod ozubeným kolem 2 Nm, d je průměr hřídele 15 mm a t_1 je hloubka drážky v náboji 2,1 mm. Tento kontaktní tlak musí být menší než tlak dovolený, který činí pro PA 66 podle [36] 24 N.mm^{-2}

$$l = l' - b \tag{57}$$

$$l = 12 - 5 = 7\ mm$$

$$p = \frac{2000 \cdot M_k}{d \cdot A} = \frac{2000 \cdot M_k}{d \cdot l \cdot t_1} \tag{58}$$

$$p = \frac{2000 \cdot 2}{15 \cdot 7 \cdot 2{,}1} = 18{,}14\ N \cdot mm^{-2} < 24\ N \cdot mm^{-2} = p_D$$

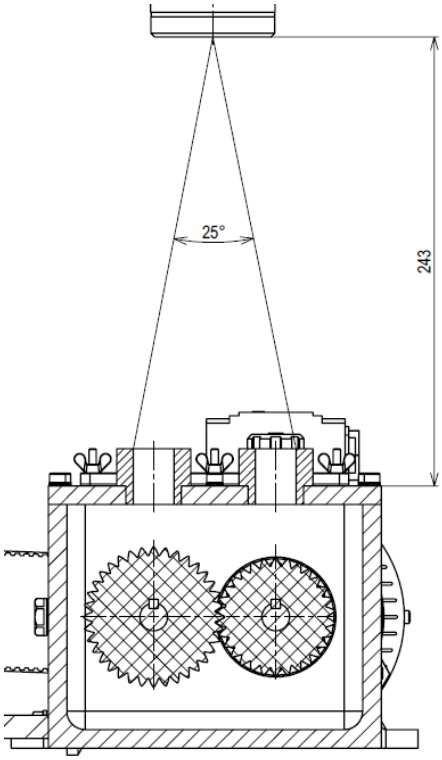
Drážka v ozubeném kole vyhovuje požadavkům na otlačení.

8.2.10. Měření teploty

Při testování ozubených kol z polymerů je vhodné měřit teplotu v záběru ozubených kol. Pro toto měření je vhodné použít termokameru, která ovšem nemůže snímat přes ochranný kryt z plexiskla. Pro tento účel navrhuji ve víku testovací převodovky dva otvory, z nichž každý bude umístěn nad ozubeným kolem. Umístění otvorů bude umožňovat měření teploty bezprostředně po záběru, pokud by byl například pouze jeden otvor nad místem záběru, mohlo by docházet k úniku oleje tímto otvorem a rozmazání optického obrazu. Pro zaručené zamezení úniku oleje budou do otvorů umístěny dva nákružky zhotovené 3D tiskem z materiálu ABS. Jelikož termokamera není levné zařízení, bude vhodné použít termokameru pracoviště, kde bude případně stand provozován, pro názornost volím termokameru A 310 značky FLIR. Termokamera bude upevněna v držáku nad testovací převodovkou, je třeba brát ohled na zorný úhel termokamery, se kterým souvisí minimální výška umístění termokamery nad víkem testovací převodovky. Pro zvolenou kameru je minimální výška umístění 218 mm, instalaci volím ve výšce 243 mm, na obrázku č. 94 je znázorněna minimální výška umístění a zorný úhel a v tabulce č. 13 uvádím základní parametry konkrétní termokamery.

Tabulka č. 13: Parametry termokamery A 310 [47]

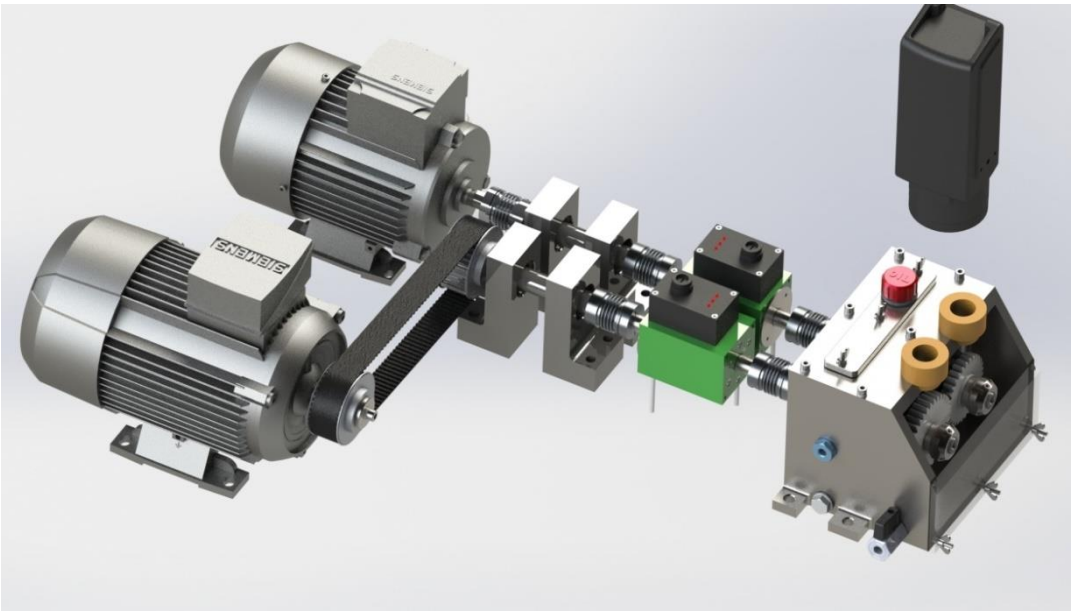
Rozsah měření [°C]	0 až 350
Přesnost [°C]	± 0,7
Zorný úhel [°]	25
Frekvence snímání [Hz]	30



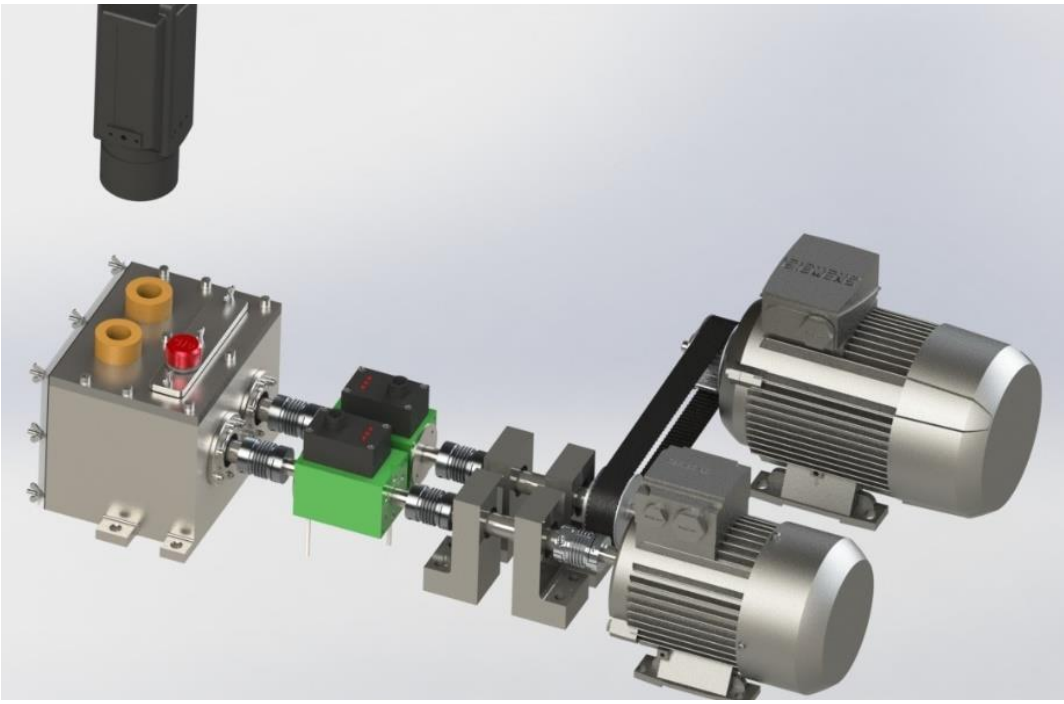
Obrázek č. 94: Vztah zorného úhlu a výšky instalace

8.2.11. Sestava standu

Byl zkonstruován zkušební stand pro testování ozubených kol z polymerů, sestávající z testovací převodovky, pohonu, brzdy, řemenového převodu a příslušných čidel. Dokumentace standu je v přílohách 5 až 26, CAD model standu ve formátu STEP. je v příloze 2 a samotný stand je zobrazen na obrázku č. 95 a 96. Stand je navržen pro upevnění k desce s T-drážkami pomocí upínek nebo k rámu pomocí šroubů, způsob upnutí by záležel na vybavení příslušného pracoviště.



Obrázek č. 95: Navržený stand – pohled 1

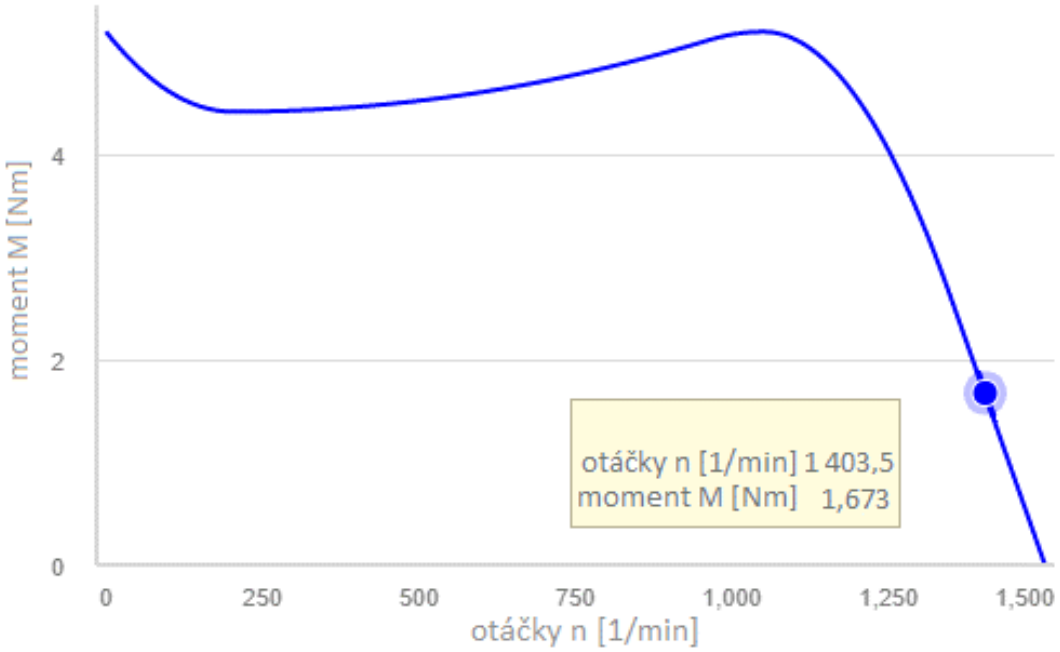


Obrázek č. 96: Navržený stand – pohled 2

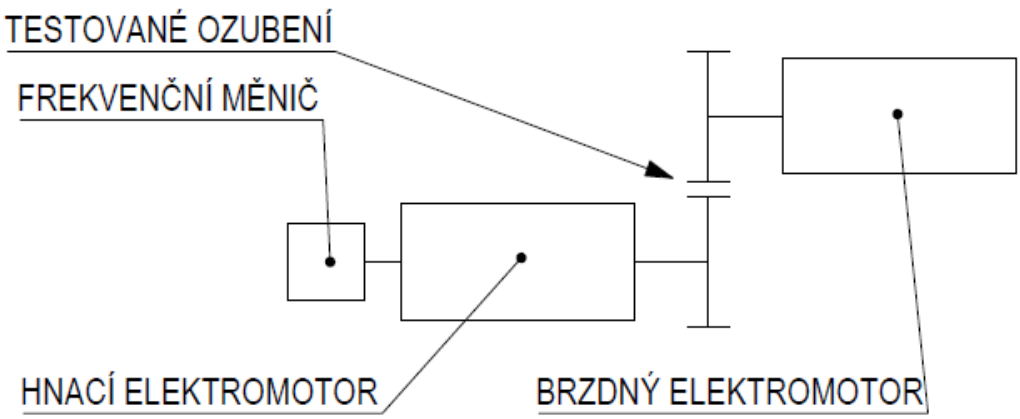
8.2.12. Zjednodušený stand pro otestování navržených ozubení

Reálné otestování vzorků na navrženém standu by vyžadovalo založení projektu a žádost o grant. Tato formalita by, zejména v době COVIDu a s ohledem na další čas výroby komponent, vyžadovala velké množství času a proto pro reálné otestování v rámci této práce navrhuji zjednodušenou, kompromisní variantu standu.

Zjednodušený stand se skládá pouze z hnacího a brzdného elektromotoru, který bude stejný jako v případě plnohodnotného standu. Testovaná ozubená kola budou přímo umístěna na hřídelích elektromotorů, hnací elektromotor bude otáčkově řízen frekvenčním měničem a brzdný elektromotor bude připojen přímo na síť. Brzdný moment bude tedy přímo závislý na otáčkách a bude predikován z momentové charakteristiky elektromotorů. Pro vyvození výpočtového krouticího momentu 2 Nm je potřeba na brzdném elektromotoru brzdit momentem 1,67 Nm. Podle frekvenční charakteristiky na obrázku č. 97 jsou potřebné otáčky brzdného elektromotoru přibližně 1597 min^{-1}, jelikož je křivka v generátorickém režimu symetrická podle synchronních otáček. Aby bylo dosaženo těchto brzdných otáček, je potřeba na hnacím elektromotoru dosáhnout otáček 1331 min^{-1}, což je téměř nominální hodnota, elektromotor nebude příliš zatěžován a mohu konstatovat, že elektromotory jsou dimenzovány správně. Schéma zjednodušeného standu je zobrazeno na obrázku č. 98.



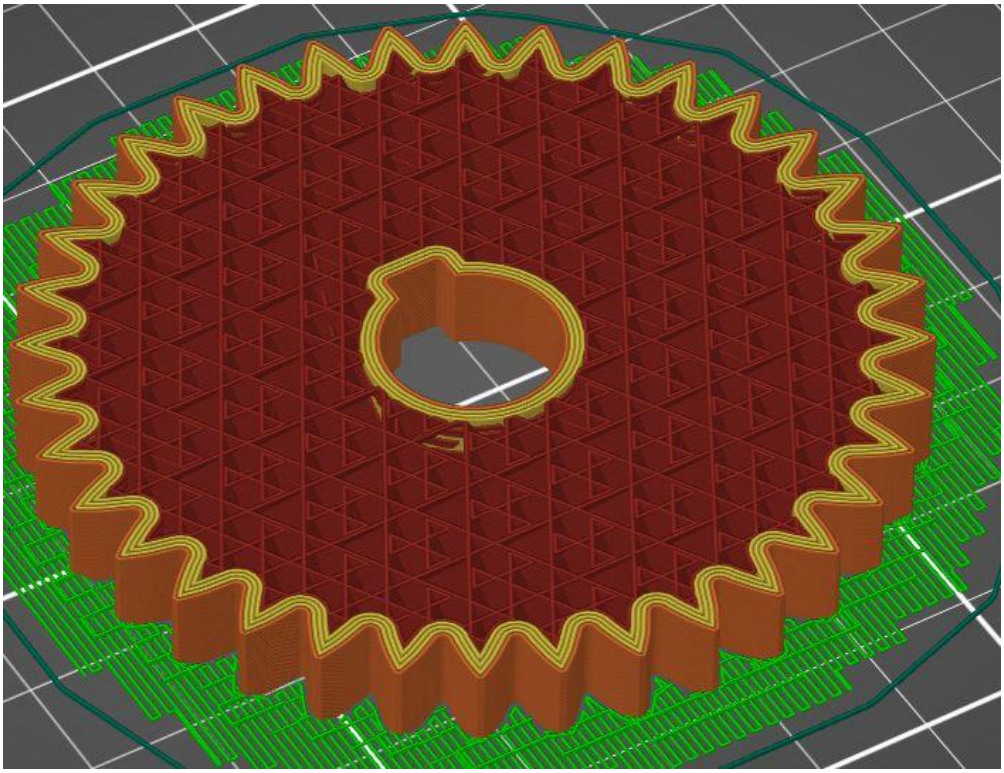
Obrázek č. 97: Momentová charakteristika brzdného elektromotoru [34]



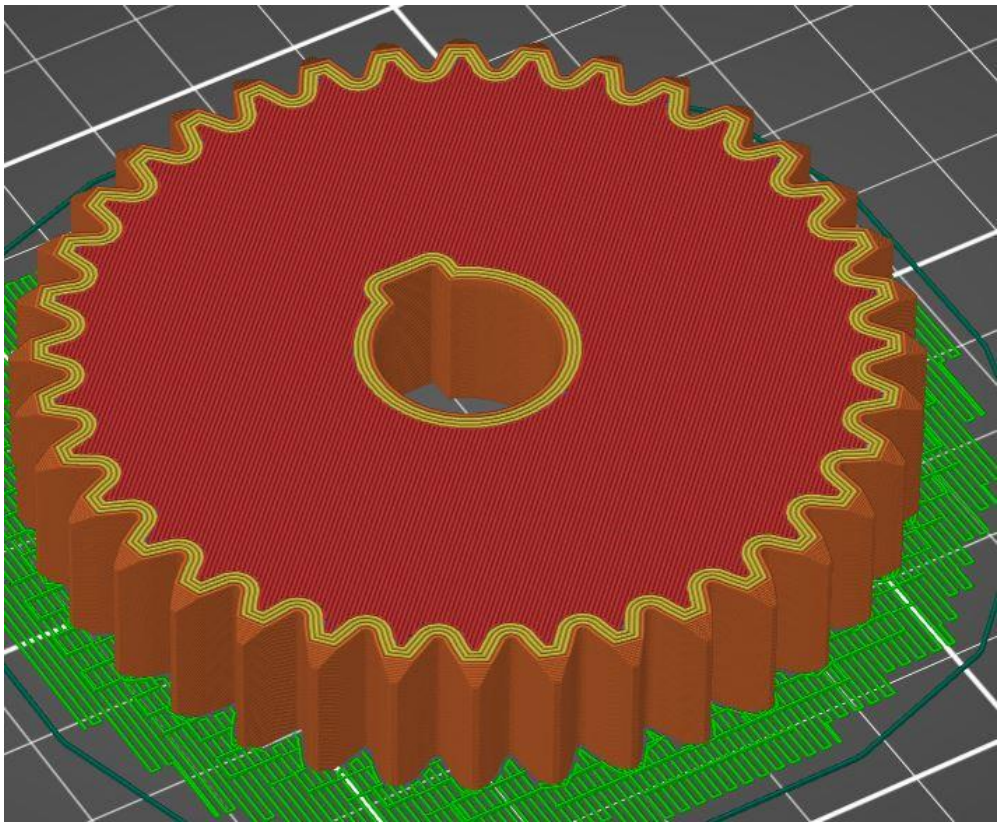
Obrázek č. 98: Blokové schéma zjednodušeného standu

9. Výroba vzorků

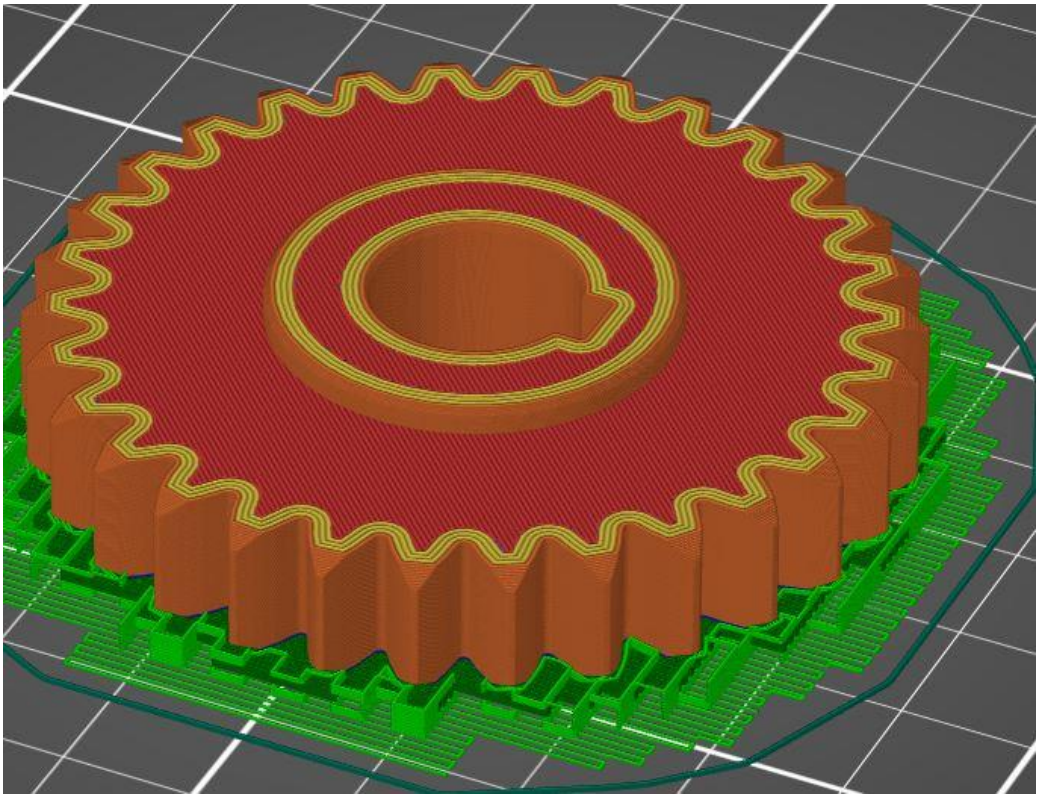
Vlivem uzavření škol v důsledku situace COVID, nebylo možné provést výrobu vzorků a test ozubení, nicméně jako způsob výroby jsem navrhl 3D tisk na tiskárně od předního českého výrobce Průša Research. Pro 3D tisk metodou FDM je nejprve potřeba exportovat 3D model ve formátu .stl do některého sliceru. Slicer je software ve kterém se pro model zvolí počet perimetrů, což jsou pevné obvodové vrstvy materiálu, dále se nastaví parametry tisku a výplň. Model je následně po vrstvách připraven a je generován samotný G-kód pro tiskárnu. Pro modely ozubení jsem zvolil počet perimetrů 4, což odpovídá nadpoloviční výplni zubu jen perimetrem, jádro zubu je tvořeno výplní a spojeno se středem kola. Výplň jsem zvolil adaptivní kubickou, která se skládá z krychlí, orientovaných rohem dolů, jednotlivé linie výplně se překrývají a jejich hustota roste směrem k okraji výtisku, takže v místě největšího namáhání kola bude výplň hustší než v méně namáhaném středu materiálu. Hustotu výplně jsem zvolil 50 % a výšku vrstvy tisku 0,1 mm, což by mělo být dostačující, ve spodní části výtisku jsou navrženy podpěry kvůli sražení kola, které ale spotřebují jen 3 minuty z celkové doby tisku. Na obrázku č. 99 je zobrazena výplň kola, na obrázku č. 100 pohled na celý výtisk. Menší kolo má díky osazení podpěry po celé spodní ploše, vzhledem k menší celkové velikosti kola to není problém. Návrh výtisku menšího kola je zobrazen na obrázku č. 101. Čas tisku většího kola je 5 hodin a 21 minut a spotřeba materiálu je 12,77 m, čas tisku menšího kola je 3 hodiny a 24 minut a spotřeba materiálu 8,33 m, časy tisků jsou zobrazeny na obrázku č. 102. Pro tisk z materiálu PA – 66 jsou v knihovně sliceru doporučené parametry pro tisk, pro materiál POM se podle zkušeností uživatelů 3D tiskáren [14], doporučuje teplota podložky 123 °C a teplota extruderu 227°C. Při tisku z materiálu POM je potřeba při náhodném překročení teploty 230 °C zaručit větrání místnosti z důvodu vypařujícího se toxického formaldehydu. Obecné nastavení tisku vzorků v softwaru PrusaSlicer je součástí přílohy 27 a 28.



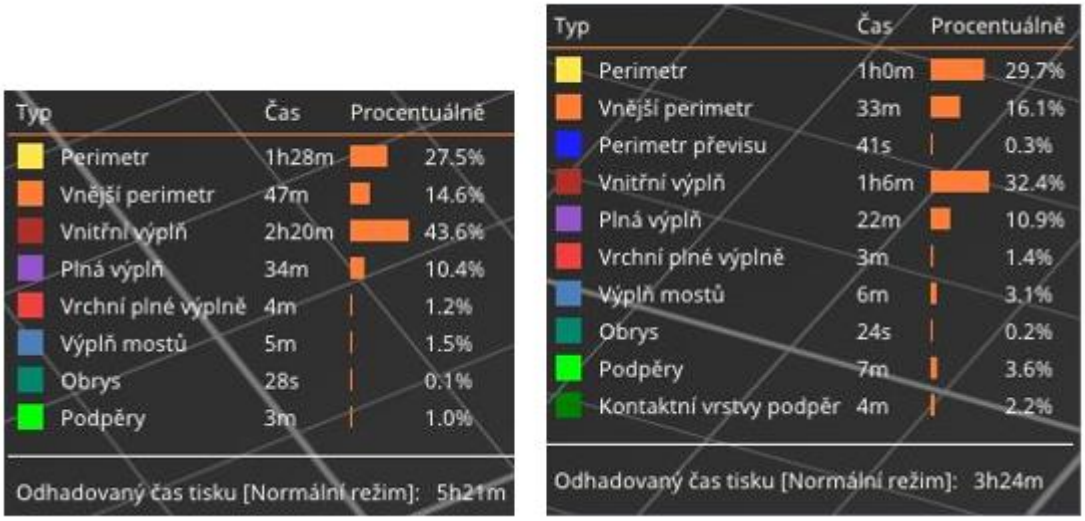
Obrázek č. 99: Zobrazení výplně 3D tisku



Obrázek č. 100: Celkový pohled na tištěné kolo 1



Obrázek č. 101: Pohled na tištěné kolo 2



Typ	Čas	Procentuálně
Perimetr	1h28m	27.5%
Vnější perimetr	47m	14.6%
Vnitřní výplň	2h20m	43.6%
Plná výplň	34m	10.4%
Vrchní plné výplně	4m	1.2%
Výplň mostů	5m	1.5%
Obrys	28s	0.1%
Podpěry	3m	1.0%

Odhadovaný čas tisku [Normální režim]: 5h21m

Typ	Čas	Procentuálně
Perimetr	1h0m	29.7%
Vnější perimetr	33m	16.1%
Perimetr převisu	41s	0.3%
Vnitřní výplň	1h6m	32.4%
Plná výplň	22m	10.9%
Vrchní plné výplně	3m	1.4%
Výplň mostů	6m	3.1%
Obrys	24s	0.2%
Podpěry	7m	3.6%
Kontaktní vrstvy podpěr	4m	2.2%

Odhadovaný čas tisku [Normální režim]: 3h24m

Obrázek č. 102: Časy 3D tisku (zleva velké kolo, malé kolo)

10. Návrh průběhu zkoušky

Pro testování volím nejprve provést 30 minut záběh kol bez zátěže a s polovičními otáčkami. Po záběhu navrhuji zastavení a kontrolu opotřebení kol pohledem, následně volím běh s nominálními otáčkami 1385 min^{-1} na vstupu a krouticím momentem 1 Nm do ustálení teploty ozubení a testování s touto zátěží po dobu 30 minut. Dalším krokem zkoušky bude zastavení a kontrola poškození ozubených kol, následně opětovné spuštění zkoušky pod zátěží 1 Nm a zvyšování zátěže o 0,2 Nm každých 15 minut. Po dosažení nominální hodnoty zátěže 2 Nm volím délku zkoušky 2 hodiny. Po celou dobu zkoušky bude monitorována teplota a v případě výrazného překročení limitních hodnot se zkouška ukončí a zhodnotí stav ozubených kol. Stejný průběh zkoušky bude proveden nasucho, s plastickým mazivem a v olejové lázni. Pro zkoušky na zjednodušeném standu by byla provedena zkouška pouze nasucho a s plastickým mazivem, otáčky by byly závislé na zátěži a teplota by byla snímána ruční termokamerou každých 5 minut.

11. Doporučení pro další výzkum

Pro další případné výzkumy navrhuji zrealizovat mnou navržený test, který nemohl být z důvodu situace COVID proveden. Dále doporučuji zkonstruování navrženého plnohodnotného standu a provedení zkoušky v olejové lázni a uzavřené skříni, výzkum s více druhy materiálu, výzkum různých kombinací materiálů, výzkum vlivu výplně 3D tištěných kol na mechanické vlastnosti. Za zvážení by stálo i otestování rozdílu ozubených kol vyrobených 3D tiskem, vstřikováním a obráběním.

12.Závěr

V úvodu této diplomové práce byla stručně popsána geometrie evolventního ozubení, následně byla provedena rešerše ozubených kol z polymerů, jejich geometrie a možností zlepšení geometrie. Dále byly popsány mechanismy poškození ozubených kol z polymerů a bylo provedeno srovnání s koly ocelovými, byly také popsány výpočtové normy, které se této problematiky týkají. V další části teoretické části práce byly vybrány vhodné typy polymerů pro ozubená kola, bylo provedeno jejich porovnání a byly popsány způsoby výroby ozubených kol z polymerů. V závěru teoretické části jsem stručně popsal možnosti testování ozubených kol z polymerů. V praktické části této práce jsem navrhl několik vzorků plastového ozubení s různou geometrií, všechny navržené páry ozubených kol měly stejný počet zubů a velikost. První 3 vzorky měly standardní profil ozubení a lišily se pouze úhlem záběru od 20° do 30°, nárůst úhlu záběru způsobil pokles teploty ozubení, čtvrtý vzorek byl LCR ozubení s úhlem záběru 35°, u těchto vzorků se přibližně lineárně zvyšovala i radiální síla ozubení zatěžující ložiska. Poslední 3 vzorky ozubení byly typu HCR, vzorek 5 byl z materiálu PA-66, vzorek 6 z materiálu POM a vzorek 7 byl kombinace materiálů PA-66 a POM. Vzorky 1 a 2 vykazovaly menší překročení povolené dlouhodobé teploty, což by způsobilo pravděpodobně porušení scuffingem, vzorky 5 a 6 teplotně nevyhovovaly, jelikož teplota výrazně překročila krátkodobou povolenou teplotu. U vzorku 7 se ukázalo, že kombinace různých materiálů výrazně sníží teplotu v ozubení a tento vzorek vyhovoval. Pro ozubená kola z polymerů se tedy zdá optimální variantou ozubení HCR s kombinací různých materiálů menším úhlem záběru pro malé radiální síly. U mazaných kol plastickým mazivem se teplota lišila pouze v řádu několika °C. Návrh geometrie ozubení byl analyticky spočítán v softwaru KissSoft pro případ provozu v uzavřené převodovce podle VDI 2736.

V druhé polovině praktické části byly navrženy 3 koncepční návrhy zkušebního standu ozubených kol z polymerů a následně jedna vybrána. Pro danou aplikaci jsem zvolil podle mého názoru nejpraktičtější variantu, která musela být z důvodu malé osové vzdálenosti vzorků doplněna o ozubený řemen, který zajišťuje synchronní přenos otáček. Vybraná varianta standu je uzavřený elektrický okruh, který je na vstupu řízen otáčkově, na výstupu momentově a rekuperuje energii. Navržený testovací stand umožňuje zkoušku nasucho, zkoušku s plastickým mazivem a zkoušku v olejové lázni, jelikož bezpečnostní koeficienty hřídelů standu vyšly velmi vysoké, je možné v budoucnu stand využít i pro větší zatížení a dynamické zkoušky. Pro reálné otestování v laboratořích ČVUT byl navržen i zjednodušený stand, který by neumožňoval zkoušku v olejové lázni a zátěž vzorků by byla závislá na otáčkách, k tomuto zjednodušení jsem přistoupil z důvodu časové náročnosti zajištění projektu a potřebných finančních prostředků pro výrobu a nákup komponent standu. Ke konci diplomové práce je stručně popsána a navržena výroba testovaných vzorků pomocí 3D tisku na tiskárně od firmy Průša Research. Pro ozubená kola z PA-66 jsou doporučené parametry tisku přímo v přípravném softwaru, pro materiál POM jsem parametry navrhl

podle zkušeností uživatelů 3D tiskáren z diskuzního fóra. Parametry tisku by se pochopitelně musely odladit při samotném tisku.

Praktická část diplomové práce je zakončena návrhem průběhu testování navržených vzorků, které bohužel v důsledku uzavření škol vlivem COVID situace neproběhlo a jsou sepsány doporučení pro další výzkum ozubených kol z polymerů. Přílohy diplomové práce obsahují výsledky výpočtů ze softwaru KissSoft, CAD model navrženého standu ve formátu STEP., výkresovou dokumentaci standu, výstupy ze softwaru PrusaSlicer s nastavením 3D tisku a katalogové listy nakupovaných komponent standu v anglickém jazyce. Diplomová práce je s přílohami nahrána v elektronické podobě na přiloženém CD, přílohy 3 až 8 jsou přiloženy v tištěné podobě. Cíle diplomové práce byly splněny.

Seznam příloh

Příloha 1: Reporty výpočtů z programu KissSoft
Příloha 2: CAD model navrženého standu
Příloha 3: Výkres navržených vzorků – Kolo 1
Příloha 4: Výkres navržených vzorků – Kolo 2
Příloha 5: Sestavný výkres navrženého standu
Příloha 6: Sestavný výkres testovací převodovky
Příloha 7: Výkres skříně testovací převodovky
Příloha 8: Výkres hřídele převodovky
Příloha 9: Výkres ložiskového víka
Příloha 10: Výkres víka převodovky
Příloha 11: Výkres montážního víka
Příloha 12: Výkres nahlížecího víka
Příloha 13: Výkres kroužku 15x20x25
Příloha 14: Výkres kroužku 15x20x20
Příloha 15: Výkres předlohového hřídele 1
Příloha 16: Výkres předlohového hřídele 2
Příloha 17: Výkres těsnění montážního víka
Příloha 18: Výkres těsnění nahlížecího víka
Příloha 19: Výkres nákružku
Příloha 20: Výkres kroužku 15x25x5
Příloha 21: Výkres kroužku 19x30x5
Příloha 22: Výkres pojistné desky
Příloha 23: Výkres pevného ložiskového domku
Příloha 24: Výkres volného ložiskového domku
Příloha 25: Výkres hnací řemenice
Příloha 26: Výkres hnané řemenice
Příloha 27: Výstup ze softwaru PrusaSlicer – Kolo 1
Příloha 28: Výstup ze softwaru PrusaSlicer – Kolo 2
Příloha 29: Katalogové listy kupovaných komponent standu
Příloha 30: CD s elektronickou verzí práce

Seznam tabulek

Tabulka č. 1: Vlastnosti vybraných polymerů 27
Tabulka č. 2: Typy výplní polymerů a jejich vliv 28
Tabulka č. 3: Parametry navrženého ozubení 41
Tabulka č. 4: Geometrické parametry vzorků 55
Tabulka č. 5: Porovnání parametrů vzorků 56
Tabulka č. 6: Parametry zkoušeného ozubení, důležité pro návrh standu 59
Tabulka č. 7: Rozhodovací tabulka pro výběr variant standu 62
Tabulka č. 8: Parametry vybraných elektromotorů 63
Tabulka č. 9: Parametry čidla Burster 8661-5005-V0410 65
Tabulka č. 10: Vlastnosti oceli C 45 72
Tabulka č. 11: Rozměry řemenice 82
Tabulka č. 12: Parametry vybrané spojky 85
Tabulka č. 13: Parametry termokamery A 310 86

Seznam obrázků

Obrázek č. 1: Tvorba evolventy provázkovou metodou 5
Obrázek č. 2: Vznik evolventy při odvalu dvou kol 6
Obrázek č. 3: Základní rozměry ozubeného kola 7
Obrázek č. 4: Záběr dvou ozubených kol 8
Obrázek č. 5: Rychlostí poměry ozubení 9
Obrázek č. 6: Proměnlivost třecích ztrát v závislosti na okamžiku záběru ozubení 10
Obrázek č. 7: Korekce ozubení 11
Obrázek č. 8: Profilová korekce hlavy a paty lineární 12
Obrázek č. 9: Profilová korekce hlavy a paty oblouková, progresivní a lineární s přechodovým profilem (zleva) 12
Obrázek č. 10: Profilová soudečková modifikace 13
Obrázek č. 11: Modifikace úhlu záběru 13
Obrázek č. 12: Lineární odlehčení konců zubu 14
Obrázek č. 13: Obloukové odlehčení konců zubu 14
Obrázek č. 14: Podélná úhlová modifikace 14
Obrázek č. 15: Podélná soudečková modifikace 15
Obrázek č. 16: Twist modifikace – upraveno z 15
Obrázek č. 17: Nesymetrické ozubení 16
Obrázek č. 18: Ozubení HCR 16
Obrázek č. 19: Ozubení LCR 17
Obrázek č. 20: Ozubení CRC 17
Obrázek č. 21: Množství výzkumů na téma ozubená kola z polymerů 1959 až 2016 .. 18
Obrázek č. 22: Závislost deformace na teplotě 21
Obrázek č. 23: Strukturní vzorec PA-66 22
Obrázek č. 24: Strukturní vzorec polykarbonátu 23
Obrázek č. 25: Strukturní vzorec POM 23
Obrázek č. 26: Strukturní vzorec polyimidu 24
Obrázek č. 27: Strukturní vzorec PEEKu 24
Obrázek č. 28: Strukturní vzorec PPS 25
Obrázek č. 29: Strukturní vzorec PET-G 25
Obrázek č. 30: Strukturní vzorec HDPE 26
Obrázek č. 31: Pitting na plastovém kole 29
Obrázek č. 32: Lom boku zubu 30
Obrázek č. 33: Lom zubu v patě 30
Obrázek č. 34: Zub opotřebený otěrem 31
Obrázek č. 35: Deformace zubu 31
Obrázek č. 36: Plastové kolo poškozené tečením 31
Obrázek č. 37: Zdroje tepla u ozubení z polymerů 32
Obrázek č. 38: Forma pro vstřikování plastových ozubených kol 33
Obrázek č. 39: Základní schéma vstřikolisu 34
Obrázek č. 40: Princip metody SLA 35
Obrázek č. 41: Princip metody FDM 36
Obrázek č. 42: Schéma mechanického otevřeného okruhu 37

Obrázek č. 43: Uzavřený mechanický okruh 38
Obrázek č. 44: Elektrický otevřený okruh 38
Obrázek č. 45: Schéma elektrického uzavřeného okruhu 39
Obrázek č. 46: Geometrie ozubení vzorku č. 1 42
Obrázek č. 47: Měrné skluzy vzorku č. 1 42
Obrázek č. 48: Měrné teplo nemazaného soukolí vzorku č. 1 43
Obrázek č. 49: Měrné teplo soukolí mazaného plastickým mazivem – vzorek č. 1 43
Obrázek č. 50: Geometrie ozubení vzorku č. 2 44
Obrázek č. 51: Měrné skluzy vzorku číslo 2 44
Obrázek č. 52: Měrné teplo nemazaného soukolí vzorku č. 2 45
Obrázek č. 53: Měrné teplo soukolí mazaného plastickým mazivem – vzorek č. 2 45
Obrázek č. 54: Geometrie ozubení vzorku číslo 3 46
Obrázek č. 55: Měrné skluzy vzorku číslo 3 46
Obrázek č. 56: Měrné teplo nemazaného soukolí vzorku č. 3 47
Obrázek č. 57: Měrné teplo soukolí mazaného plastickým mazivem – vzorek č. 3 47
Obrázek č. 58: Geometrie ozubení vzorku č. 4 48
Obrázek č. 59: Měrné skluzy vzorku č. 4 49
Obrázek č. 60: Měrné teplo nemazaného soukolí vzorku č. 4 49
Obrázek č. 61: Měrné teplo soukolí mazaného plastickým mazivem – vzorek č. 4 50
Obrázek č. 62: Geometrie ozubení vzorku č. 5 50
Obrázek č. 63: Měrné skluzy vzorku č. 5 51
Obrázek č. 64: Měrné teplo nemazaného soukolí vzorku č. 5 52
Obrázek č. 65: Měrné teplo soukolí mazaného plastickým mazivem – vzorek č. 5 52
Obrázek č. 66: Měrné teplo nemazaného soukolí vzorku č. 6 53
Obrázek č. 67: Měrné teplo soukolí mazaného plastickým mazivem – vzorek č. 6 53
Obrázek č. 68: Měrné teplo nemazaného soukolí vzorku č. 7 54
Obrázek č. 69: Měrné teplo soukolí mazaného plastickým mazivem – vzorek č. 7 54
Obrázek č. 70: Porovnání teplot a radiální síly pro jednotlivé vzorky 57
Obrázek č. 71: Porovnání geometrie jednotlivých vzorků 58
Obrázek č. 72: Koncept A – mechanický uzavřený stand 60
Obrázek č. 73: Koncept B – elektrický uzavřený stand 61
Obrázek č. 74: Koncept C – elektrický, uzavřený okruh s řemenovým převodem 62
Obrázek č. 75: Čidlo Burster 8661-5005-V0410 [33] 64
Obrázek č. 76: Koncepční návrh hřídelů testovací převodovky 65
Obrázek č. 77: Diagram ztrát gufera 66
Obrázek č. 78: Analýza sil v testovací převodovce 67
Obrázek č. 79: Rozbor sil v rovině XZ 68
Obrázek č. 80: Rozbor sil v rovině YZ 69
Obrázek č. 81: Průběh ohybového momentu v rovině XZ 70
Obrázek č. 82: Průběh ohybového momentu v rovině YZ 71
Obrázek č. 83: Graf pro určení součinitele tvaru 73
Obrázek č. 84: Diagram pro určení součinitele vrubové citlivosti 74
Obrázek č. 85: Graf pro určení jakosti povrchu 75
Obrázek č. 86: Graf pro určení součinitele velikosti 75

Obrázek č. 87: Pohled na testovací převodovku 78
Obrázek č. 88: Částečný řez testovací převodovkou 78
Obrázek č. 89: Základní rozměry elektromotorů (hnací vlevo, brzdný vpravo) 79
Obrázek č. 90: Rozměry řemenice 82
Obrázek č. 91: Síly působící na předlohový hřídel 82
Obrázek č. 92: Průběh ohybového momentu na předlohovém hřídeli 83
Obrázek č. 93: Rozměry spojky BKL-4,5 85
Obrázek č. 94: Vztah zorného úhlu a výšky instalace 86
Obrázek č. 95: Navržený stand – pohled 1 87
Obrázek č. 96: Navržený stand – pohled 2 87
Obrázek č. 97: Momentová charakteristika brzdného elektromotoru 88
Obrázek č. 98: Blokové schéma zjednodušeného standu 88
Obrázek č. 99: Zobrazení výplně 3D tisku 90
Obrázek č. 100: Celkový pohled na tištěné kolo 1 90
Obrázek č. 101: Pohled na tištěné kolo 2 91
Obrázek č. 102: Časy 3D tisku (zleva velké kolo, malé kolo) 91

Seznam použitých zdrojů

[1] ŠVEC, Vladimír a České vysoké učení technické v Praze. Strojní fakulta. Části a mechanismy strojů: mechanické převody. 1. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1999. ISBN 8001019349;9788001019344;.

[2] SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Brno: VUTIUM, 2010. ISBN 8021426292;9788021426290;.

[3] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření. Šesté vydání. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 9788073611118;8073611112;.

[4] JIŘÍ, Michalec. Pružnost a pevnost 2. ČVUT, 1994. ISBN 8001-0108.

[5] DYNYBYL, Vojtěch. Výkonová metrologie: experimentální podpora vývoje a inovací mechanismů ve strojírenství. Vyd. 1. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2009. ISBN 9788001043257;8001043258;.

[6] RIDER, M.J. Design and Analysis of Mechanisms: A Planar Approach. 2015. ISBN ISBN: 978-1-119-05437-5.

[7] GAUVIN, Raymond, Patrick GIRARD a Henri YELLE. Maximum Surface Temperature of the Thermoplastic Gear in a Non-Lubricated Plastic/Steel Gear Pair [online]. [cit. 2021-5-26]. Dostupné z: https://www.geartechnology.com/issues/0884x/gauvin.pdf

[8] MAO, K., P. LANGLOIS, N. MADHAV, D. GREENWOOD a M. MILLSON. A Comparative Study of Polymer Gears Made of Five Materials [online]. [cit. 2021-5-26]. Dostupné z: https://www.geartechnology.com/issues/1119x/polymer-gears.pdf

[9] WINK, Carlos H. a Nandkishor S. MANTRI. Gear Design Optimalization for Low-Contact Temperature of a High-Speed Non-Lubricated Spur Gear Pair [online]. [cit. 2021-5-26]. Dostupné z: https://www.geartechnology.com/issues/0513x/gear-design-optimization.pdf

[10] AMENDOLA, John, John AMENDOLA III a Robert ERRICHELLO. Calculated Scuffing Risk: Correlating AGMA 925-A03, AGMA 6011-J14 and Original MAAG Gear Predictions [online]. [cit. 2021-5-26]. Dostupné z: https://www.geartechnology.com/issues/0320x/scuffing-risk.pdf

[11] SEIDL, Josef. Perspektivy plastových ozubených převodů [online]. [cit. 2021-5-26]. Dostupné z: https://www.mmspektrum.com/clanek/perspektivy-plastovych-ozubenych-prevodu

[12] BĚHÁLEK, Luboš. Plasty [online]. [cit. 2021-5-26]. Dostupné z: https://publi.cz/books/180/01.html

[13] Types of 3D printers or 3D printing technologies overview [online]. [cit. 2021-5-26]. Dostupné z: http://3dprintingfromscratch.com/common/types-of-3d-printers-or-3d-printing-technologies-overview/

[14] STŘÍTESKÝ, Ondřej. Základy 3D tisku s Josefem Průšou [online]. Prusa Research [cit. 2021-5-26]. Dostupné z: https://www.prusa3d.cz/wp-content/uploads/zaklady-3d-tisku.pdf

[15] Iglidur plastic [online]. [cit. 2021-5-26]. Dostupné z: https://igus.com.co/wp-content/uploads/2020/05/impresion_3d.pdf

[16] POGACNIK, A. a J. TAVCAR. Accelerated Testing and Temperature Calculation of Plastic Gears [online]. [cit. 2021-5-26]. Dostupné z: https://old.kisssoft.ag/english/downloads/pdf/article_kisssoft_vdi_2736_gear_temperature.pdf

[17] Contact ratio and Specific sliding [online]. [cit. 2021-5-26]. Dostupné z: https://www.kggear.co.jp/en/wp-content/themes/bizvektor-global-edition/pdf/1.9_Contact-ratio-and-Specific-sliding_TechnicalData_KGSTOCKGEARS.pdf

[18] Co je to Iglidur? [online]. [cit. 2021-5-26]. Dostupné z: https://www.igus.cz/info/plain-bearings-iglidur-features

[19] Informace o plastových materiálech [online]. [cit. 2021-5-26]. Dostupné z: https://www.plastovesoucastky.cz/cs/materialy

[20] ENSIGNER [online]. [cit. 2021-5-26]. Dostupné z: https://www.ensingerplastics.com/cs-cz/polotovary/vysokovykonne-plasty/peek?gclid=CjwKCAjw47eFBhA9EiwAy8kzNCerv6kVFcMNiYvUC8xhmk5XAEJyy4HAs_amvd15AIEWX6NA-n0BvhoCpT4QAvD_BwE

[21] BLOK, H. The flash temperature concept [online]. [cit. 2021-5-26]. Dostupné z: https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/0043164863902837

[22] MAO, K. A new approach for polymer composite gear design [online]. [cit. 2021-5-26]. Dostupné z: https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0043164806002523

[23] MAO, K., W. LI a C.J. HOOKE. Friction and wear behaviour of acetal and nylon gears [online]. [cit. 2021-5-26]. Dostupné z:https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0043164809001501

[24] GAUVIN, R., D. KOFFI a H. YELLE. Heat Generation in Thermoplastic Spur Gears [online]. [cit. 2021-5-26]. Dostupné z: https://asmedigitalcollection.asme.org/mechanicaldesign/article-abstract/107/1/31/434064/Heat-Generation-in-Thermoplastic-Spur-Gears?redirectedFrom=fulltext

[25] MAO, K., P. LANGLOIS a Z. HU. The wear and thermal mechanical contact behaviour of machine cut polymer gears [online]. [cit. 2021-5-26]. Dostupné z: https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0043164815001143

[26] DINNER, H. Plastic Gears and Tooth Form Aspects [online]. [cit. 2021-5-26]. Dostupné z: https://www.kisssoft.com/en/products/web-demos/web-demos-1/view/plastic-gears-and-tooth-form-aspects-february-23rd-2021

[27] Vstřikování plastů [online]. [cit. 2021-5-26]. Dostupné z: http://www.ksp.tul.cz/cz/kpt/obsah/vyuka/skripta_tkp/sekce_plasty/04.htm#044

[28] Stereolithography [online]. [cit. 2021-5-26]. Dostupné z: http://www.custompartnet.com/wu/stereolithography

[29] Indiamart-plastic form [online]. [cit. 2021-5-26]. Dostupné z: https://www.indiamart.com/proddetail/plastic-gear-injection-mould-22138482455.html

[30] FAGAN, Jim a Ed WILLIAMS. Gear Design: Multipoint Properties are Key to Selecting Thermoplastic Materials [online]. [cit. 2021-5-26]. Dostupné z: https://www.geartechnology.com/articles/1106/Gear_Design:_Multipoint_Properties_are_Key_to_Selecting_Thermoplastic_Materials/

[31] Continental - synchroflex belt [online]. [cit. 2021-5-26]. Dostupné z: https://www.continental-industry.com/en/solutions/power-transmission/industrial-applications/drive-belts/synchronous-belts/products/product-range/conti-synchroflex

[32] R+W couplings [online]. [cit. 2021-5-26]. Dostupné z: https://www.rw-couplings.com/

[33] Burster [online]. [cit. 2021-5-26]. Dostupné z: https://www.burster.com/en/

[34] Siemens catalog [online]. [cit. 2021-5-26]. Dostupné z: https://mall.industry.siemens.com/goos/WelcomePage.aspx?regionUrl=/cz&language=cs

[35] Verein deutscher Ingenieure. VDI 2545 Zahnräder aus thermoplastischen Kunststoffen. 1996.

[36] Verein deutscher Ingenieure. VDI 2736 Thermoplastische Zahnräder. 2016.

[37] The British Standard institution. BSI 6168 Specification for Non-metallic spur gears. 1987.

[38] American Gear Manufacturers Association. AGMA 920 Materials for Plastic Gears. 2015.

[39] Deutsches Institut für Normung. DIN 7721 Synchronriementriebe, metrische Teilung; Zahnlückenprofil für Synchronscheiben. 1989.

[40] Ozubená kola [online]. [cit. 2021-5-27]. Dostupné z: https://kke.zcu.cz/export/sites/kke/about/projekty/enazp/projekty/02_Silnicni-vozidla_4-6/5_MMP/004_Ozubena-kola---Klapka---P1.pdf

[41] KissSoft manual [online]. [cit. 2021-5-27]. Dostupné z: https://www.kisssoft.com/en/products/technical-description/brochures/kisssoft-release-2020-user-manual

[42] SIDDHARTHA, Akant Kumar SINGH a Prashant Kumar SINGH. Polymer spur gears behaviors under different loading conditions [online]. [cit. 2021-5-27]. Dostupné z: https://journals.sagepub.com/doi/abs/10.1177/1350650117711595

[43] FDM [online]. [cit. 2021-5-27]. Dostupné z: https://www.manufacturingguide.com/en/fused-deposition-modeling-fdm

[44] Michaelis K. (2014) Gear Oil Tests. In: Mang T. (eds) Encyclopedia of Lubricants and Lubrication. Springer, Berlin, Heidelberg. https://doi.org/10.1007/978-3-642-22647-2_70

[45] SKF katalog [online]. [cit. 2021-5-27]. Dostupné z: https://www.skf.com/group/products/industrial-seals/power-transmission-seals/radial-shaft-seals/technical-specification

[46] Bolzano, vlastnosti oceli [online]. [cit. 2021-5-27]. Dostupné z: https://bbolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/oceli-k-zuslechtovani-podle-en-10083-1/prehled-vlastnosti-oceli-c45

[47] FLIR [online]. [cit. 2021-5-27]. Dostupné z: https://www.flir.com/products/a310/