



**FAKULTA
ŠROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

Redesign dvoustupňové čelní převodovky

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2023

Ondřej NOVÁK

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD ŠROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bez oboru

Vedoucí práce: Ing. Karel Petr, Ph.D.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Novák** Jméno: **Ondřej** Osobní číslo: **498944**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Redesign dvoustupňové čelní převodovky

Název bakalářské práce anglicky:

Redesign of The Two-speed Spur Gearbox

Pokyny pro vypracování:

Cílem bakalářské práce je redesign dvoustupňové čelní převodovky. Cílem redesignu je snížení hmotnosti, návrh konstrukčních úprav, metod zvýšení únosnosti apod. vycházejících z parametrů u zadané převodovky. Je nutné aby student dodržel zástavbové a přípojné rozměry. Student provede přepočty ozubení, ložisek, hřídelí apod. a následně v CAD systému provede potřebné úpravy. Student vlastně provede komplexní optimalizaci převodovky s ohledem na současný trend a výrobní možnosti. Součástí práce bude částečná výkresová dokumentace. Vybrané výkresy budou tištěné pro možnosti diskuze během obhajoby.

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] FREDERICK E. GIESECKE. Technical Drawing with Engineering Graphics. 2014. Pearson New International Edition. ISBN 13: 9781292026183.
- [4] Petr, K. STROJÍRENSKÉ KONSTRUOVÁNÍ – Tvorba výkresové dokumentace dle ISO norem. Praha: ČVUT v Praze (skripta), 08/2020. ISBN 978-80-01-06715-4.
- [5] Katalog výrobců.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

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

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

Datum zadání bakalářské práce: **11.04.2023** Termín odevzdání bakalářské práce: **05.08.2023**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

Ing. Karel Petr, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

Ing. František Lopot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Redesign dvoustupňové čelní převodovky“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Karla Petra, Ph.D. s použitím uvedené literatury v seznamu na konci bakalářské práce.

V Praze dne

.....

Ondřej Novák

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu své bakalářské práce Ing. Karlovi Petrovi, Ph.D. za odborné rady, vedení a hlavně trpělivost, se kterou se mi věnoval při konzultacích ohledně této bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat všem kantorům za cenné znalosti, připomínky a zkušenosti, které mi během celého bakalářského studia přenechali. V neposlední řadě patří obrovský dík mé rodině a přátelům, kteří mi pomohli ustát všechny strasti i se studiem spojené.

Anotační list

Jméno autora:	Ondřej Novák
Název bakalářské práce:	Redesign dvoustupňové čelní převodovky
Anglický název:	Redesign of the Two-speed Spur Gearbox
Rok:	2023
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojího inženýrství
Obor studia:	2301R000 bez oboru
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí bakalářské práce:	Ing. Karel Petr, Ph.D.
Bibliografické údaje:	Počet stran: 73 Počet obrázků: 41 Počet tabulek: 30 Počet příloh: 13
Klíčová slova:	Převodovka, ozubené kolo, redesign, převodová skříň, ložiska, hřídelová těsnění, spojky
Keywords:	Gearbox, gear, redesign, bearings, shaft seals, couplings
Anotace:	Bakalářská práce se zabývá redesignem dvoustupňové čelní převodovky. V rešerši jsou zpracovány základní teoretické znalosti o ozubených kolech a převodovkách. V praktické části je uveden koncepční návrh a redesign převodovky. Návrh doprovází návrhové a kontrolní výpočty jednotlivých prvků, výběr jednotlivých komponent a sestavení 3D modelu a výkresové dokumentace
Abstract:	The bachelor's thesis deals with redesign of a two-speed spur gearbox. Basic theoretical knowledge about gears and gearboxes is processed in the research. The practical part presents the conceptual design and redesign of the gearbox. The design is accompanied by calculations of individual elements, the selection of components and the construction of a 3D model and technical drawings.

Obsah

Seznam zkratk a symbolů	1
1. Úvod	9
2. Ozubené kolo	10
2.1 Použití ozubených kol	10
2.2 Rozdělení ozubených kol	10
2.2.1 Dělení podle vzájemné polohy os	11
2.2.2 Dělení podle typu kola a průběhu zubů	11
2.2.3 Dělení podle kinetických poměrů	13
2.3 Požadavky na ozubená kola	13
2.3.1 Profily boku zubu	13
2.4 Modul ozubených kol	14
3. Převodovka	15
3.1 Rozdělení převodovek	15
3.1.1 Rozdělení podle kinetiky pohybu	16
3.1.2 Rozdělení podle funkce	17
3.1.3 Rozdělení podle přenosu energie	17
3.1.4 Rozdělení podle převodového poměru	19
3.1.5 Rozdělení podle převodového mechanismu	20
3.1.6 Rozdělení podle konstrukce skříně	21
4. Návrh převodovky	22
4.1 Zadané parametry	22
4.2 Vstupní výpočty	23
4.3 Ozubená kola	24
4.3.1 Výpočet počtů zubů a modulů	24
4.3.2 Materiál ozubených kol	26
4.3.3 Volba parametrů profilu nástroje a zubu	29
4.3.4 Rozměry ozubených kol	29
4.3.5 Kontrola ozubených kol	31
4.4 Doplnění vstupních výpočtů	32
4.5 Volba těsných per a hřídelových spojek	33
4.5.1 Výpočet hřídelových spojek	33
4.5.1.1 Hřídelová spojka na vstupu	33
4.5.1.2 Hřídelová spojka na výstupu	34
4.5.2 Výpočet těsných per	34
4.6 Sílové poměry v ozubení a reakce na hřídelích	35

4.6.1	Silové poměry v ozubení	35
4.6.2	Reakce na vstupní hřídeli	36
4.6.3	Reakce na předlohové hřídeli.....	38
4.6.4	Reakce na výstupní hřídeli	40
4.7	Volba ložisek	41
4.7.1	Ložiska na vstupní hřídeli	41
4.7.2	Ložiska na předlohové hřídeli	42
4.7.3	Ložiska na výstupní hřídeli	42
4.7.4	Zhodnocení návrhu ložisek.....	42
4.8	Kontrola hřídelí.....	43
4.8.1	Pevnostní kontrola	43
4.8.1.1	Pevnostní kontrola – statická bezpečnost	44
4.8.1.2	Pevnostní kontrola – dynamická bezpečnost.....	45
4.8.2	Deformační kontrola	46
4.8.2.1	Deformační kontrola – Kontrola torzní tuhosti	46
4.8.2.2	Deformační kontrola – Kontrola ohybové tuhosti	47
4.8.3	Kontrola vstupní hřídele.....	48
4.8.4	Kontrola předlohové hřídele	50
4.8.5	Kontrola výstupní hřídele.....	53
4.8.6	Zhodnocení kontroly	55
4.9	Konstrukční provedení převodovky.....	55
4.10	Porovnání oproti původní převodovce.....	59
5.	Závěr.....	60
	Citovaná literatura	61
	Seznam obrázků	64
	Seznam tabulek	65
	Seznam příloh.....	66

Seznam zkratk a symbolů

Značka	Název	Jednotka
$a_{t_{12}} = a_{t_{w_{12}}}$	Osová vzdálenost mezi vstupní a předlohou hřídelí	[mm]
$a_{t_{34}} = a_{t_{w_{34}}}$	Osová vzdálenost mezi předlohou a výstupní hřídelí	[mm]
$a_{t_{w_{14}}}$	Osová vzdálenost mezi vstupní a výstupní hřídelí	[mm]
b	Šířka pera	[mm]
b_k	Šířka ozubeného kola	[mm]
$\frac{b_{WF}}{m_n}$	Součinitel poměrné šířky ozubení	[-]
c_a	Jednotková hlavová vůle	[mm]
$d_1 = d_I$	Minimální průměr vstupní hřídele	[mm]
$d_2 = d_{II}$	Minimální průměr předlohou hřídele	[mm]
$d_3 = d_{III}$	Minimální průměr výstupní hřídele	[mm]
d	Průměr hřídele	[mm]
d	Roztečný průměr ozubeného kola	[mm]
d_a	Hlavový průměr ozubeného kola	[mm]
d_f	Patní průměr ozubeného kola	[mm]
d_w	Průměr valivé kružnice ozubeného kola	[mm]
f_p	Pomocný součinitel pro kalená ozubená kola	[-]
h_{a_0}	Výška hlavy nástroje	[mm]
h_{f_0}	Výška paty nástroje	[mm]
h	Výška pera	[mm]
i_c	Celkový převodový poměr	[-]
$i_{1,2}$	Převodový poměr soukolí 1,2	[-]
$i_{3,4}$	Převodový poměr soukolí 3,4	[-]
$i'_{1,2}$	Skutečný převodový poměr soukolí 1,2	[-]
$i'_{3,4}$	Skutečný převodový poměr soukolí 3,4	[-]
i'_c	Skutečný celkový převodový poměr	[-]
k	Provozní (bezpečnostní) koeficient spojky	[-]
k_s	Součinitel statické bezpečnosti	[-]

k_{σ_0}	Součinitel statické bezpečnosti v ohybu	[-]
$k_{\sigma_{t,d}}$	Součinitel statické bezpečnosti v tahu/tlaku	[-]
k_{τ_k}	Součinitel statické bezpečnosti v krutu	[-]
k_{τ_s}	Součinitel statické bezpečnosti ve smyku	[-]
k_d	Součinitel dynamické bezpečnosti	[-]
$k_{\sigma_{0,d}}$	Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu	[-]
$k_{\sigma_{t,d,d}}$	Součinitel dynamické bezpečnosti v tahu/tlaku	[-]
$k_{\tau_{k,d}}$	Součinitel dynamické bezpečnosti v krutu	[-]
$k_{\tau_{s,d}}$	Součinitel dynamické bezpečnosti ve stříhu	[-]
l	Celková délka pera	[mm]
l_a	Funkční délka pera	[mm]
l	Délka hřídele	[mm]
l	Délka vzdálenosti podpor	[mm]
$m_{n_{1,2}}$	Modul ozubení u soukolí 1,2	[mm]
$m_{n_{3,4}}$	Modul ozubení u soukolí 3,4	[mm]
n_m	Otáčky motoru	[ot./min]
$n_1 = n_I$	Otáčky vstupní hřídele	[ot./min]
$n_2 = n_{II}$	Otáčky předloňové hřídele	[ot./min]
$n_3 = n_{III}$	Otáčky výstupní hřídele	[ot./min]
p_D	Dovolený tlak na pero	[N/mm ²]
q	Vrubová citlivost	[-]
r_{a_0}	Poloměr zaoblení hlavy nástroje	[mm]
x	Jednotkové posunutí	[mm]
$\sum x$	Součet jednotkových posunutí	[mm]
$y_{D_{MAX}}$	Maximální dovolený průhyb mezi ložisky	[mm]
y_{D_K}	Maximální dovolený průhyb pod ozubenými koly	[mm]
z_1	Počet zubů pastorku 1	[-]
z_2	Počet zubů kola 2	[-]

Z_3	Počet zubů pastorku 3	[-]
Z_4	Počet zubů kola 4	[-]
A	Průřez hřídele	[mm ²]
C	Základní dynamická únosnost ložiska	[kN]
C_0	Základní statická únosnost ložiska	[kN]
E	Youngův modul pružnosti v tahu	[N/mm ²]
F_T	Tečná složka síly v ozubení	[N]
F_R	Radiální složka síly v ozubení	[N]
F_A	Axiální složka síly v ozubení	[N]
G	Modul pružnosti ve smyku	[N/mm ²]
I_P	Polární moment průřezu	[mm ⁴]
J_Z	Kvadratický moment průřezu	[mm ⁴]
K_F	Součinitel přidavných zatížení	[-]
K_A	Součinitel vnějších dynamických sil	[-]
$K_{H\beta}$	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce	[-]
L_h	Trvanlivost ložiska	[hod]
$M_{K_1} = M_{K_I}$	Kroutící moment na vstupní hřídeli	[Nm]
$M_{K_2} = M_{K_{II}}$	Kroutící moment na předlokové hřídeli	[Nm]
$M_{K_3} = M_{K_{III}}$	Kroutící moment na výstupní hřídeli	[Nm]
M_S	Jmenovitý moment spojky	[Nm]

$M_{O_{xz}}$	Ohybový moment v rovině xz	[Nm]
$M_{O_{xy}}$	Ohybový moment v rovině xy	[Nm]
M_O	Ohybový moment	[Nm]
P_M	Výkon motoru	[kW]
$P_1 = P_I$	Výkon na vstupní hřídeli	[kW]
$P_2 = P_{II}$	Výkon na předlohové hřídeli	[kW]
$P_3 = P_{III}$	Výkon na výstupní hřídeli	[kW]
R_1	Vzdálenost podpory A od pastorku 1	[mm]
R_2	Vzdálenost podpory B od pastorku 1	[mm]
R_3	Vzdálenost podpory C od pastorku 3	[mm]
R_4	Vzdálenost pastorku 3 od kola 2	[mm]
R_5	Vzdálenost podpory D od kola 2	[mm]
R_6	Vzdálenost podpory E od kola 4	[mm]
R_7	Vzdálenost podpory F od kola 4	[mm]
R_{Ay}	Reakce v podpoře A ve směru y	[N]
R_{Az}	Reakce v podpoře A ve směru z	[N]
R_{Bx}	Reakce v podpoře B ve směru x	[N]
R_{By}	Reakce v podpoře B ve směru y	[N]
R_{Bz}	Reakce v podpoře B ve směru z	[N]
R_{Cy}	Reakce v podpoře C ve směru y	[N]

R_{Cz}	Reakce v podpoře C ve směru z	[N]
R_{Dx}	Reakce v podpoře D ve směru x	[N]
R_{Dy}	Reakce v podpoře D ve směru y	[N]
R_{Dz}	Reakce v podpoře D ve směru z	[N]
R_{Ey}	Reakce v podpoře E ve směru y	[N]
R_{Ez}	Reakce v podpoře E ve směru z	[N]
R_{Fx}	Reakce v podpoře F ve směru x	[N]
R_{Fy}	Reakce v podpoře F ve směru y	[N]
R_{Fz}	Reakce v podpoře F ve směru z	[N]
R_{AR}	Přepočítaná reakce v podpoře A do radiálního směru	[N]
R_{AA}	Přepočítaná reakce v podpoře A do axiálního směru	[N]
R_{BR}	Přepočítaná reakce v podpoře B do radiálního směru	[N]
R_{BA}	Přepočítaná reakce v podpoře B do axiálního směru	[N]
R_{CR}	Přepočítaná reakce v podpoře C do radiálního směru	[N]
R_{CA}	Přepočítaná reakce v podpoře C do axiálního směru	[N]
R_{DR}	Přepočítaná reakce v podpoře D do radiálního směru	[N]
R_{DA}	Přepočítaná reakce v podpoře D do axiálního směru	[N]
R_{ER}	Přepočítaná reakce v podpoře E do radiálního směru	[N]
R_{EA}	Přepočítaná reakce v podpoře E do axiálního směru	[N]
R_{FR}	Přepočítaná reakce v podpoře F do radiálního směru	[N]

R_{FA}	Přepočítaná reakce v podpoře F do axiálního směru	[N]
R_{e_o}	Mez kluzu v ohybu	[N/mm ²]
R_e	Mez kluzu v tahu	[N/mm ²]
R_{e_k}	Mez kluzu v krutu	[N/mm ²]
R_{e_s}	Mez kluzu ve stříhu	[N/mm ²]
R_m	Mez pevnosti v tahu	[N/mm ²]
S_F	Koeficient bezpečnosti na únavu v ohybu	[-]
S_H	Koeficient bezpečnosti na únavu v dotyku	[-]
T	Šířka ložiska	[mm]
W_O	Průřezový modul v ohybu	[mm ³]
W_K	Průřezový modul v krutu	[mm ³]
α	Úhel profilu nástroje	[°]
α	Součinitel tvaru	[-]
α_{n_w}	Valivý úhel záběru v normálové rovině	[°]
α_{t_w}	Valivý úhel záběru v čelní rovině	[°]
β	Úhel sklonu zubů	[°]
β_w	Valivý úhel sklonu zubů	[°]
β	Součinitel vrubu	[-]
β_o^*	Celkový tvarový součinitel v ohybu	[-]
$\beta_{t,d}^*$	Celkový tvarový součinitel v tahu/tlaku	[-]

β_k^*	Celkový tvarový součinitel v krutu	[-]
β_s^*	Celkový tvarový součinitel ve stříhu	[-]
δ	Odchylka od zadaného převodového poměru	[%]
ε_v	Součinitel velikosti	[-]
$\eta_{12} = \eta_{34}$	Účinnost čelního ozubeného převodu	[%]
η_p	Součinitel povrchu	[-]
ϑ	Úhel nakroucení na jednotku délky	[°/m]
σ_{FP}	Povolené napětí v ohybu	[N/mm ²]
σ_{Flimb}	Mez únavy v ohybu	[N/mm ²]
σ_{Hlimb}	Mez únavy v dotyku	[N/mm ²]
σ_o	Napětí v ohybu	[N/mm ²]
$\sigma_{t,d}$	Napětí v tahu/tlaku	[N/mm ²]
σ_{red}	Redukované napětí	[N/mm ²]
σ_{C_o}	Mez únavy v ohybu	[N/mm ²]
$\sigma_{C_{t,d}}$	Mez únavy v tahu/tlaku	[N/mm ²]
σ_A	Amplitudové napětí	[N/mm ²]
σ_M	Střední napětí	[N/mm ²]
τ_{DI}	Dovolené napětí v krutu vstupní hřídele	[N/mm ²]
τ_{DII}	Dovolené napětí v krutu předlokové hřídele	[N/mm ²]
τ_{DIII}	Dovolené napětí v krutu výstupní hřídele	[N/mm ²]

τ_D	Dovolené napětí ve smyku	[N/mm ²]
τ_K	Napětí v krutu	[N/mm ²]
τ_S	Napětí ve smyku	[N/mm ²]
τ_A	Amplitudové napětí	[N/mm ²]
τ_M	Střední napětí	[N/mm ²]
φ	Úhel nakroucení	[°]
φ_{DK}	Úhel natočení pod ozubenými koly	[°]
φ_{DL}	Úhel natočení mezi ložisky	[°]

1. Úvod

Tato bakalářská práce se zaměřuje na redesign starší převodovky od firmy Československé závody naftových motorů, n.p. Praha, která se dříve používala jako převodovka tramvajové soupravy. Převodovka slouží k převodu kroutícího momentu mezi hnacím strojem, v tomto případě elektromotorem, a hnaným strojem, v tomto případě nápravou tramvajové soupravy.

Cílem redesignu je snížení hmotnosti, navržení konstrukčních úprav a komplexní optimalizace převodovky. Převodovka musí splňovat maximální rozměry, přípojně rozměry a osovou vzdálenost mezi jednotlivými hřídelemi. Další specifikace převodovky budou nově navrženy a pevnostně zkontrolovány tak, aby převodovka dokázala přenést zadaný výkon. Dalším cílem práce je zpracovat rešerši na ozubená kola, tj. jejich materiály, použití, dělení a požadavky, a na převodovky, tj. jejich dělení, konstrukce a použití.

Prvním krokem samotného redesignu je zpracování vstupních výpočtů, tedy určení převodových poměrů, minimálních průměrů hřídelí a stanovení kroutících momentů, výkonů a otáček na jednotlivých hřídelích. Dalším bodem je navržení ozubených kol, jejich parametrů, materiálů a způsob jejich spojení s hřídelemi. Poté je nutné spočítat zatěžovací spektrum, podle kterého se následně navrhnou ložiska a kontrolují hřídele. V závěru práce bude stanoveno konstrukční provedení převodovky, tzn. provedení hřídelí a ozubených kol, skříně převodovky, víček a těsnění.

2. Ozubené kolo

Disk, který má po vnějším obvodu tvarově definované ozubení, se nazývá ozubené kolo. Ozubená kola tvoří ozubené soukolí tehdy, když ozubení jednoho ozubeného kola zapadne do druhého kola se stejným ozubením. Díky tomuto spojení se mezi hřídelemi nebo jinými otočnými součástmi stroje přenáší mechanická energie a točivý moment. Ozubené kolo tvoří jednu ze základních součástí strojů a používá se přednostně u převodů se stálým převodovým poměrem a s minimální osovou vzdáleností hřídelů. Materiály pro výrobu ozubených kol jsou především oceli (Obr. 1), u kterých je následně možné provést chemicko-tepelné zpracování, nejčastěji cementace, nitridace nebo povrchové kalení. Dále jsou ozubená kola vyráběna z plastů (Obr. 2), a tato se používají pro jednoduché převody, např. ve hračkách. Šedá litina (Obr. 3) nebo barevné kovy jako jsou měď, mosaz (Obr. 4) nebo bronz jsou dalšími možnými materiály. [2][4][7]



2.1 Použití ozubených kol

Ozubená kola mají široké využití při přenosu momentu síly a mohou být použita pro změnu osy či směru otáčení. Díky ozubeným hřebenům mohou ozubená kola měnit kinetiku pohybu z rotačního na přímočarý. Převod pomocí ozubených kol je buď jednoduchý nebo složený. Jednoduchý převod se skládá ze dvou kol, obvykle pastorku (malého ozubeného kola) a velkého ozubeného kola. Tato dvě kola, která spolu zabírají, tvoří jednoduché soukolí. V případě složeného převodu je v záběru více dvojic ozubených kol. Tento typ převodu se nazývá složené soukolí. [2][7]

2.2 Rozdělení ozubených kol

Existují různá kritéria, podle kterých se ozubená kola rozdělují. Mezi základní dělení patří dělení podle vzájemné polohy os, podle typu kola a průběhu zubů nebo dělení podle kinetických poměrů. [2][7]

2.2.1 Dělení podle vzájemné polohy os

Rovnoběžné osy

Soukolí s vzájemně rovnoběžnými osami hřídelů se nazývá čelní soukolí. Toto soukolí se dá dále dělit na dvě kategorie – soukolí s vnitřním ozubením (Obr. 5) a soukolí s vnějším ozubením (Obr. 5). U soukolí s vnitřním ozubením mají spolu zabírající kola stejný smysl otáčení, zatímco u soukolí s vnějším ozubením mají spolu zabírající kola opačný smysl otáčení.

Různoběžné osy

Soukolí s různoběžnými osami se zpravidla vyskytuje u soukolí s kuželovým ozubením (Obr. 5), kde úhel mezi osami hřídelů je 90° , ale může se vyskytnout i jiný úhel.

Mimoběžné osy

Do této kategorie patří šroubová soukolí (Obr. 5), šneková soukolí (Obr. 5) a hypoidní soukolí (Obr. 5). Tyto typy ozubených soukolí mají osy hřídelů umístěné mimo vzájemné souvislosti a jsou často používány pro speciální aplikace.

					
Čelní soukolí s rovnoběžnými osami a vnějším přímým ozubením	Čelní soukolí s rovnoběžnými osami a vnitřním přímým ozubením	Kuželové soukolí s různoběžnými osami a vnějším přímým ozubením	Šroubové soukolí s mimoběžnými osami a vnějším šikmým ozubením	Šnekové soukolí s mimoběžnými osami a vnějším šnekovým ozubením	Hypoidní ozubení s mimoběžnými osami a vnějším hypoidním ozubením

Obr. 5.: Znázornění vzájemné polohy os [7]

2.2.2 Dělení podle typu kola a průběhu zubů

Čelní ozubená kola

- S přímými zuby (Obr. 6) – Jsou nejčastěji používaným typem ozubených kol, která jsou výhodná pro přenos parametrů mezi rovnoběžnými osami hřídelů. V ozubení nevznikají žádné axiální síly. Mohou být vnější i vnitřní.
- Se šikmými zuby (Obr. 6) – Šikmé zuby mají plynulejší, delší záběr a mohou mít menší počet zubů, ale v ozubení vznikají axiální síly, které je nutné zohlednit při výpočtu ložisek. Pokud se použijí ozubená kola se šikmými zuby, musí mít jedno kolo kladný a druhé záporný úhel sklonu zubu.
- Se šípovými zuby (Obr. 6) – Šípové zuby jsou složeny ze dvou šikmých ozubení (levého a pravého). Díky symetrii těchto ozubení zanikají axiální síly, a přesto výhody šikmého ozubení zůstávají.

- Jiné typy zubů – Existují také další speciální typy ozubených kol, např. šikmé Wildhaber-Novikové zuby (Obr. 6), které mají kruhový profil zubu a používají se pro převody velkých výkonů.

Kuželová kola

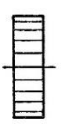
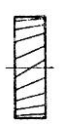
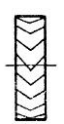
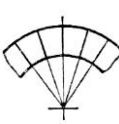
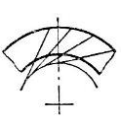


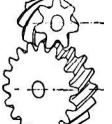
- S přímými zuby (Obr. 6) – Tato kuželová kola se nejčastěji nachází v převodovkách s různoběžnými osami hřídelů, které mají úhel 90° .
- Se šikmými a šípovými zuby (Obr. 6) – Kuželová kola se šikmými a šípovými zuby jsou konstrukčně i výrobně složitější než přímé ozubení. Mají ale lepší provozní vlastnosti a lépe se přizpůsobují deformacím hřídelů. Tyto typy se vyrábějí pouze v případech, kdy jsou rozměry kola větší než dovoluje geometrie výrobních strojů.
- Jiné typy zubů – Existují také zakřivené zuby, které mají lepší tlumení vibrací, chvění a hluku při provozu. Tyto zuby jsou vhodné pro aplikace a zařízení, kde je nutné sledovat a minimalizovat tyto parametry.

Šroubové soukolí (Obr. 6)

- Ozubené soukolí určeno pro přenos parametrů mezi mimoběžnými osami hřídelů.
- Při otáčení vzniká šroubový pohyb, což je způsobeno tím, že jsou kola částmi rotačních hyperboloidů.
- Pokud je jedno kolo střídavě hnací i hnané, volí se pro obě kola stejný úhel vyklopení. To zajišťuje správné fungování soukolí a umožňuje přenos mezi oběma koly bez problémů.

Šnekové soukolí

- Ozubené soukolí určeno pro přenos parametrů mezi mimoběžnými osami hřídelů s úhlem 90° mezi hřídelemi.
- Tento typ soukolí je často používán pro dosažení velkých převodových poměrů, což znamená, že umožňuje velký rozdíl mezi otáčkami hnacího a hnaného kola. Nevýhodou je nižší účinnost než u čelních nebo kuželových soukolí.
- Šnek soukolí může mít různá provedení, včetně pravého a levého stoupání, podle počtu chodů, a také podle profilu zubu. Každé z těchto provedení má své vlastní výhody a použití v závislosti na konkrétních aplikacích.

							
Čelní kolo s přímým ozubením	Čelní kolo s šikmým ozubením	Čelní kolo s šípovým ozubením	Kuželové kolo s přímým ozubením	Kuželové kolo s šikmým ozubením	Kuželové kolo s šípovým ozubením	Wildhaber-Novikovo ozubení	Šroubové soukolí

Obr. 6.: Znárodnění typů kol a průběhu zubů [7]

Každý typ ozubených kol má své vlastní výhody a nevýhody a je důležité vybírat ten správný typ v závislosti na konkrétní aplikaci a požadavcích na přenos síly. [2][7]

2.2.3 Dělení podle kinetických poměrů

Valivá soukolí

Valivá soukolí jsou nejběžnějším způsobem konstrukce ozubených kol. Při použití valivého soukolí jsou zuby navrženy tak, aby se vzájemně dotýkaly a valily po sobě, což zajišťuje plynulý přenos jednotlivých parametrů. Tento způsob má nejnižší výrobní náklady a je jednoduchý na výrobu. Valivá soukolí jsou velmi rozšířena a používají se v mnoha aplikacích, od spotřební elektroniky až po průmyslové stroje. [2][7]

Šroubová soukolí

Šroubová soukolí jsou používána u ozubených kol s mimoběžnými osami hřídelů, jako jsou šroubová a šneková soukolí. Při rotačním pohybu těchto ozubených kol vzniká šroubový pohyb, kdy se jedno kolo pohybuje podél šroubovice vzhledem k druhému kolu. Díky tomuto pohybu jsou vhodné pro řadu strojních a technických systémů. [2][7]

2.3 Požadavky na ozubená kola

Hlavním cílem je zajistit, aby ozubená kola rovnoměrně přenášela otáčky mezi hnacím a hnaným kolem. Dalším důležitým požadavkem je minimalizovat ztráty vznikající při třením a minimalizovat rozměry ozubených kol, aniž by to ovlivnilo jejich vstupní parametry. Poté je příhodné minimalizovat vůli v ozubeném převodu, což pomůže snížit rázy a hluk při provozu. Toho lze dosáhnout vhodným designem geometrie profilu boku zubu. [2][7]

2.3.1 Profily boku zubu

Existuje několik typů profilů boku zubu, které se běžně používají. Patří mezi ně evolventní, cykloidní, žebrový, hypoidní a asymetrický profil boku zubu. Kromě toho existuje další možnost, a to je kruhový oblouk používaný u Wildhaber-Novikova ozubení. [2][7]

- Evolventní profil je nejčastěji používaný profil, kdy se po sobě zuby odvalují po evolventní křivce. Tato křivka je vytvořena bodem na přímce, která se odvaluje po nehybné základní kružnici.
- Cykloidní profil je dražší varianta, kde se po sobě zuby odvalují po cykloidní křivce. Tato křivka vzniká pohybem bodu, který je pevně spojený s kružnicí, jež se odvaluje po přímce.
- Žebrový profil je zastaralý způsob, který se dříve používal zejména na mlýnech.

- Hypoidní profil se používá u kuželových soukolí s mimoběžnými osami. Výhodou tohoto profilu je větší dosažitelný převodový poměr a možnost oboustranného uložení kol.
- Asymetrický profil je speciální typ evolventního ozubení, kde protější boky profilu zubu vycházejí z různých evolventních křivek. Profil zubu není symetrický k vlastní ose a míra asymetrie se vyjadřuje stupněm asymetrie. Toto ozubení je široce používáno v leteckém průmyslu, zejména u ozubených převodů s jedním směrem otáčení.

2.4 Modul ozubených kol

Modul je jeden ze základních katalogových údajů u ozubených kol. Určuje se jím hrubost ozubení, a tedy hlavně velikost ozubeného kola. Jedná se o poměr průměru roztečné kružnice a počtu zubů ozubeného kola. V určitém převodu musí mít ozubená kola stejný modul. Modul se vybírá podle výkonu, který musí být dané kolo schopno přenést, čím větší modul, tím větší výkon, ale zároveň s větším modulem přichází větší nepřesnosti ozubeného kola. Protože modulem je určen nástroj na výrobu, jsou velikosti modulu normované podle normy ČSN 01 4608. [2][7]

3. Převodovka

Převodovka (Převodová skříň) je mechanické zařízení, které umožňuje převod energie mezi hnacím a hnaným strojem neboli zařízením, které mění silové i kinetické parametry přenášené energie (Obr. 7). Obvykle mění kroutící moment a otáčky rotačního pohybu. Převodovka se typicky skládá ze skříně a převodového mechanismu. Hlavními součástmi převodového mechanismu jsou ozubená kola, která jsou umístěna na hřídelích, obvykle pomocí těsných per, dále ložiska, těsnění, spojovací materiál a další komponenty. Převodovky jsou často používány v transportní technice, zejména v automobilovém průmyslu. [1][8]



Obr. 7.: Převodovka [13]

3.1 Rozdělení převodovek

Převodovky mohou být rozděleny podle různých kritérií, jako je kinetika pohybu, funkce, způsob přenosu energie, převodový poměr, mechanismus převodu nebo konstrukce skříně. [1][8]

3.1.1 Rozdělení podle kinetiky pohybu

Rotační pohyb na rotační pohyb

V tomto typu převodovky se vstupní energie přenáší pomocí rotačního pohybu hřídele, stejně jako výstupní energie, která je také přenášena pomocí rotačního pohybu hřídele, avšak s odlišnými vlastnostmi (jiný krouticí moment a otáčky, jiný směr otáčení). Tento typ převodu je zajišťován např. klasickou dvojicí ozubených kol (Obr. 8). [1][8]



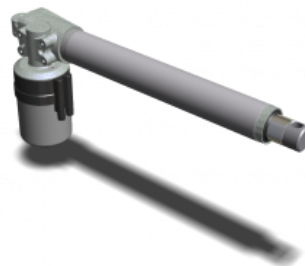
Obr. 8.: Kinetika rotační pohyb na rotační pohyb [14]

Rotační pohyb na lineární pohyb

V tomto případě se vstupní energie do převodovky přenáší pomocí rotačního pohybu hřídele, ale výstupní energie se přenáší formou lineárního pohybu (posuvu). Tato funkce je dosažena použitím např. pohybového šroubu (Obr. 9) nebo aktuátoru (Obr. 10), což je polohovací systém, jímž lze nahradit hydraulický či pneumatický systém. Další možností je využití ozubeného hřebene (Obr. 11), který také přenáší rotační pohyb na lineární. [1][8]



Obr. 9.: Pohon pomocí pohybového šroubu [15]



Obr. 10.: Aktuátor [16]



Obr. 11.: Ozubený hřeben [24]

Lineární pohyb na lineární pohyb

V tomto typu převodovky se vstupní i výstupní energie přenáší pomocí lineárního pohybu (posuvu). Tého transformace se využívá např. při konstrukci robotů nebo průmyslových strojů. [1][8]

Rotační pohyb na periodický pohyb

U tohoto typu kinematiky v převodovce se vstupní energie přenáší pomocí rotačního pohybu a výstupní energie je přenášena pomocí periodického pohybu, například oscilací nebo opakovaným posuvem. Tohoto principu se využívá např. v klikových mechanismech, což je nejběžnější způsob, nebo např. v excentrických mechanismech. Jako aplikace je možné uvést např. čerpadla, pístové stroje, kolovrátky atd. [1][8]

3.1.2 Rozdělení podle funkce

Lineární

Výstupní hřídel převodovky má vždy lineární závislost na charakteristice vstupní hřídele, například na úhlu natočení hřídele. [1][8]

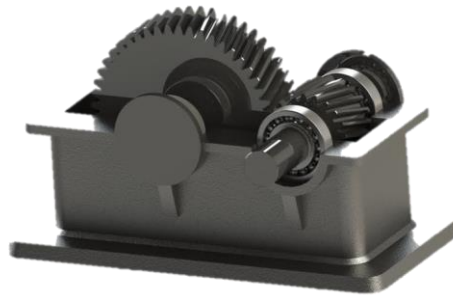
Nelineární

Nelineární převodovky slouží k přenosu pohybu nebo energie tak, aby byl výstupní pohyb neúměrný vstupnímu. To znamená, že převodový poměr se mění v závislosti na pohybu nebo síle na vstupu. Vstupní pohyb může být spojitý nelineární nebo nespojitý nelineární. Mezi příklady patří klikový mechanismus. [1][8]

3.1.3 Rozdělení podle přenosu energie

Obousměrné

Obousměrné převodovky jsou schopny přenášet pohyb v obou směrech. To znamená, že vstup a výstup převodovky lze bez problému zaměnit. Tohoto principu se využívá v jednoduchých soukolích (Obr. 12) nebo u zdvihacích mechanismů, kde je potřeba měnit směr pohybu. [1][8]



Obr. 12.: Obousměrná jednostupňová převodovka [23]

Jednosměrné

Jednosměrné převodovky umožňují pohyb pouze v jednom směru. To znamená, že pohyb je přenosný pouze ze vstupu na výstup, ale opačný směr je blokován. Tohoto principu se využívá nejčastěji u vícestupňových převodovek (Obr. 13). [1][8]



Obr. 13.: Jednosměrná třístupňová převodovka [21]

Samosvorné

Samosvorné převodovky mají schopnost samočinně blokovat zpětný pohyb. To znamená, že převodovka se zablokuje, pokud je snaha pohybovat s ní v opačném směru. Tohoto principu využívají šroubové a šnekové převodovky (Obr. 14). [1][8]



Obr. 14.: Samosvorná šneková převodovka [20]

3.1.4 Rozdělení podle převodového poměru

Požadavkem pro správnou funkci převodovky s kinetikou rotační pohyb na rotační pohyb je změna otáček a momentu mezi vstupní a výstupní hřídelí. [1][8]

Převodovka s konstantním převodovým poměrem

Převodovky s konstantním převodovým poměrem mají pevně stanovený poměr mezi otáčkami nebo točivým momentem vstupního a výstupního hřídele. To znamená, že převodovka umožňuje stabilní a neměnný přenos energie mezi dvěma hřídelemi bez ohledu na změnu otáček nebo točivého momentu. Nejčastější použití tohoto typu je použití jednostupňových převodovek, ale je možné mít konstantní převodový poměr i při použití převodovek, které mají více vnitřních převodů. Jednostupňová převodovka, bez možnosti změny převodového poměru, se nazývá rozvodovka (Obr. 15), protože rozvádí moment po zbytku sestavy. [1][8]



Obr. 15.: Rozvodovka [17]

Převodovka s proměnným převodovým poměrem

Na rozdíl od převodovek s konstantním převodovým poměrem mají převodovky s proměnným převodovým poměrem schopnost měnit poměr mezi rychlostí nebo točivým momentem. Tato flexibilita umožňuje optimalizaci přenosu energie v různých pracovních podmínkách nebo pro různé účely. Existují dva typy převodovek s proměnným převodovým poměrem: [1][8]

- S plynulým převodem – Převodovky s plynulým převodem umožňují plynulé a také kontinuální změny převodového poměru mezi vstupním a výstupním hřídelem. Tímto způsobem je možné dosáhnout prakticky nekonečného převodového poměru. Tato vlastnost je příhodná například u rozběhů strojů. Tento typ převodovky však neumožňuje přenos velkých výkonů a je řešen pomocí řemenu, ne pomocí ozubených kol. Příkladem použití tohoto typu je variátor (Obr. 16), který se používá u menších motocyklů.



Obr. 16.: Variátor [18]

- Se stupňovitým převodem – Převodovky se stupňovitým převodem mají pevně stanovený počet předem definovaných převodových stupňů nebo rychlostních stupňů, mezi kterými lze přepínat. Každý stupeň představuje pevný převodový poměr, který určuje rychlost nebo točivý moment mezi vstupním a výstupním hřídelem. Přepínání mezi stupni se provádí ručně (manuální převodovky v automobilech) nebo automaticky (automatické převodovky v automobilech). Výhodou je přenos vyšších výkonů a větší účinnost. Používají se nejčastěji v automobilové dopravě.

3.1.5 Rozdělení podle převodového mechanismu

Převodový mechanismus může být proveden s pomocí ozubených kol, ať už pomocí čelního soukolí (s příkými, šikkými, šípovými nebo jinými zuby), pomocí kuželového soukolí, šnekového soukolí nebo šroubového soukolí. Dále může být převodový mechanismus proveden pomocí řetězových kol (Obr. 17). Dalšími možnostmi je použití speciálních mechanismů jako je hydraulika nebo pneumatika. [1][8]



Obr. 17.: Řetězová převodovka u jízdního kola [22]

3.1.6 Rozdělení podle konstrukce skříně

V zásadě jsou tři hlavní typy konstrukce skříně a rozdělují se podle způsobu dělení. Jednou z možností je skříně dělená v ose, další možností je skříně dělená kolmo na osu (Obr. 18) a poslední možností je kompaktní jednodílná skříně. Další možné dělení je podle přístupnosti převodového mechanismu uvnitř skříně. První možností je uzavřená skříně, která má pevnou a uzavřenou konstrukci, která chrání převodové mechanismy uvnitř před nečistotami, prachem a vlhkostí. Tato možnost se používá v běžných průmyslových aplikacích. Další možností je otevřená skříně, která má takovou konstrukci, kde jsou převodové mechanismy viditelné a přístupné zvenčí. Tyto převodovky jsou často používány v aplikacích, kde je nutné zajistit snadný přístup k převodům z důvodu údržby a oprav, např. v některých námořních, zemědělských nebo stavebních strojích. Dále je možná polouzavřená skříně, která má částečně uzavřenou konstrukci, tudíž poskytuje určitou ochranu převodového mechanismu, ale zároveň umožňuje částečný přístup pro servis. Poslední možností je skříně modulární, která je konstruována tak, aby umožňovala snadné kombinování různých modulů, což umožňuje flexibilitu a různé konfigurace převodu. Využívá se v aplikacích, kde je potřeba rychlé a jednoduché upravení převodovky podle konkrétních požadavků. [1][8]



Obr. 18.: Skříně dělená kolmo na osu [19]

4. Návrh převodovky

Zadáním je redesignovat starší převodovku od firmy Československé závody naftových motorů, n.p. Praha (Obr. 19, Obr. 20), která se používala jako tramvajová převodovka. Vstupní parametry byly získány přeměřením maximálních rozměrů a z údajů vyrytých na štítku, které se budou používat v návrhu jako vstupní hodnoty. Přebodovka bude konstruována stejně jako převodovka původní, tedy s hřídelemi vedle sebe.



Obr. 19.: Zadaná převodovka



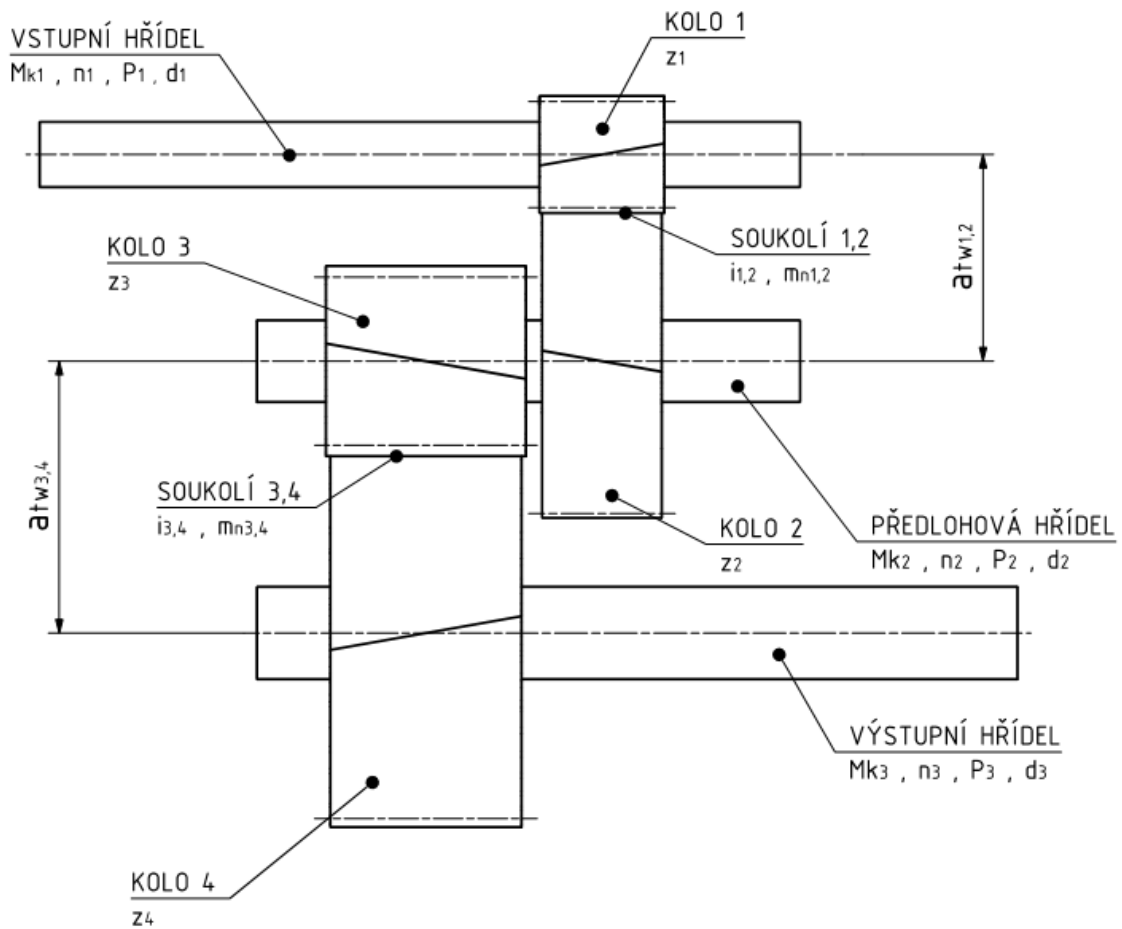
Obr. 20.: Štítek zadané převodovky

4.1 Zadané parametry

Rozteč přípojných šroubů:	410 mm
Maximální šířka bez víček:	365 mm
Maximální výška:	525 mm
Maximální délka:	850 mm
Výkon motoru P_M :	65 kW
Otáčky motoru n_M :	920 ot./min
Převodový poměr i_c :	6,3
Osová vzdálenost vstupní a výstupní hřídele $a_{tw1,4}$:	440 mm
Účinnost čelního převodu $\eta_{12,34}$:	0,98

4.2 Vstupní výpočty

Nejprve je třeba rozdělit zadaný převodový poměr na jednotlivá soukolí (značení soukolí i se smyslem stoupání je provedeno dle Obr. 21). Poměr mezi jednotlivými převodovými poměry byl zvolen 1,3.



Obr. 21.: Prvotní schéma převodovky

Rozdělení je následující:

$$i_{34} = \sqrt{\frac{i_c}{1,3}} = 2,2 \quad (1)$$

$$i_{12} = 1,3 \cdot i_{34} = 2,86 \quad (2)$$

Dále se vypočítají předběžné kroutící momenty na jednotlivých hřídelích pro výpočet modulů ozubení. Rovnice pro výpočet předběžného kroutícího momentu je uvedena jen pro předlohouvou hřídel. Ostatní rovnice jsou obdobné a jsou uvedeny v příloze 1.

$$M_{K_{II}} = M_{K_I} \cdot i_{12} \cdot \eta_{12} \quad (3)$$

Vypočtené hodnoty u všech hřídelí jsou uvedeny v Tab. 1:

Tab. 1: Kroutící momenty na jednotlivých hřídelích

	VSTUPNÍ HŘÍDEL	PŘEDLOHOVÁ HŘÍDEL	VÝSTUPNÍ HŘÍDEL
Kroutící moment M_k [Nm]	674,68	1892,19	4082,16

4.3 Ozubená kola

Ozubená kola se budou konstruovat z oceli z důvodu náročnějšího převodu jak z ohledu vnějších sil, tak s ohledem na bezpečnostní koeficienty ozubených kol. Jediný vstupní parametr pro návrh ozubených kol, který byl uvažován, je osová vzdálenost mezi hřídelemi, která se musí dodržet. Jako způsob mazání ozubených kol se zvolilo brodění kol v olejové lázni.

4.3.1 Výpočet počtů zubů a modulů

Při stanovení počtu zubů a modulů se muselo brát v úvahu hlavně zadaná osová vzdálenost mezi vstupní a výstupní hřídelí 440 mm, kterou je nutno dodržet. Zvolila se tedy vzdálenost mezi vstupní a předlohouvou hřídelí 190 mm a mezi předlohouvou a výstupní hřídelí 250 mm. Návrh modulů byl proveden podle normy ČSN 01 4686-4 [25]. Při volbě materiálu byly uvažovány tři materiály, u kterých budou obě kola povrchově tvrzená a pro všechny zvolené materiály budou moduly a počty zubů stejné. K výpočtu modulů byl použit vztah (4) podle [25], který vychází z kritického napětí v ohybu.

$$m_n = f_p \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{K_i}}{(b_{WF}) \cdot z_i \cdot \sigma_{FP}}} \quad (4)$$

Kde konstanta $f_p = 18$ pro kalená ozubená kola, součinitel $K_F = K_A \cdot K_{H\beta}$ a povolené napětí v ohybu $\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb}$. Pro prvotní návrh byl součinitel K_A zvolen 1,75 podle [29], protože rázy od tramvajové nápravy rozhodně nebudou zanedbatelné. Součinitel $K_{H\beta}$ byl zvolen 1,25 pro prvotní návrh. Součinitel (b_{wf}/m_n) je součinitel poměrné šířky ozubení, který udává poměr mezi šířkou kola a normálovým modulem. Tento součinitel byl pro prvotní návrh zvolen $(b_{wf}/m_n) = 22$. Vypočítané a zvolené hodnoty s ohledem na dosažení zadaných parametrů jsou uvedené v Tab. 2.

Tab. 2: Počty zubů a moduly kol

m_{n12} [mm]	z_1	z_2	m_{n34} [mm]	z_3	z_4
4	24	69	8	19	42

Úhel sklonu zubů β byl u obou soukolí uvažován 10° . Díky zvoleným počtům zubů, modulům a úhlům sklonu zubů je možné vypočítat teoretickou osovou vzdálenost pomocí rovnice (5), které se ze zadání musí dosáhnout. Dále je třeba zkontrolovat podmínku korigovatelnosti ozubení (6), aby se přesně docílilo zvolené osové vzdálenosti. Vypočítané hodnoty jsou uvedeny v příloze 1.

$$a_{t12} = \frac{m_{n12} \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos\beta}$$

$$a_{t34} = \frac{m_{n34} \cdot (z_3 + z_4)}{2 \cdot \cos\beta} \quad (5)$$

$$|a_{t12} - a_{tw12}| \leq 0,4 \cdot m_{n12}$$

$$|a_{t34} - a_{tw34}| \leq 0,4 \cdot m_{n34} \quad (6)$$

Vzhledem k tomu, že už je známý počet zubů, je třeba přepočítat skutečné převodové poměry jednotlivých soukolí a dále celkový převodový poměr, který vychází následovně:

$$i'_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{69}{24} = 2,875 \quad (7)$$

$$i'_{34} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{42}{19} = 2,2105 \quad (8)$$

$$i'_c = i'_{12} \cdot i'_{34} = 2,875 \cdot 2,211 = 6,355 \quad (9)$$

Odchylka od zadaného převodového poměru:

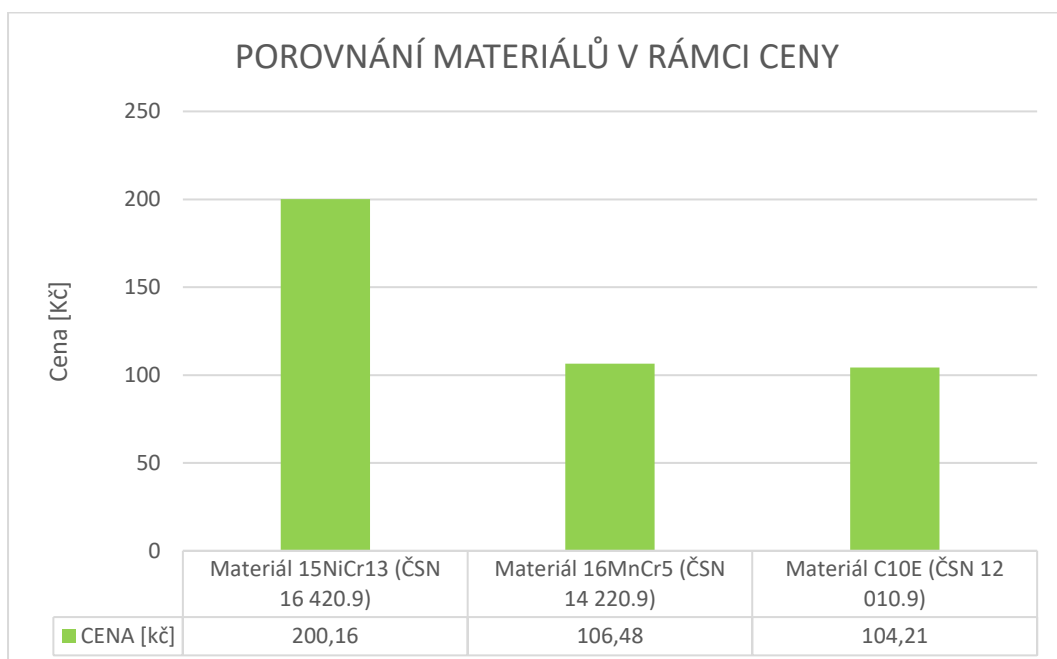
$$\delta = \left| \frac{i_c - i'_c}{i_c} \right| \cdot 100 = \left| \frac{6,3 - 6,355}{6,355} \right| \cdot 100 = 0,877 \% \quad (10)$$

Odchylka od zadaného převodového poměru je menší než 5 %. Lze tedy prohlásit, že takto navržené hodnoty vyhovují zadání.

4.3.2 Materiál ozubených kol

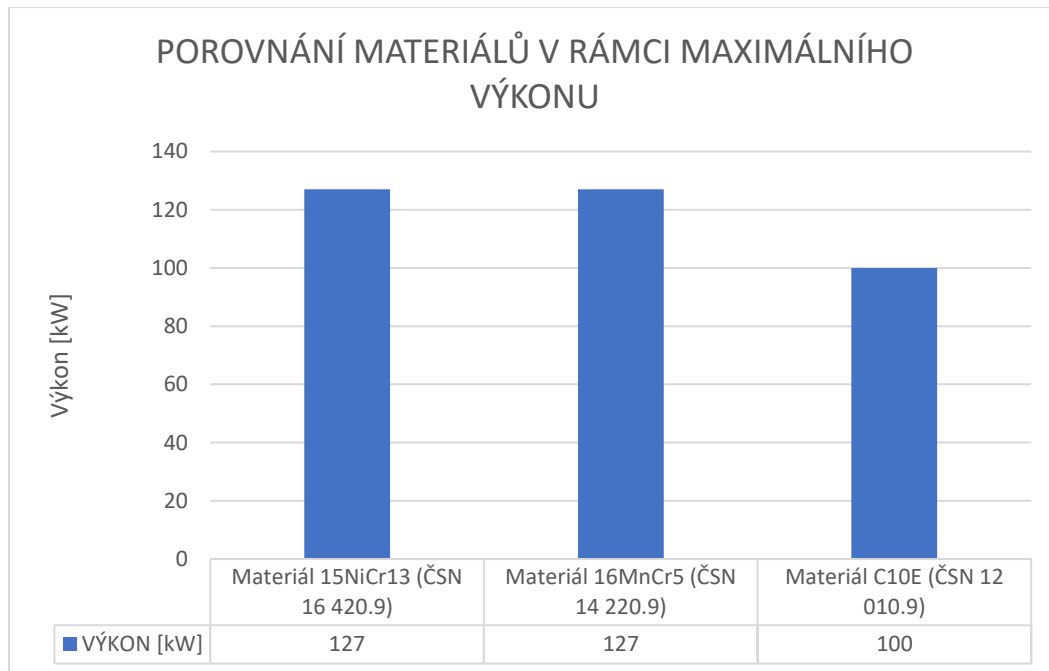
Při volbě materiálu byly uvažovány tři možné varianty. První je materiál 15NiCr13 (ČSN 16 420.9), což je legovaná nikl-chromová ocel určená k cementování, vhodná pro velmi namáhané strojní součásti cementované s vysokou pevností a houževnatostí v jádře [26]. Druhým materiálem je 16MnCr5 (ČSN 14 220.9), což je ušlechtilá konstrukční mangan-chromová ocel k cementování vhodná pro strojní součásti cementované s velkou pevností v jádře [27]. Posledním materiálem je C10E (ČSN 12 010.9), což je ocel určená k chemicko-tepelnému zpracování a používá se pro méně namáhané strojní součásti s menší pevností v jádře po kalení [28].

Materiály se porovnávaly z hlediska tří kritérií. První byla cena za kilogram materiálu, kde byla do výpočtu zahrnuta i cena chemicko-tepelného zpracování, protože všechny tři materiály se budou cementovat a kalit. Porovnání materiálu jsou vidět na Obr. 22.



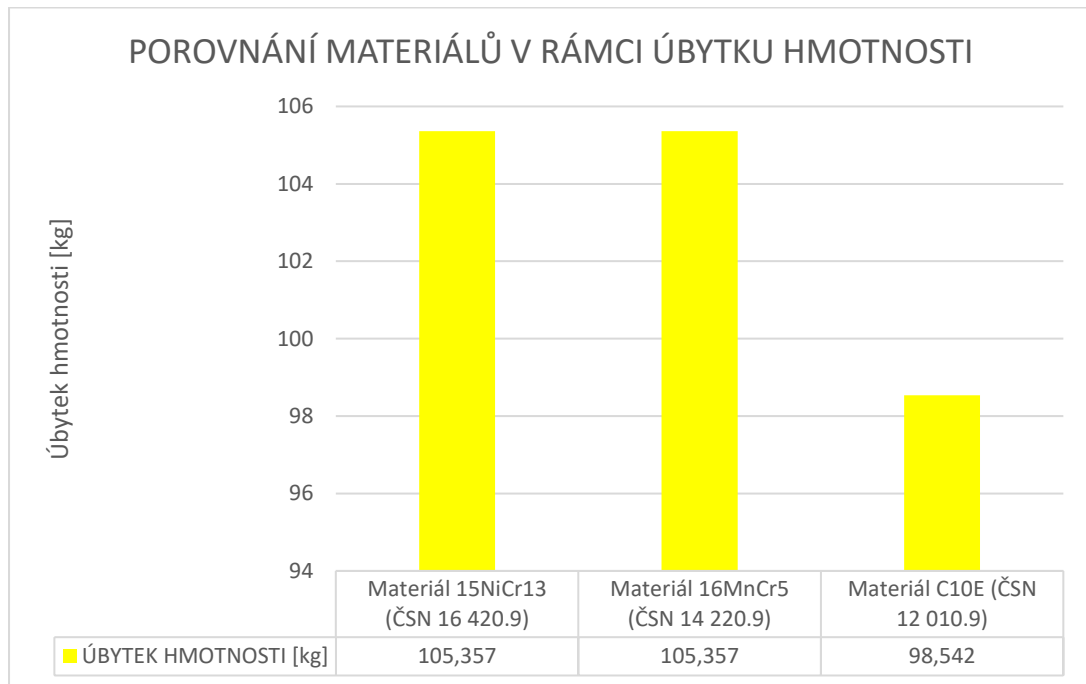
Obr. 22.: Porovnání materiálů v rámci ceny

Dalším kritériem byl maximální výkon, kterým se dá převodovka zatížit oproti původní převodovce při stejných šířkách ozubených kol, aniž by bezpečnostní koeficienty ozubených kol klesly pod dovolené hodnoty. Porovnání materiálů z tohoto hlediska lze vidět na Obr. 23.



Obr. 23.: Porovnání materiálů v rámci maximálního výkonu

Posledním kritériem bylo o kolik kilogramů je možné kola odlehčit jejich zúžením tak, aby bezpečnostní koeficienty neklesly pod dovolené hodnoty. V níže přiloženém grafu (Obr. 24) lze vidět porovnání jednotlivých materiálů. Všechny potřebné výpočty jsou uvedeny v příloze 1.



Obr. 24.: Porovnání materiálů v rámci úbytku hmotnosti

Z grafů je patrné, že materiál 15NiCr13 (ČSN 16 420.9) je o cca 100 % dražší než materiály 16MnCr5 (ČSN 14 220.9) a C10E (ČSN 12 010.9). Dále je zjevné, že materiál 15NiCr13 (ČSN 16 420.9) je schopen přenést až o 95 % větší výkon oproti původní převodovce, stejně jako materiál 16MnCr5 (ČSN 14 220.9). Materiál C10E (ČSN 12 010.9) je schopen přenést o 54 % větší výkon než původní převodovka. Z posledního grafu lze vidět, že při použití materiálů 15NiCr13 (ČSN 16 420.9) a 16MnCr5 (ČSN 14 220.9) je možné zredukovat hmotnost až o 63 % oproti návrhu ozubených kol pomocí součinitele poměrné šířky ozubení, tj. z 167,95 kg na 63,6 kg. U materiálu C10E (ČSN 12 010.9) lze odlehčit převodovku o 59 % oproti návrhu pomocí poměrné šířky ozubení, tj. z 167,95 kg na 69,41 kg.

Pro návrh se použije materiál 16MnCr5 (ČSN 14 220.9), protože dosahuje stejných parametrů jako materiál 15NiCr13 (ČSN 16 420.9) a zároveň je markantně levnější, což se dost podepíše na celkových nákladech. Lze také snížit hmotnost o 63 %, ale proto, aby nebylo kolo příliš úzké, budou kola konstruována tak, aby se hmotnost snížila o cca 50 % oproti původnímu návrhu přes součinitel poměrné šířky ozubení. Zvolené šířky kol jsou uvedeny v Tab. 3 a vycházejí z výpočtů v příloze 1. Materiál 16MnCr5 je „nejčastěji používaná cementační ocel pro středně namáhané díly strojů a motorových vozidel. Prokaluje se do hloubky cca 3,5 mm. Ve stavu kaleném a popouštěném je použitelná pro průměry do cca 35 mm. Je svařitelná a vhodně tepelně zpracovaná, též dobře tvářitelná za studena. Přísadou bóru (0,0008 až 0,0050 %) se docílí zvýšené houževnatosti cementované vrstvy.“[27] Dále jsou uvedeny další mechanické vlastnosti vycházející z programu Autodesk Inventor.

Mez pevnosti	$\sigma_{pt} = R_m = 785 \text{ N/mm}^2$
Mez kluzu	$\sigma_{kt} = R_e = 588 \text{ N/mm}^2$
Mez únavy v ohybu	$\sigma_{Flimb} = 700 \text{ N/mm}^2$
Mez únavy v dotyku	$\sigma_{Hlimb} = 1270 \text{ N/mm}^2$

4.3.3 Volba parametrů profilu nástroje a zubu

Byly zvoleny standardní hodnoty podle DIN 867 profilu A [30]:

Úhel profilu nástroje	$\alpha = 20^\circ$
Výška hlavy nástroje	$h_{a0} = 1,25$
Výška paty nástroje	$h_{f0} = 1$
Poloměr zaoblení hlavy	$r_{a0} = 0,38$
Jednotková hlavová vůle	$c_a = 0,25$

4.3.4 Rozměry ozubených kol

V následující tabulce (Tab. 3) jsou uvedeny základní rozměry ozubených kol tak, jak se budou ve skutečnosti navrhovat. Je nutné uvést i jednotková posunutí vzhledem k tomu, že je potřeba se přesně dostat na požadovanou osovou vzdálenost. Vzhledem k tomu, že jednotková posunutí jsou u obou soukolí menší než 0,3, tak se budou korigovat jen pastorky a u velkých ozubených kol se zvolí jednotkové posunutí $x = 0$. Dále je potřeba dávat pozor na součinitel poměrné šířky ozubení. U optimalizace hmotnosti na 50 % původního návrhu vychází součinitel mezi 10 a 15, což jsou obvyklé hodnoty, ve kterých se tento součinitel pohybuje. Lze tedy návrh považovat za vyhovující.

Tab. 3.: Základní rozměry ozubených kol

	PASTOREK 1	KOLO 2	PASTOREK 3	KOLO 4
Počet zubů z	24	69	19	42
Normálový modul m_n [mm]	4		8	
Úhel sklonu zubů β [°]	10		10	
Osová vzdálenost a [mm]	188,869		247,764	
Požadovaná osová vzdálenost a_w [mm]	190		250	
Součet jednotkových posunutí profilu $\sum x$ [mm]	0,288		0,288	
Jednotkové posunutí profilu x [mm]	0,288	0	0,288	0
Roztečný průměr d [mm]	97,48	280,26	154,34	341,18
Hlavový průměr d_a [mm]	107,74	288,21	174,82	357,04
Patní průměr d_f [mm]	89,79	270,26	138,96	321,18
Průměr valivé kružnice d_w [mm]	98,06	281,94	155,74	344,26
Šířka kola b_k [mm]	49,5	45,5	96	88
Součinitel poměrné šířky ozubení (b_{wf}/m_n)	12,375	11,375	12	11

4.3.5 Kontrola ozubených kol

Kontrola ozubení na ohyb a na dotyk byla provedena dle normy ČSN ISO 6336 [31]. Kontrola byla provedena pomocí výpočtového programu Excel. Výpočet pro soukolí s převodovým poměrem i_{12} je uveden v příloze 2 a výpočet pro soukolí s převodovým poměrem i_{34} je uvedeno v příloze 3.

Výpočet na ohyb byl proveden podle následujícího vztahu:

$$S_F = \frac{\sigma_{Flimb} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X}{\sigma_{FO} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}} \quad (11)$$

Hodnoty použitých součinitelů jsou uvedeny v příloze 2. Za minimální hodnotu součinitele bezpečnosti S_F jsem považoval 1,4.

Výpočet na dotyk byl proveden podle následujícího vztahu:

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlimb} \cdot Z_R \cdot Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_W \cdot Z_X}{(\sigma_{HO}^2 \cdot Z_B^2 \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta})^{1/2}} \quad (12)$$

Hodnoty použitých součinitelů jsou uvedeny v příloze 2. Za minimální hodnotu součinitele bezpečnosti S_H jsem považoval 1,1.

Výsledky kontroly jsou uvedené v Tab. 4.

Tab. 4.: Vypočtené koeficienty bezpečnosti S_F a S_H

	PASTOREK 1	KOLO 2	PASTOREK 3	KOLO 4
S_F	1,76	1,65	3,75	3,5
S_H	1,1	1,1	1,39	1,39

Z tabulky je jasné, že vypočtené koeficienty u všech kol dosahují stanovených minimálních hodnot jak při kontrole na ohyb, tak při kontrole na dotyk. Vzhledem k tomu lze návrh ozubených kol považovat ve všech ohledech za úspěšný.

4.4 Doplnění vstupních výpočtů

Nyní bylo nutné přepočítat kroutící momenty a spočítat ostatní parametry převodovky podle skutečných převodových poměrů, tzn. otáčky a výkon na jednotlivých hřídelích. Poté je třeba dopočítat minimální průměry hřídelů z namáhání v krutu, kde dovolené napětí v krutu se zvolí podle [1] pro jednotlivé hřídele. Rovnice jsou uvedeny pro předlohovou hřídel, ostatní použité rovnice jsou obdobné a jsou uvedeny v příloze 1.

$$M_{KII} = M_{KI} \cdot i'_{12} \cdot \eta_{12} \quad (13)$$

$$n_{II} = \frac{n_I}{i'_{12}} \quad (14)$$

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_{12} \quad (15)$$

$$d_{II} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{KII}}{\pi \cdot \tau_{DII}}} \quad (16)$$

Výsledky jsou uvedeny v Tab. 5.

Tab. 5.: Skutečné kroutící momenty, otáčky, výkony a průměry na jednotlivých hřídelích

	VSTUPNÍ HŘÍDEL	PŘEDLOHOVÁ HŘÍDEL	VÝSTUPNÍ HŘÍDEL
Kroutící moment M_k [Nm]	674,68	1 900,91	4 117,96
Otáčky n [ot./min]	920	320	144,76
Výkon P [kW]	65	63,7	62,43
Dovolené napětí v krutu [N/mm²]	25	35	50
Minimální průměr [mm]	51,61	65,16	74,86

4.5 Volba těsných per a hřídelových spojek

Je nutné zajistit, aby se kroutící moment přenášel jak mezi motorem, převodovkou a poháněným strojem, tak mezi jednotlivými hřídelemi převodovky. Pro přenos mezi motorem, převodovkou a poháněným strojem byly zvoleny hřídelové spojky, protože řemenový či řetězový převod by zabíral mnohem více místa, což je vzhledem k faktu, že převodovka by měla být pro tramvaj, nežádoucí. Pro přenos mezi jednotlivými hřídelemi bylo zvoleno tvarové spojení pomocí těsného pera pro jeho jednoduchost a zároveň snadnou a rychlou rozebíratelnost [3].

4.5.1 Výpočet hřídelových spojek

Hřídelové spojky byly dimenzovány podle následujícího vztahu [3]:

$$M_s > k \cdot M_k \quad (17)$$

Kde M_s je jmenovitý moment spojky, M_k je kroutící moment hřídele a k je provozní (bezpečnostní) součinitel, který se volí podle charakteru poháněcího a poháněného stroje. Vzhledem k možným rázům od tramvajové nápravy byl zvolen provozní součinitel k pro spojku i na vstupu i na výstupu 2,5. Výpočty hřídelových spojek jsou uvedeny v příloze 1. Jmenovitý moment pro výběr spojek je uveden v Tab. 6.

Tab. 6.: Jmenovité momenty pro výběr spojek

	SPOJKA NA VSTUPU	SPOJKA NA VÝSTUPU
M_s [Nm]	1 686,7	10 294,91

4.5.1.1 Hřídelová spojka na vstupu

Zvolená hřídelová spojka na vstupu byla obručová spojka Periflex, která má jednoduchou konstrukci, montáž i demontáž i v těsných prostorách. Umožňuje úhlové výchylky, vyosení a axiální posuv hřídelů [5]. Podle katalogu výrobce [32] byla zvolena spojka 310 R se jmenovitým momentem 2 200 Nm.

4.5.1.2 Hřídelová spojka na výstupu

Na výstupu byla zvolena univerzální zubová hřídelová spojka, která umožňuje současně úhlové výchylky a osový posuv i nesouosost hřídelí. Má malé rozměry a dokáže přenášet velké výkony [5]. Podle katalogu výrobce [33] se zvolila spojka 30 GC se jmenovitým momentem 12 100 Nm.

4.5.2 Výpočet těsných per

Těsná pera se kontrolují na otláčení a na stříh. Z podmínky na otláčení se určuje potřebná délka pera, kontrola na stříh se u per s šířkou větší než 8 mm se zpravidla neprovádí, protože smyková napětí jsou většinou zanedbatelná [3]. Jako materiál těsného pera byla zvolena zušlechťená uhlíková ocel s tvrdostí 220-270 HB. Dovolенý tlak byl stanoven na $p_D = 130 \text{ N/mm}^2$ a dovolené napětí ve smyku $\tau_D = 200 \text{ N/mm}^2$. Výpočty byly provedeny podle následujících rovnic.

$$l_a = l - b \geq \frac{4 \cdot M_k}{d \cdot h \cdot p_D} \quad (18)$$

$$b \geq \frac{2 \cdot M_k}{d \cdot l_a \cdot \tau_D} \quad (19)$$

Všechny výpočty jsou podrobně uvedeny v příloze 1. Rozměry jednotlivých těsných per potřebných pro spojení náboje s hřídelem jsou uvedeny v Tab. 7.

Tab. 7.: Rozměry těsných per

SPOJKA NA VSTUPU	OZUBENÉ KOLO i_{12}	OZUBENÉ KOLO i_{34}	SPOJKA NA VÝSTUPU
Pero 18x11x50	Pero 22x14x80	Pero 28x16x110	Pero 22x14x140

4.6 Silové poměry v ozubení a reakce na hřídelích

Pro správnou volbu ložisek je nutné určit síly v ozubení a poté správně vypočítat reakce v uložení hřídelí. Před tím se ale musí určit smysly stoupání, aby se mohla správně určit orientace sil. Dvě spolu zabírající kola musí mít opačný smysl stoupání a na předlohoové hřídeli se volí u obou kol stejný smysl stoupání, aby axiální síly působily proti sobě. Smysl stoupání na jednotlivých soukolích je znázorněn na Obr. 21. Výpočet reakcí je poté založen na řešení hřídelí jako staticky určitých nosníků ve dvou kolmých rovinách. [1]

4.6.1 Silové poměry v ozubení

Velikost jednotlivých sil se stanoví z kroutících momentů podle následujících vztahů [1]. V praxi se neuvažují ztráty v ozubení, tudíž pro tečné, radiální i axiální síly platí $|F_{12}| = |F_{21}|$. Pro přesnější výpočty silových poměrů se úhly přepočítaly na valivé, které byly poté zahrnuty do výpočtu. Silové poměry pro soukolí s převodovým poměrem i_{34} se spočítají obdobně jako soukolí s převodovým poměrem i_{12} . Podrobné výpočty jsou uvedeny v příloze 1 a výsledné silové poměry v ozubení shrnuje Tab. 8.

$$\tan(\beta_w) = \tan(\beta) \cdot \frac{d_w}{d} \quad (20)$$

$$\tan(\alpha_{nw}) = \cos(\beta_w) \cdot \tan(\alpha_{tw}) \quad (21)$$

$$F_{T_{21}} = -F_{T_{12}} = \frac{2 \cdot M_{K_I}}{d_{w_1}} \quad (22)$$

$$F_{R_{21}} = -F_{R_{12}} = F_{T_{21}} \cdot \frac{\tan \alpha_{nw_1}}{\cos \beta_{w_1}} \quad (23)$$

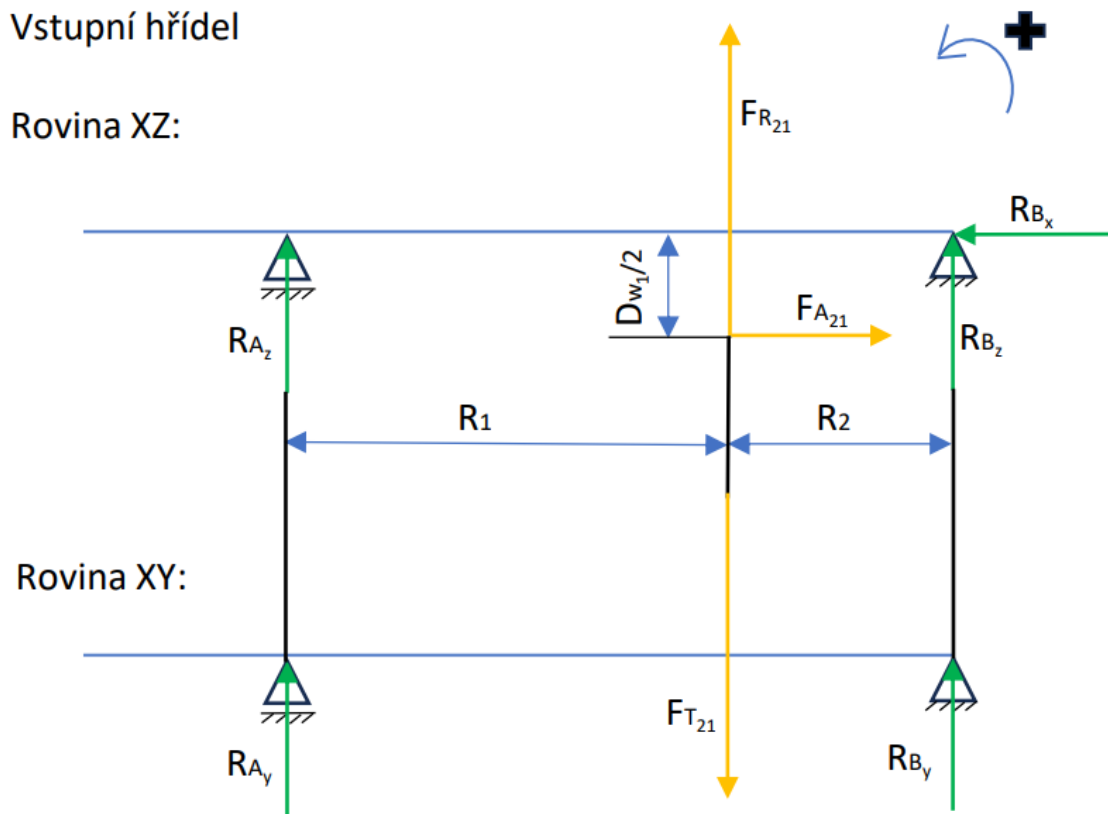
$$F_{A_{21}} = -F_{A_{12}} = F_{T_{21}} \cdot \tan \beta_{w_1} \quad (24)$$

Tab. 8.: Velikosti sil v ozubení

$F_{T_{21}}$ [N]	$F_{R_{21}}$ [N]	$F_{A_{21}}$ [N]	$F_{T_{43}}$ [N]	$F_{R_{43}}$ [N]	$F_{A_{43}}$ [N]
13 759,9	5 333,48	2 440,76	24 411,65	9 678,83	4 343,28

4.6.2 Reakce na vstupní hřídeli

Schéma hřídele jako staticky určitého nosníku [1] je vidět na Obr. 25:



Obr. 25.: Schéma sil na vstupní hřídeli

V následující tabulce (Tab. 9) jsou uvedeny rozměry pro výpočet reakcí. Rozměry jsou upraveny podle zvoleného typu ložiska.

Tab. 9.: Rozměry na vstupní hřídeli

R_1 [mm]	R_2 [mm]	$D_{w_1}/2$ [mm]
213,22	71,22	49,03

Podrobný postup výpočtu reakcí je uveden v příloze 1, který vychází z Obr. 25. Výsledky jsou uvedeny v Tab. 10.

Tab. 10.: Reakce v uložení vstupní hřídele

R_{A_y} [N]	R_{A_z} [N]	R_{B_x} [N]	R_{B_y} [N]	R_{B_z} [N]
3 445,34	-914,71	2 440,77	10 314,55	-4 418,77

Dále se musí reakce přepočítat do radiálního a axiálního směru pomocí následujících rovnic:

$$R_{A_R} = \sqrt{R_{A_y}^2 + R_{A_z}^2} \quad (25)$$

$$R_{A_A} = R_{A_x} \quad (26)$$

$$R_{B_R} = \sqrt{R_{B_y}^2 + R_{B_z}^2} \quad (27)$$

$$R_{B_A} = R_{B_x} \quad (28)$$

Přepočítané reakce do radiálního a axiálního směru jsou uvedeny v Tab. 11.

Tab. 11.: Přepočítané reakce na vstupní hřídeli do radiálního a axiálního směru

R_{A_R} [N]	R_{A_A} [N]	R_{B_R} [N]	R_{B_A} [N]
3 564,7	0	11 221,21	2 440,77

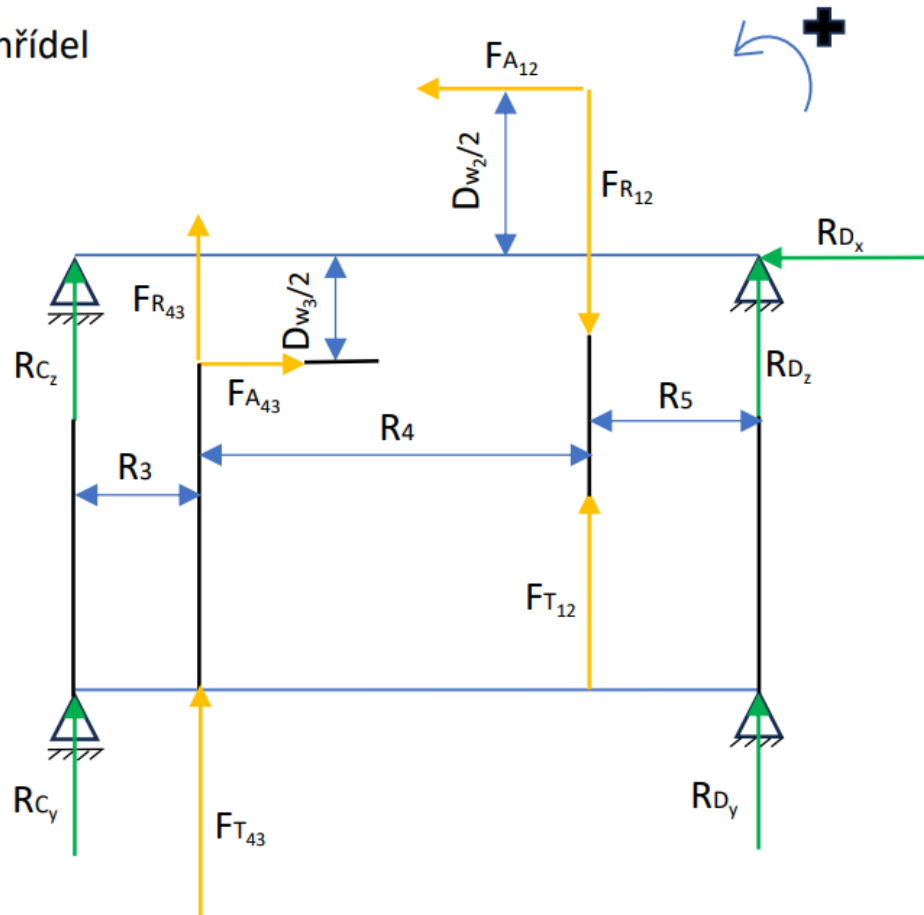
4.6.3 Reakce na předlohovové hřídeli

Schéma hřídele jako staticky určitého nosníku [1] je vidět na Obr. 26.

Předlohovová hřídel

Rovina XZ:

Rovina XY:



Obr. 26.: Schéma sil na předlohovové hřídeli

V následující tabulce (Tab. 12) jsou uvedeny rozměry potřebné pro výpočet reakcí. Rozměry jsou upraveny podle zvoleného typu ložiska.

Tab. 12.: Rozměry na předlohovové hřídeli

R_3 [mm]	R_4 [mm]	R_5 [mm]	$D_{w_2}/2$ [mm]	$D_{w_3}/2$ [mm]
97,2	115,75	70,95	140,97	77,87

Podrobný postup výpočtu reakcí je uveden v příloze 1 a vychází ze schématu na Obr. 26. Výsledky výpočtu jsou uvedeny v Tab. 13.

Tab. 13.: Reakce v uložení předlohové hřídele

R_{C_y} [N]	R_{C_z} [N]	R_{D_x} [N]	R_{D_y} [N]	R_{D_z} [N]
-19 492,49	-2 628,93	1 902,51	-18 679,05	-1 716,42

Dále se musí reakce přepočítat do radiálního a axiálního směru pomocí obdobných rovnic jako u vstupní hřídele. Přepočítané reakce shrnuje Tab. 14.

Tab. 14.: Přepočítané reakce na předlohové hřídeli

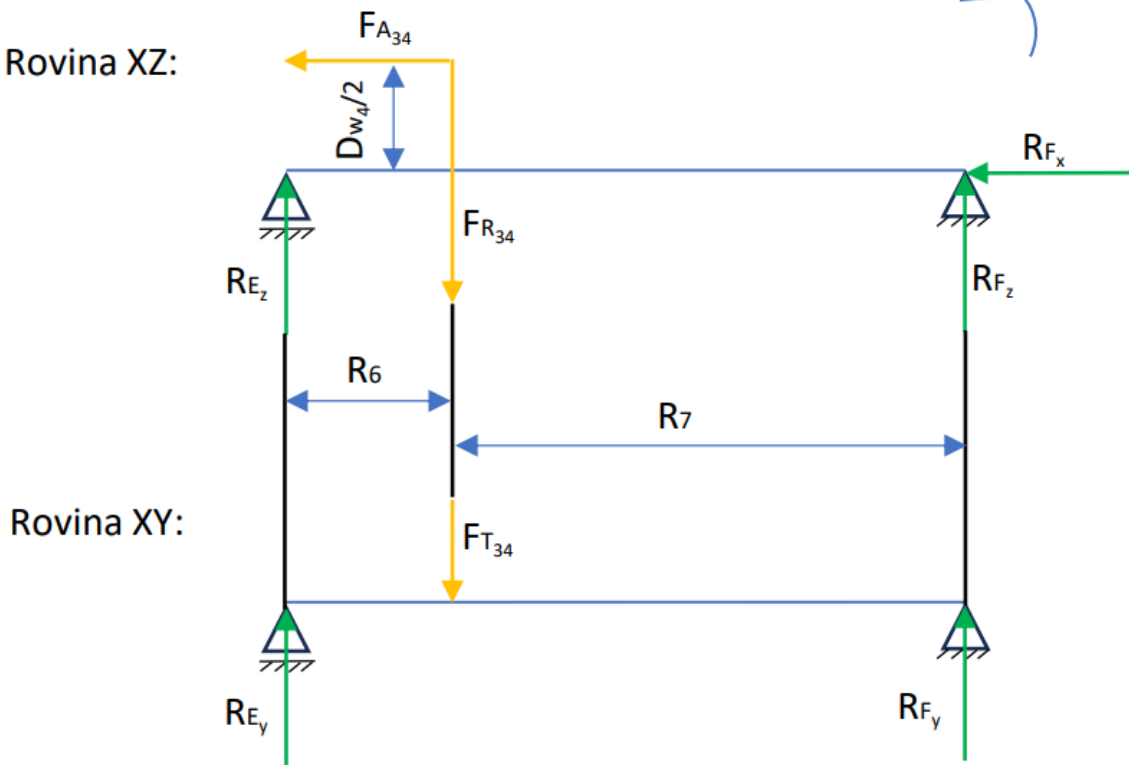
R_{C_R} [N]	R_{C_A} [N]	R_{D_R} [N]	R_{D_A} [N]
19 668,97	0	18 757,74	1 902,51

4.6.4 Reakce na výstupní hřídeli

Schéma hřídele jako staticky určeného nosníku [1] ukazuje Obr. 27.

Výstupní hřídel

Rovina XZ:



Rovina XY:

Obr. 27.: Schéma sil na výstupní hřídeli

V následující tabulce (Tab. 15) jsou vidět rozměry potřebné pro výpočet reakcí. Rozměry jsou upraveny podle zvoleného typu ložiska.

Tab. 15.: Rozměry na výstupní hřídeli

R_6 [mm]	R_7 [mm]	$D_{w_4}/2$ [mm]
89,89	179,39	172,13

Podrobný postup výpočtu reakcí je uveden v příloze 1 a vychází ze schématu na Obr. 27. Výsledné reakce v podporách jsou uvedeny v Tab. 16.

Tab. 16.: Reakce v uložení výstupní hřídele

R_{E_y} [N]	R_{E_z} [N]	R_{F_x} [N]	R_{F_y} [N]	R_{F_z} [N]
16 262,74	9 224,32	-4 343,28	8 148,91	454,51

Nyní je nutné přepočítat reakce do radiálního a axiálního směru, stejně jako u ostatních hřídelích. Použijí se tedy obdobné rovnice jako v předchozích dvou případech. Reakce do axiálního a radiálního směru na výstupní hřídeli jsou vidět v Tab. 17.

Tab. 17.: Přepočítané reakce na výstupní hřídeli

R_{E_R} [N]	R_{E_A} [N]	R_{F_R} [N]	R_{F_A} [N]
18 696,65	0	8 161,58	-4 343,28

4.7 Volba ložisek

Ložiska se volí podle velikostí reakcí v podporách v závislosti na jejich požadované životnosti. Požadovaná životnost ložiska není zadaná, proto byla zvolena 20 000 hodin, což je hodnota pro stroj pro osmihodinový provoz, který je ne vždy plně využitý. Vzhledem k velikostem reakcí v podporách byly zvoleny u všech hřídelů jednořadá kuželíková ložiska od firmy SKF [34]. Na všech hřídelích se ložiska montují do „X“. Pro návrh ložisek byl použit výpočtový program MitCalc. Součinitelé přidavných dynamických sil f_k a f_d byly zvoleny 1,2.

4.7.1 Ložiska na vstupní hřídeli

Výpočet ložisek je shrnut v příloze 4. Na pozice A a B podle Obr. 25 byla použita jednořadá kuželíková ložiska 33014, jejichž parametry jsou uvedeny v Tab. 18.

Tab. 18.: Parametry ložisek na vstupní hřídeli

	d [mm]	D [mm]	T [mm]	C [kN]	C ₀ [kN]	L _h [hod]
Ložisko A	70	110	31	159	196	1 690 794
Ložisko B	70	110	31	159	196	35 124

4.7.2 Ložiska na předlohové hřídeli

Výpočet ložisek je shrnut v příloze 5. Na pozice C a D podle Obr. 26 byla použita jednořadá kuželíková ložiska 33115, jejichž parametry jsou uvedeny v Tab. 19.

Tab. 19.: Parametry ložisek na předlohové hřídeli

	d [mm]	D [mm]	T [mm]	C [kN]	C ₀ [kN]	L _h [hod]
Ložisko C	75	125	37	216	265	45 262
Ložisko D	75	125	37	216	265	41 475

4.7.3 Ložiska na výstupní hřídeli

Výpočet ložisek je shrnut v příloze 6. Na pozice E a F podle Obr. 27 byly použity jednořadá kuželíková ložiska 32019 X, jejichž parametry jsou uvedeny v Tab. 20.

Tab. 20.: Parametry ložisek na výstupní hřídeli

	d [mm]	D [mm]	T [mm]	C [kN]	C ₀ [kN]	L _h [hod]
Ložisko E	95	145	32	206	270	100 740
Ložisko F	95	145	32	206	270	1 596 489

4.7.4 Zhodnocení návrhu ložisek

Z tabulek je vidět, že všechna ložiska přesahují trvanlivost 20 000 hodin. Zároveň je vidět, že některá ložiska jsou předimenzovaná, což je způsobeno tím, že je snaha o to dávat na hřídel dvě stejná ložiska. Dále je to způsobeno součiniteli přidavných sil. Zvolená ložiska jsou uvedena v Tab. 21. Každopádně návrh ložisek lze považovat za úspěšný.

Tab. 21.: Zvolená ložiska podle katalogu SKF

Pozice A a B	Pozice C a D	Pozice E a F
Kuželíkové ložisko 33014	Kuželíkové ložisko 33115	Kuželíkové ložisko 32019 X

4.8 Kontrola hřídelí

Protože jsou hřídele namáhány od sil v ozubení, musí se provádět pevnostní kontrola, která spočívá v kontrole statické a dynamické bezpečnosti na vybraných místech hřídele, a deformační kontrola hřídelí, která spočívá v kontrole torzní tuhosti hřídelí, ohybové tuhosti hřídelí, průhybů a naklopení hřídelí. Hřídele jsou namáhány kombinovaně krutem a ohybem. Dále jsou namáhány smykem od posouvající síly a tahem nebo tlakem od axiální síly, ale tyto dva způsoby namáhání se obvykle zanedbávají, neboť jimi vyvolaná napětí jsou mnohem menší v porovnání s napětími od ohybu a krutu. Dále se zanedbávají vlastní tíhy hřídelů. Všechny kontroly byly provedeny s pomocí výpočetního programu MitCalc, tudíž výsledky budou výstupem z tohoto programu, ale v následujících státech bude popsán i postup jednotlivých kontrol. [1]

4.8.1 Pevnostní kontrola

Nejprve je nutné stanovit reakce v místech uložení hřídelů a silové poměry v ozubení. Tyto hodnoty už byly stanoveny při výpočtu ložisek. Dále je potřeba určit průběh a velikost ohybových momentů podle Obr. 25, Obr. 26 a Obr. 27 pro správné stanovení redukovaného napětí. Následně jsou uvedeny rovnice pro výpočet ohybových momentů pro předlohovou hřídel. Pro ostatní hřídele jsou rovnice obdobné a jsou uvedeny v příloze 1. [1]

$$M_{O_{XZ}}^I = R_{D_z} \cdot x_3 \quad (29)$$

$$M_{O_{XZ}}^{II} = R_{D_z} \cdot x_4 - F_{R_{12}} \cdot (x_4 - R_5) + F_{A_{12}} \cdot \frac{D_{w_2}}{2} \quad (30)$$

$$M_{O_{XZ}}^{III} = R_{D_z} \cdot x_5 - F_{R_{12}} \cdot (x_5 - R_5) + F_{A_{12}} \cdot \frac{D_{w_2}}{2} + F_{R_{43}} \cdot (x_5 - R_5 - R_4) + F_{A_{43}} \cdot \frac{D_{w_3}}{2} \quad (31)$$

$$M_{O_{XY}}^I = R_{D_y} \cdot x_3 \quad (32)$$

$$M_{O_{XY}}^{II} = R_{D_y} \cdot x_4 + F_{T_{21}} \cdot (x_4 - R_5) \quad (33)$$

$$M_{O_{XY}}^{III} = R_{D_y} \cdot x_5 + F_{T_{21}} \cdot (x_5 - R_5) + F_{T_{43}} \cdot (x_5 - R_5 - R_4) \quad (34)$$

Dále je nutné určit úsek hřídele, na kterém se přenáší kroutící moment. U vstupní a výstupní hřídele je tento úsek definován středem náboje spojky na jednom konci a působištem sil v ozubení na konci druhém. U předlokové hřídele je to mezi působišti sil v ozubeních. Dalším důležitým krokem je určit místa na hřídeli, která se budou kontrolovat. Obecně to jsou místa s maximálním ohybovým momentem, místa pod ozubenými koly a místa, kde jsou osazení nebo vruby na hřídeli. Nakonec je nutné určit mechanické vlastnosti použitého materiálu. Pro všechny hřídele byl použit stejný materiál, tj. ČSN 14 220. Všechny mechanické vlastnosti jsou uvedeny ve výpočtovém programu MitCalc, který je přílohou 7,8 a 9 a ve kterém byla kontrola provedena. Program uvažuje i namáhání smykem a také tahem/tlakem, tudíž výpočty v něm provedené budou blíže realitě. [1]

4.8.1.1 Pevnostní kontrola – statická bezpečnost

Statická kontrola hřídele spočívá ve stanovení statické bezpečnosti k_s vzhledem k mezi kluzu R_e materiálu. K výpočtu statické bezpečnosti byly použity následující rovnice: [1]

$$k_s = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{k_{\sigma_o}} + \frac{1}{k_{\sigma_{t,d}}}\right)^2 + \left(\frac{1}{k_{\tau_k}} + \frac{1}{k_{\tau_s}}\right)^2}} \quad (35)$$

$$k_{\sigma_o} = \frac{R_{e_o}}{\sigma_o} \quad (36)$$

$$k_{\sigma_{t,d}} = \frac{R_e}{\sigma_{t,d}} \quad (37)$$

$$k_{\tau_k} = \frac{R_{e_k}}{\tau_k} \quad (38)$$

$$k_{\tau_s} = \frac{R_{e_s}}{\tau_s} \quad (39)$$

$$M_o = \sqrt{M_{o_{xz}}^2 + M_{o_{xy}}^2} \quad (40)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (41)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad (42)$$

$$\sigma_{t,d} = \frac{F_A}{A} \quad (43)$$

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (44)$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \quad (45)$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \quad (46)$$

$$\tau_s = \frac{F_R}{A} \quad (47)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_o + \sigma_{t,d})^2 + \alpha \cdot (\tau_k + \tau_s)^2} \quad (48)$$

Pro výpočet redukovaného napětí je třeba zvolit součinitel alfa, respektive pevnostní hypotézu, podle které budou hřídele posuzovány. V této práci byla zvolena energetická metoda HMM, tudíž součinitel $\alpha = \sqrt{3}$ [3]. Vůči redukovanému napětí se dá také posuzovat statická bezpečnost, protože redukované napětí shrnuje všechna napětí dohromady. Minimální statická bezpečnost by se měla pohybovat mezi 1,2 – 1,3 [1].

4.8.1.2 Pevnostní kontrola – dynamická bezpečnost

Při kontrole dynamické bezpečnosti je třeba uvažovat dynamický způsob namáhání, tj. střídavý ohyb a stálý krut. Dynamická bezpečnost je posuzována vůči mezi únavy materiálu. Jak už bylo řečeno, výpočtový program Mitcalc uvažuje i důsledky posouvající síly a tahové/tlakové síly, je nutné tedy uvažovat dynamický charakter těchto namáhání. Vliv posouvající síly bude uvažován jako střídavý a vliv od tahové/tlakové síly bude uvažován jako statický. Mimo vlastnosti materiálů určených při výpočtu statické bezpečnosti je nutno stanovit součinitel citlivosti na vruby q , součinitel tvaru α , součinitel vrubu β , který se dá určit za pomoci předchozích dvou součinitelů pomocí Thumova-Buchmanova vzthu, součinitel povrchu η_p a součinitel velikosti ε_v . Pro střídavý ohyb platí, že střední napětí je rovno 0 a amplituda ohybového napětí je vypočtené ohybové napětí ze statické kontroly. Pro stálý krut platí, že střední hodnota napětí je vypočtené napětí v krutu ze statické kontroly a amplituda napětí v krutu je rovna nule [1]. Obdobně to platí i pro posouvající sílu a tahové/tlakové namáhání. Pro určení jednotlivých součinitelů byly použity nomogramy z [6] a k výpočtu dynamické bezpečnosti byly použity následující rovnice: [1]

$$k_d = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{k_{\sigma_{od}}} + \frac{1}{k_{\sigma_{t,d,d}}}\right)^2 + \left(\frac{1}{k_{\tau_{kd}}} + \frac{1}{k_{\tau_{sd}}}\right)^2}} \quad (49)$$

$$k_{\sigma_{od}} = \frac{\sigma_{C_o}}{\sigma_A \cdot \beta_0^* + \sigma_M \cdot \psi_o} \quad (50)$$

$$k_{\sigma_{t,d,d}} = \frac{\sigma_{C_{t,d}}}{\sigma_A \cdot \beta_{t,d}^* + \sigma_M \cdot \psi_{t,d}} \quad (51)$$

$$k_{\tau_{kd}} = \frac{\tau_{C_k}}{\tau_A \cdot \beta_k^* + \tau_M \cdot \psi_k} \quad (52)$$

$$k_{\tau_{sd}} = \frac{\tau_{C_s}}{\tau_A \cdot \beta_s^* + \tau_M \cdot \psi_s} \quad (53)$$

$$\beta_0^* = \beta_{t,d}^* = \beta_k^* = \beta_s^* = \frac{\beta}{\varepsilon_v \cdot \eta_p} \quad (54)$$

$$\beta = 1 + q \cdot (\alpha - 1) \quad (55)$$

Součinitel ψ vyjadřuje citlivost materiálu na nesouměrnost zatěžovacího cyklu. [1]

4.8.2 Deformační kontrola

Na deformacích hřídelí závisí provozní poměry převodovky, zejména záběr ozubených kol, životnost a funkčnost použitých ložisek, funkce spojek atd. Kontroluje se torzní tuhost hřídelí a ohybová tuhost hřídelí. [1]

4.8.2.1 Deformační kontrola – Kontrola torzní tuhosti

Při této kontrole se jedná o úhel nakroucení, který musí být v rozmezí dovolených hodnot. Pro kontrolu se úhel nakroucení převádí na jednotku délky hřídele. Dovolené hodnoty úhlu nakroucení na jednotku délky jsou $\vartheta_D = (0,25 \div 0,35)^\circ/m$ [1]. Pro analytický výpočet se používají následující rovnice: [1]

$$\vartheta = \frac{\varphi}{l} \quad (56)$$

$$\varphi = \frac{M_k}{G} \cdot \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{I_{P_i}} \quad (57)$$

$$I_{P_i} = \frac{\pi}{32} \cdot d_i^4 \quad (58)$$

4.8.2.2 Deformační kontrola – Kontrola ohybové tuhosti

V důsledku zatížení od sil v ozubení dochází na hřídeli k její ohybové deformaci, tj. průhybu. Hodnoty, které se porovnávají s dovolenými, nutné ke stanovení je maximální průhyb a jeho poloha mezi ložisky, průhyby v místech uložení ozubených kol, úhly sklonu průhybové čáry v místech uložení ozubených kol a úhly sklonu průhybové čáry v místech působišť reakcí v ložiskách. Dovolená hodnota průhybu mezi ložisky je $y_{D_{MAX}} = l/5000$, protože jsou hřídele uloženy v kuželíkových ložiskách. Hodnota l v rovnici představuje vzdálenost mezi ložisky. Dovolená hodnota průhybu pod ozubenými koly pro čelní ozubená kola je $y_{D_K} = m/100$, kde m je modul ozubení. Dovolené hodnoty úhlu sklonu v místě uložení ozubených kol jsou $\varphi_{D_K} = (3 \div 7)$ minut. Tyto hodnoty jsou závislé na druhu ozubených kol, požadované přesnosti a velikosti modulu. Dovolené hodnoty úhlu sklonu v ložiskách jsou $\varphi_{D_L} = (1 \div 2)$ minut pro kuželíková ložiska [1]. Pro analytický výpočet se obvykle využívá těchto rovnic: [1]

$$\varphi(x) = y'(x) \quad (59)$$

$$y''(x) = -\frac{M_o(x)}{E \cdot J_z} \quad (60)$$

$$J_z = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \quad (61)$$

4.8.3 Kontrola vstupní hřídele

Na následujícím obrázku (Obr. 28) jsou zobrazena kontrolovaná místa na hřídeli. Místa byla zvolena podle doporučení v [1].

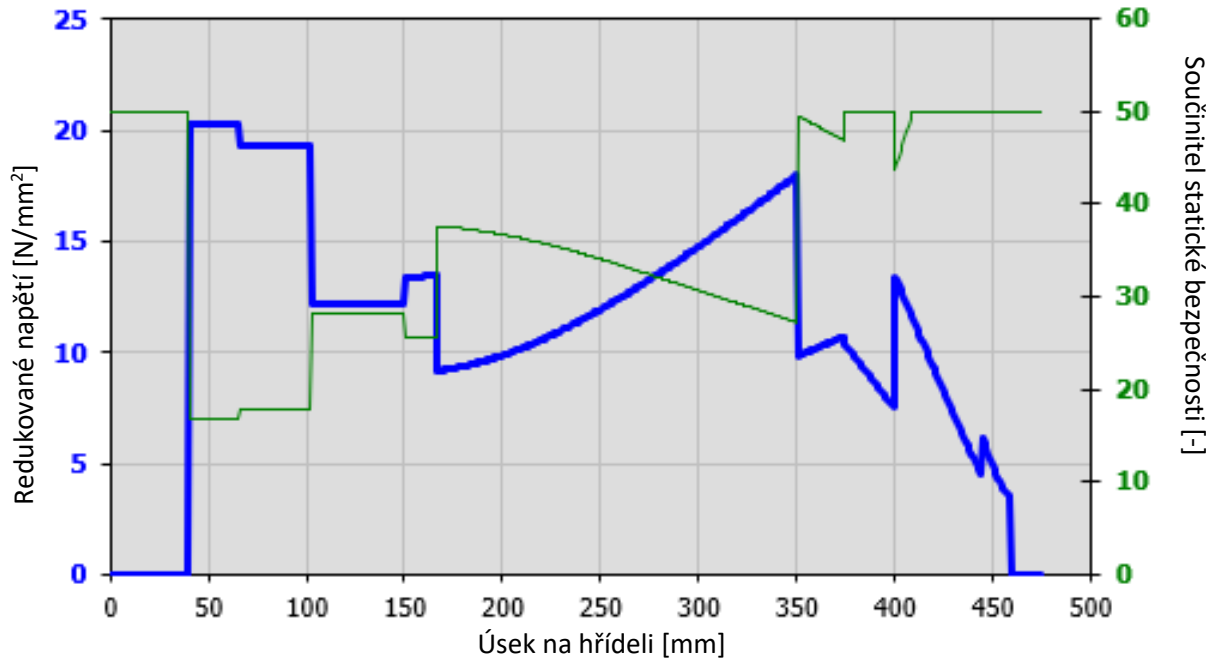


Obr. 28.: Kontrolovaná místa na vstupní hřídeli

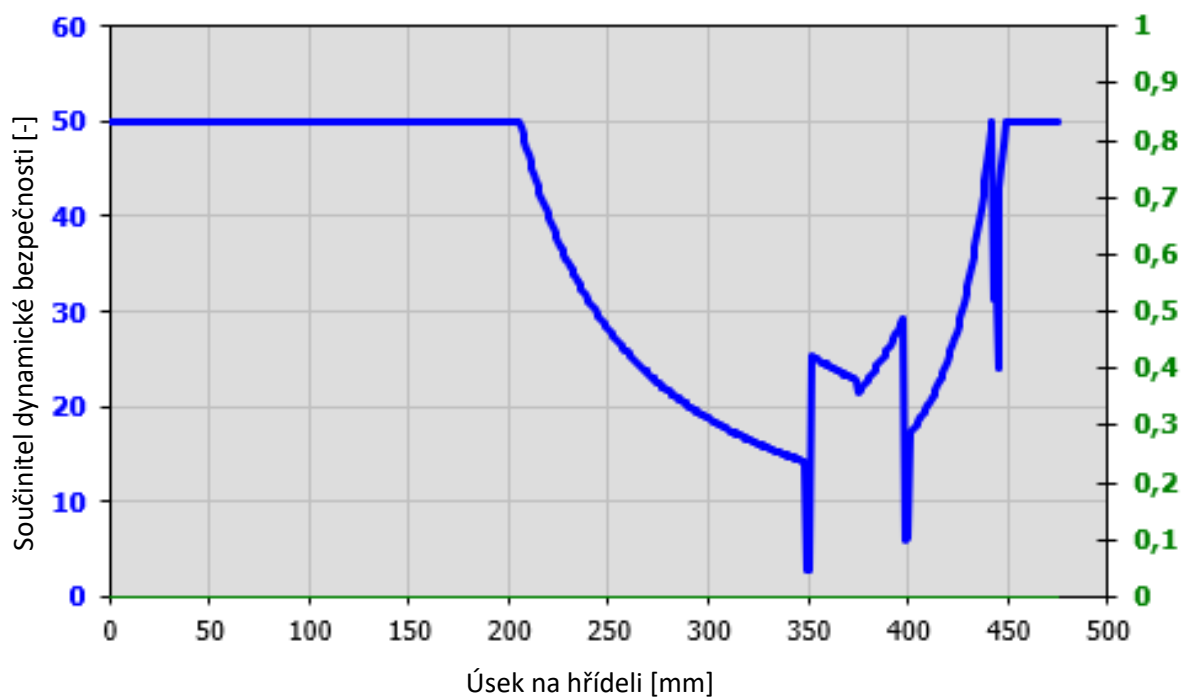
Shrnutí výsledků pevnostní kontroly je uvedeno v Tab. 22 a na Obr. 29 je vidět průběh redukovaného napětí (modře) a součinitele statické bezpečnosti (zeleně) po celé délce vstupní hřídele. Obr. 30 shrnuje průběh součinitele dynamické bezpečnosti po celé délce vstupní hřídele. Všechny potřebné součinitele a výpočty jsou uvedeny v příloze 7. [1]

Tab. 22.: Výsledky statické a dynamické kontroly vstupní hřídele

Pozice	M_k [Nm]	M_o [Nm]	d [mm]	σ_{red} [N/mm ²]	k_s	k_d
1	674,68	0	53,2	0	50	50
2	674,68	0	70	12,15	28,21	50
3	674,68	57,14	80	13,48	25,55	50
4	674,68	776,4	82	17,92	27,33	2,83
5	674,68	872,79	98,07	10,69	46,95	22,78



Obr. 29.: Graf průběhu redukovaného napětí a součinitele statické bezpečnosti na vstupní hřídeli



Obr. 30.: Graf průběhu součinitele dynamické bezpečnosti na vstupní hřídeli

V Tab. 23 jsou uvedeny výsledky kontroly torzní tuhosti vstupní hřídele.

Tab. 23.: Výsledky kontroly torzní tuhosti vstupní hřídele

φ [°]	l [mm]	ϑ [°/m]	VÝSLEDEK
0,0606	474,5	0,128	VYHOVUJE

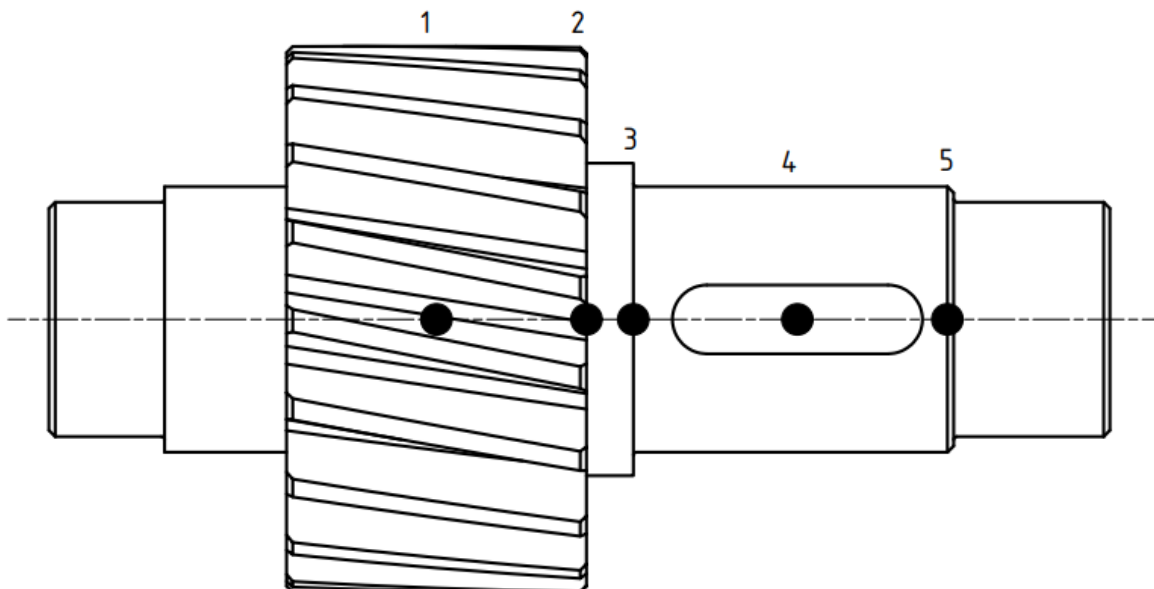
V Tab. 24 jsou uvedeny výsledky kontroly ohybové tuhosti vstupní hřídele.

Tab. 24.: Výsledky kontroly ohybové tuhosti vstupní hřídele

l [mm]	$y_{D_{MAX}} = \frac{l}{5000}$ [mm]	$y_{D_{MAX}}$ [mm]	m [mm]	$y_{D_K} = \frac{m}{100}$ [mm]	y_{D_K} [mm]	φ_{D_K} ["]	φ_{D_L} ["]	VÝSLEDEK
308,5	0,062	0,019	4	0,04	0,01	18	32,4	VYHOVUJE

4.8.4 Kontrola předlokové hřídele

Na následujícím obrázku (Obr. 31) jsou zobrazena kontrolovaná místa na předlokové hřídeli. Místa byla znovu zvolena podle doporučení v [1].

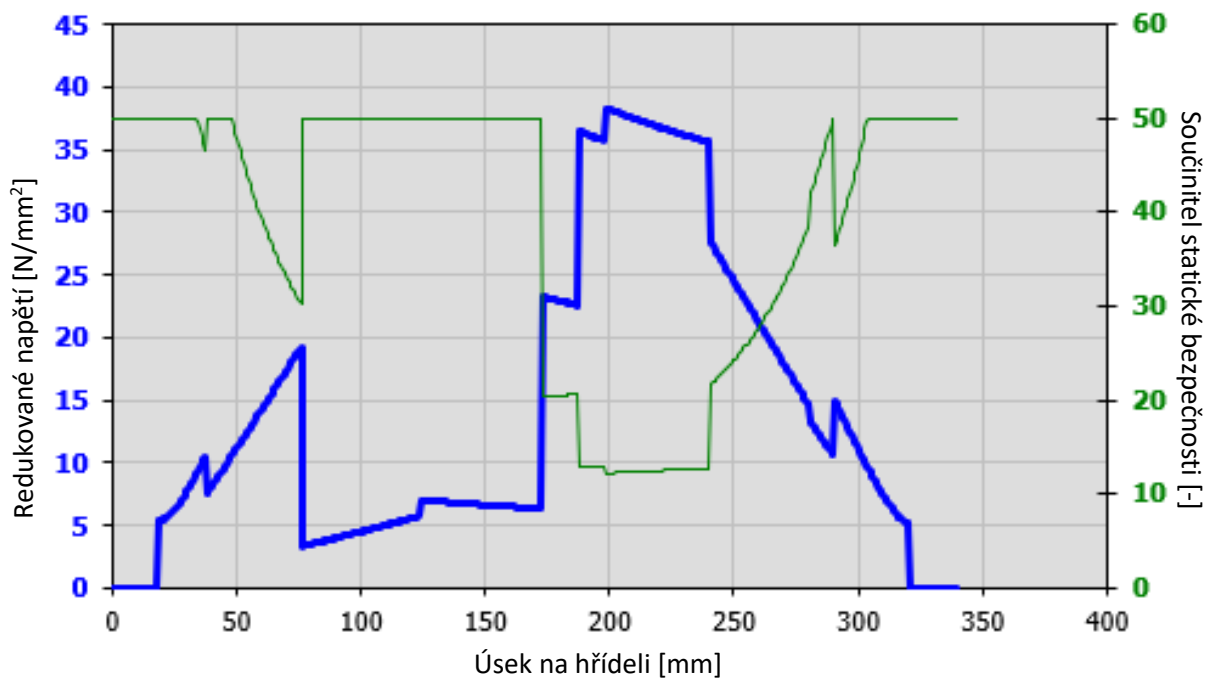


Obr. 31.: Kontrolovaná místa na předlokové hřídeli

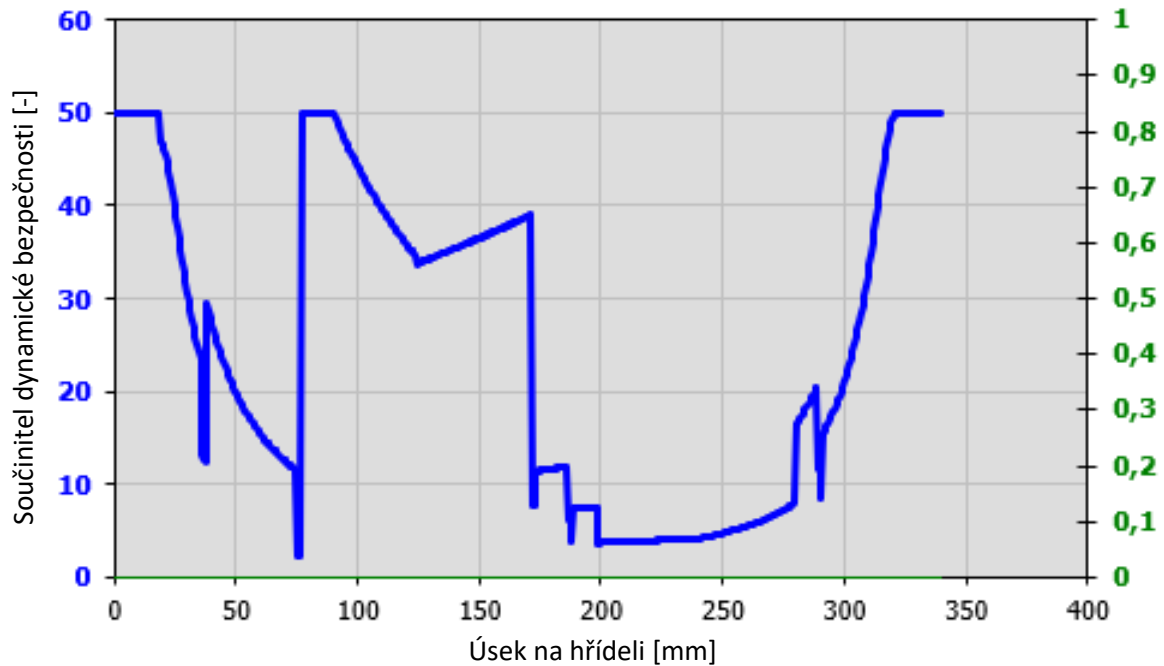
Shrnutí výsledků pevnostní kontroly předlokové hřídele je uvedeno v Tab. 25 a na Obr. 32 je vidět průběh redukovaného napětí (modře) a součinitele statické bezpečnosti (zeleně) po celé délce předlokové hřídele. Dále Obr. 33 shrnuje průběh součinitele dynamické bezpečnosti po celé délce předlokové hřídele. Všechny potřebné součinitele a výpočty jsou uvedeny v příloze 8. [1]

Tab. 25.: Výsledky statické a dynamické kontroly předlokové hřídele

Pozice	M_k [Nm]	M_o [Nm]	d [mm]	σ_{red} [N/mm ²]	k_s	k_d
1	1 900,91	2 077,12	155,74	5,74	50	34,49
2	1 900,91	1 857,6	100	6,38	50	7,81
3	1 900,91	1 773,19	87	22,74	20,5	6,11
4	1 900,91	1 525,96	76,5	35,85	12,63	4,13
5	0	592,33	75	10,91	49,3	11,53



Obr. 32.: Graf průběhu redukovaného napětí a součinitele statické bezpečnosti na předlokové hřídeli



Obr. 33.: Graf průběhu součinitele dynamické bezpečnosti na předlohové hřídeli

V Tab. 26 jsou uvedeny výsledky kontroly torzní tuhosti předlohové hřídele.

Tab. 26.: Výsledky kontroly torzní tuhosti předlohové hřídele

φ [°]	l [mm]	ϑ [°/m]	VÝSLEDEK
0,0177	339,5	0,052	VYHOVUJE

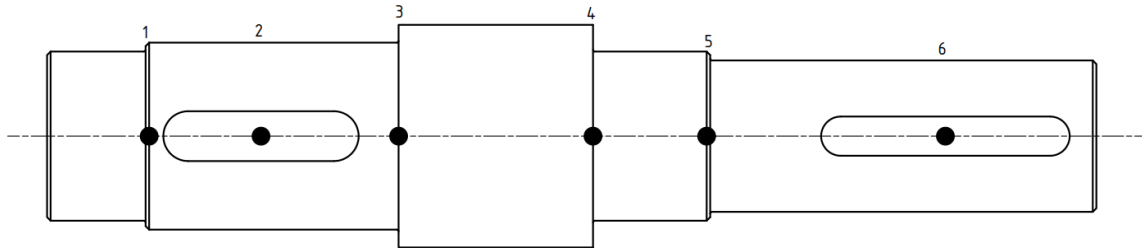
V Tab. 27 jsou uvedeny výsledky kontroly ohybové tuhosti předlohové hřídele.

Tab. 27.: Výsledky kontroly ohybové tuhosti předlohové hřídele

l [mm]	$y_{D_{MAX}} = l/5000$ [mm]	$y_{D_{MAX}}$ [mm]	m [mm]	$y_{D_K} = m/100$ [mm]	y_{D_K} [mm]	φ_{D_K} ["]	φ_{D_L} ["]	VÝSLEDEK
302,5	0,061	0,019	4	0,04	0,016	24,5	51,3	VYHOVUJE
			8	0,08	0,013	19		VYHOVUJE

4.8.5 Kontrola výstupní hřídele

Na následujícím obrázku (Obr. 34) jsou zobrazena kontrolovaná místa na výstupní hřídeli. Místa byla opět zvolena podle doporučení v [1].

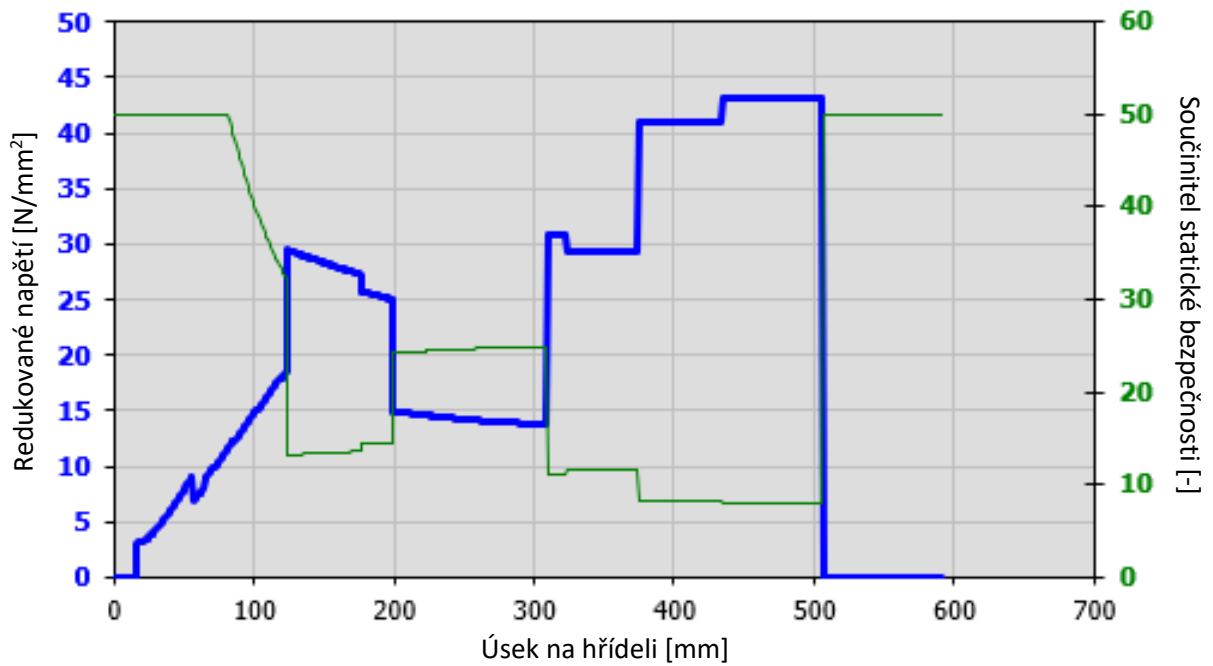


Obr. 34.: Kontrolovaná místa na výstupní hřídeli

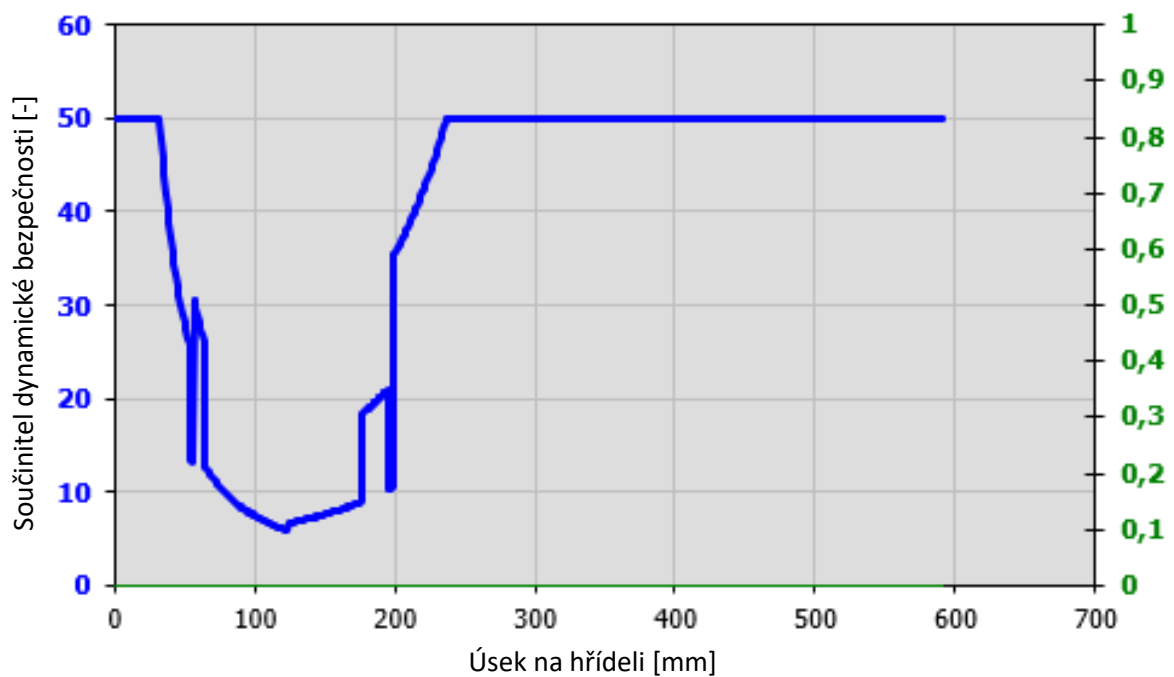
Shrnutí výsledků pevnostní kontroly výstupní hřídele je uvedeno v Tab. 28 a na Obr. 35 je vidět průběh redukovaného napětí (modře) a součinitele statické bezpečnosti (zeleně) po celé délce výstupní hřídele. Dále Obr. 36 shrnuje průběh součinitele dynamické bezpečnosti po celé délce výstupní hřídele. Všechny potřebné součinitele a výpočty jsou uvedeny v příloze 9. [1]

Tab. 28.: Výsledky statické a dynamické kontroly výstupní hřídele

Pozice	M_k [Nm]	M_o [Nm]	d [mm]	σ_{red} [N/mm ²]	k_s	k_d
1	0	693,58	95	8,8	50	13,41
2	4 117,96	1 868,65	95,1	18,06	33,15	6,05
3	4 117,96	1 088,08	107	25,27	14,36	10,33
4	4 117,96	139,61	97	13,91	24,68	50
5	4 117,96	0	87	29,66	11,55	50
6	4 117,96	0	76,5	43,58	7,86	50



Obr. 35.: Graf průběhu redukovaného napětí a součinitele statické bezpečnosti na výstupní hřídeli



Obr. 36.: Graf průběhu součinitele dynamické bezpečnosti na výstupní hřídeli

V Tab. 29 jsou uvedeny výsledky kontroly torzní tuhosti výstupní hřídele.

Tab. 29.: Výsledky kontroly torzní tuhosti výstupní hřídele

φ [°]	l [mm]	ϑ [°/m]	VÝSLEDEK
0,1353	591	0,229	VYHOVUJE

V Tab. 30 jsou uvedeny výsledky kontroly ohybové tuhosti výstupní hřídele.

Tab. 30.: Výsledky kontroly ohybové tuhosti výstupní hřídele

l [mm]	$y_{D_{MAX}} =$ $l/5000$ [mm]	$y_{D_{MAX}}$ [mm]	m [mm]	$y_{D_K} =$ $m/100$ [mm]	y_{D_K} [mm]	φ_{D_K} ["]	φ_{D_L} ["]	VÝSLEDEK
307,5	0,062	0,022	8	0,08	0,01	9,7	26,3	VYHOVUJE

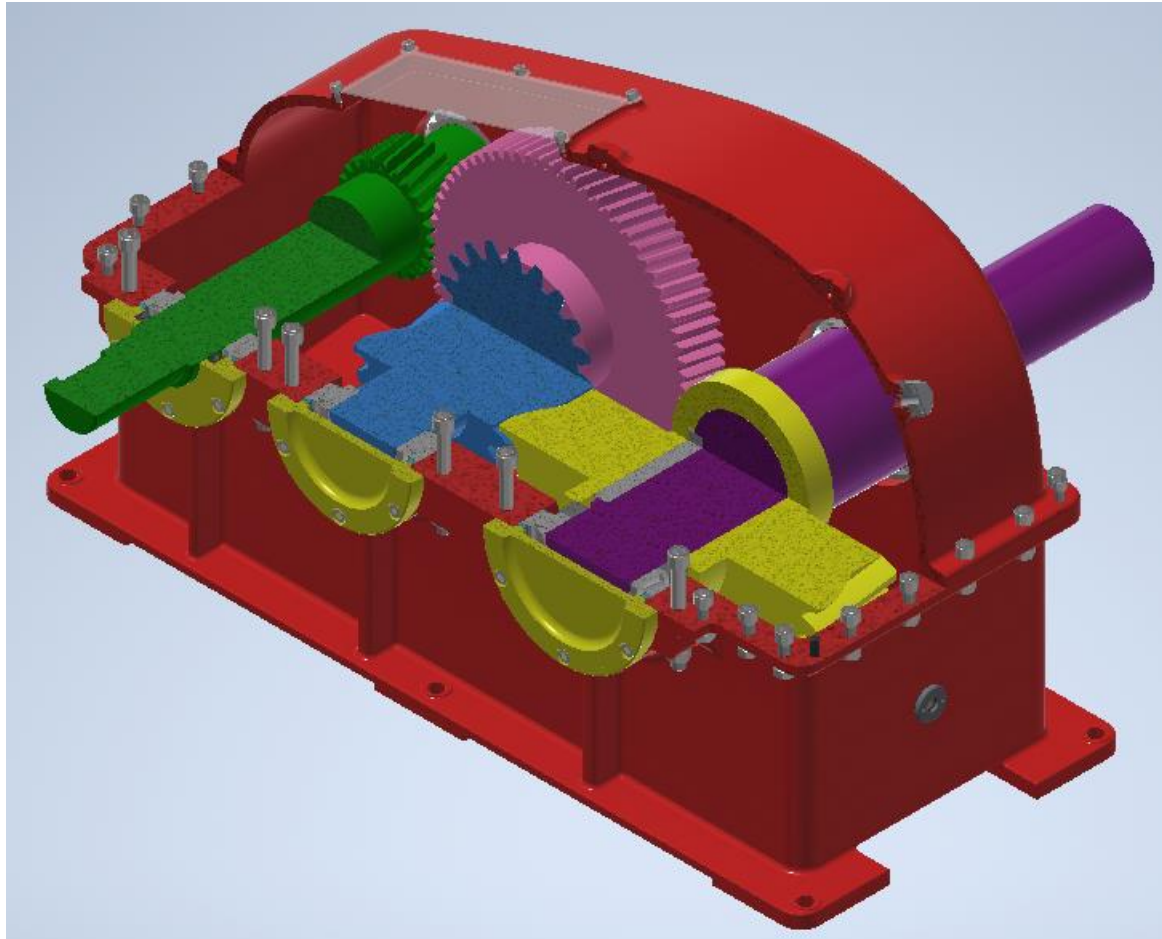
4.8.6 Zhodnocení kontroly

Z uvedených výsledků je vidět, že všechny hřídele vyhovují stanoveným deformačním podmínkám. Dále je vidět, že hřídele jsou v některých ohledech předdimenzované a bylo by možné je ještě zmenšit. Každopádně návrh hřídelí je možné považovat za úspěšný.

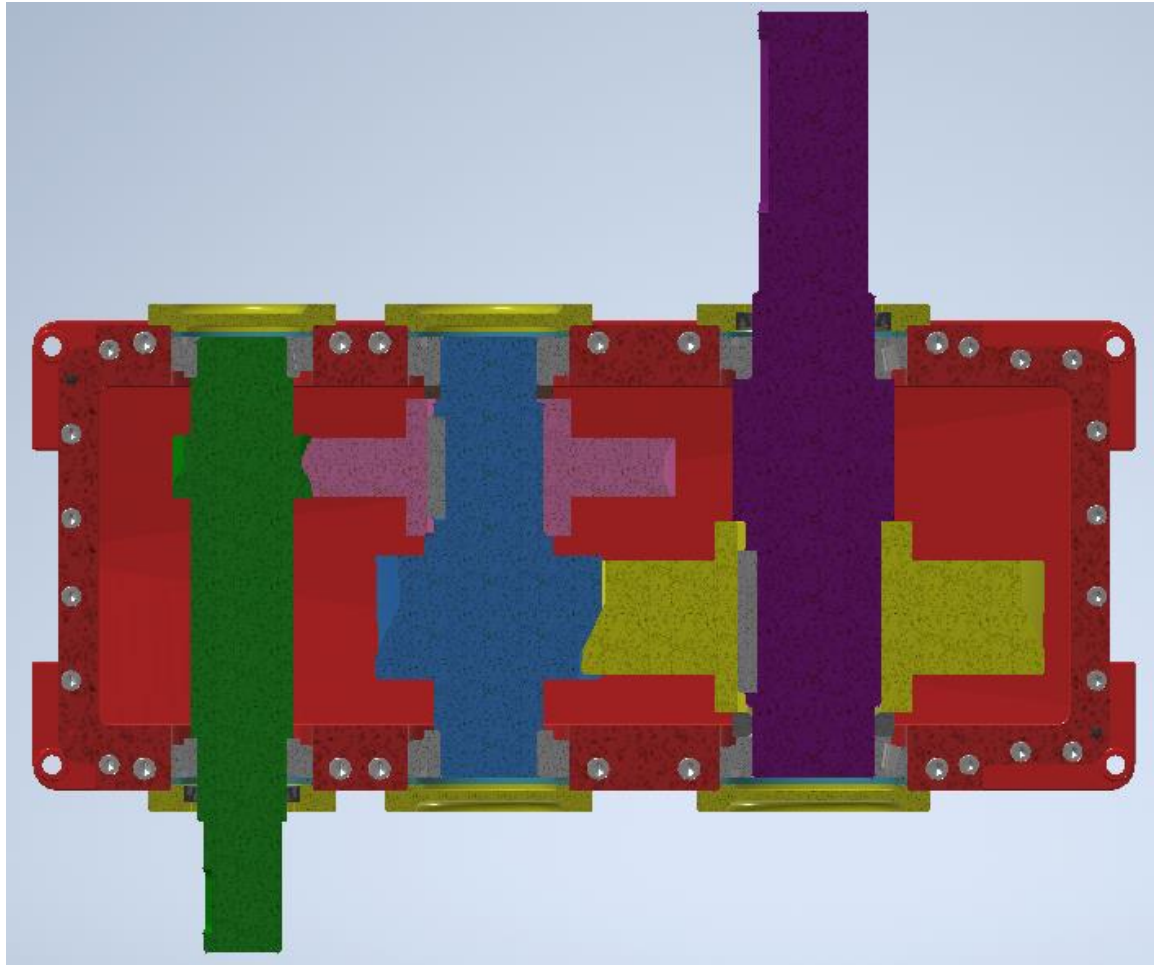
4.9 Konstrukční provedení převodovky

Pastorky jsou vyrobeny rovnou na hřídeli s tím, že patní průměr pastorků je větší než průměr osazení hřídele. Ozubená kola jsou vyrobena z normalizovaných tyčí kruhového průřezu. Ozubení je vyráběno odvalovacím způsobem. Předpětí ložisek je vyvozeno distančními trubkami, které se při montáži zbrousí tak, aby bylo vyvozeno předepsané předpětí nutné pro správnou funkci ložisek (Obr. 39). Otvory na ložiska jsou kryty litými víčky, která se ke skříni šroubují šrouby s válcovou hlavou. Víčka u hřídelových spojek jsou upravená pro vložení břitového těsnění, které zabraňuje unikání oleje. Převodová skříň je odlévána z materiálu ČSN 42 2415 [35]. Šířka stěny skříně byla zvolena 10 mm. Tuhost skříně byla zvýšena pomocí žeber. Skříň je dvoudílná, složená z víka a vany. Víko je s vanou spojeno šrouby s válcovou hlavou. V dělicí rovině jsou umístěny dva kuželové kolíky proto, aby se zajistila vzájemná poloha vany a skříně. Pro usnadnění demontáže se do dělicí roviny umístily dva odtlačovací šrouby. Skříň je opatřena vypouštěcí zátkou pro odvod oleje, olejznakem, odvzdušňovacím ventilem a nahlížecím sklíčkem pro plnění olejem. Dno skříně upraveno tak, aby byl usnadněný odvod oleje zátkou ze skříně. Víko skříně je opatřeno nálitky se závitem, aby se v případě potřeby daly namontovat závěsné šrouby

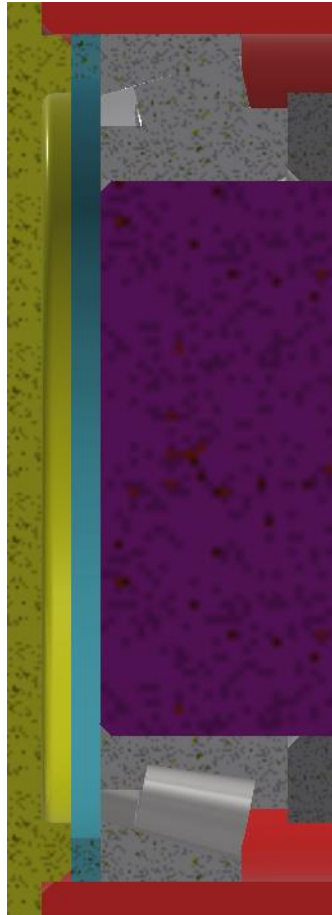
(Obr. 40). Pro mazání převodovky bude použit olej výkonové klasifikace API GL3 viskozitní klasifikace SAE 80. Konstrukční provedení převodovky je vidět na Obr. 37 a na Obr. 38.



Obr. 37.: Tříčtvrtinový řez 3D modelem převodovky



Obr. 38.: Řez dělicí rovinou 3D modelem převodovky



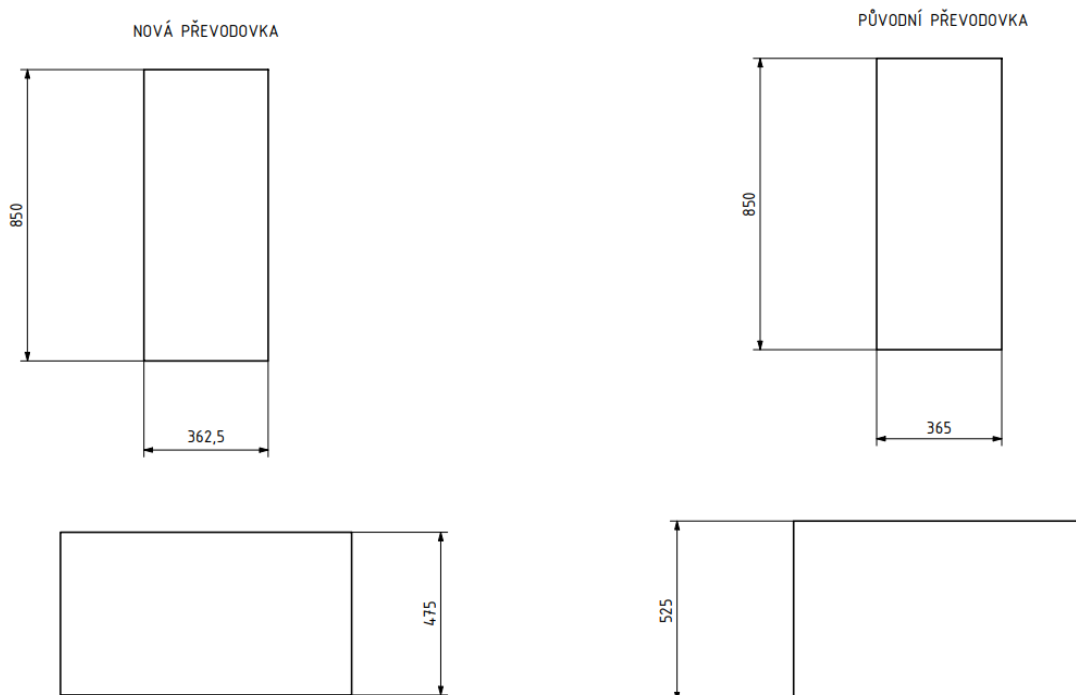
Obr. 39.: Konstrukční provedení předpětí ložisek



Obr. 40.: Nálitky se závitem pro montáž stavěcích šroubů

4.10 Porovnání oproti původní převodovce

Nakonec je nutné shrnout změny oproti původní převodovce, tj. výsledky redesignu. Převodovka je konstruována tak, že je o 50 % lehčí, jak už bylo řečeno v kapitole 4.3.2. Kdyby byly zanechány stejné šířky kol, a tedy stejná hmotnost jako v původní převodovce, byla by převodovka schopna přenést o 95% větší výkon než převodovka původní. Co se týče rozměrových změn, osové vzdálenosti jednotlivých hřídelů zůstaly beze změny. Změnily se ale šířky kol, které jsou nyní mnohem užší než při použití původní převodovky. Zároveň se změnila konstrukce hřídelů a ozubených kol, jak je shrnuto v kapitole 4.9. Převodová skříň nepřesáhla maximální dovolené rozměry, protože na šířku bez víček má 362,5 mm, na délku má 850 mm a na výšku má 475 mm. Skříň je tedy o něco menší než skříň původní převodovky. Připojovací rozměry k rámu jsou stejné, tj. 410 mm. Rozměrové porovnání je vidět na Obr. 41. Úbytek hmotnosti je řešen jen na ozubených kolech, přesto ale bude úbytek hmotnosti o několik procent větší, protože převodová skříň je menší než původní a zároveň ze stejného materiálu. Úbytek hmotnosti na hřídelích a na ostatních součástech je zanedbatelný.



Obr. 41.: Rozměrové porovnání původní a nové převodovky

5. Závěr

Z výše uvedeného návrhu vyplývá konečná koncepce redesignu existující dvoustupňové čelní převodovky. Do redesignu byly zavedeny všechny konstrukční požadavky, které bylo nutné zanechat, jako jsou připojovací rozměry k rámu a osová vzdálenost mezi jednotlivými hřídelemi. Nebyla překročena zadaná maximální šířka, délka, ani výška.

Pro přenos kroutícího momentu byly zvoleny čelní ozubená kola se šikmými zuby. Pastorky jsou navrženy tak, že jsou součástí hřídelů. Ozubená kola jsou s hřídelemi spojena pomocí těsných per. Pro uložení hřídelů ve skříni byla zvolena jednořadá kuželíková ložiska. Pro zabránění úniku oleje byla na vstupu i na výstupu zvolena břitová těsnění, která se vkládají do šroubovaných litých víček. Převodová skříň je konstruována jako odlévaná, skládající se ze dvou dílů, tj. víka a vany.

Z kapitoly 4, jejích podkapitol a přiložené výkresové dokumentace je patrné, že redesignovaná převodovka splňuje zadané parametry a je dostatečně dimenzovaná pro přenos kroutícího momentu. Účelem redesignu bylo snížení hmotnosti převodovky a její komplexní optimalizace oproti původní převodovce. I těchto cílů se v práci podařilo dosáhnout.

Citovaná literatura

- [1] **KUGL, Otmar.** *Projekt - III. ročník.* Praha : Vydavatelství ČVUT, 2005. ISBN 80-01-03205-1.
- [2] **ŠVEC, Vladimír.** *Části a mechanismy strojů: mechanické převody.* Praha : České vysoké učení technické, 1999. ISBN 80-01-01934-9.
- [3] **BOLEK, Alfred a KOCHMAN, Josef.** *Části strojů 1. svazek.* Praha : Státní nakladatelství technické literatury, 1989. ISBN 80-03-00046-7.
- [4] **BOLEK, Alfred a KOCHMAN, Josef.** *Části strojů 2. svazek.* Praha : Státní nakladatelství technické literatury, 1990. ISBN 80-03-00426-8.
- [5] **KŘÍŽ, Rudolf a kol.** *Stavba a provoz strojů 1.* Praha : Státní nakladatelství technické literatury, 1977. ISBN 04-231-77.
- [6] **MICHALEC, Jiří a kol.** *Pružnost a pevnost II.* Praha: České vysoké učení technické, 2001. ISBN 80-01-02375-3.
- [7] Ozubené kolo. *Wikipedie.* [Online] 16. 8 2022. [Citace: 11. 12 2022.] https://cs.wikipedia.org/wiki/Ozuben%C3%A9_kolo.
- [8] Převodovka. *Wikipedie.* [Online] 11. 9 2022. [Citace: 11. 12 2022.] <https://cs.wikipedia.org/wiki/P%C5%99evodovka>.
- [9] Čelní ozubená kola z oceli, modul 1, ozubení frézované, přímé ozubení, úhel záběru 20°. *MAREK INDUSTRIAL a.s.* [Online] 7. 2 2019. [Citace: 11. 12 2022.] <https://www.marek.eu/norelem-normovane-dily/systemy-a-komponenty-pro-vyrobu-stroju-a-zarizeni/technika-hnacich-ustroji/ozubena-kola-ozubene-tyce-kuzelova-ozubena-kola/25370/celni-ozubena-kola-z-oceli-modul-1-ozubeni-frezovane-prime-ozubeni-uhel-zaberu-20..>
- [10] Ozubené litinové kolo. *Domatech.cz.* [Online] 2. 12 2022. [Citace: 11. 12 2022.] https://domacitechnika.cz/ozubene-litinove-kolo-p161999/#gallery&as_qdr=y15.
- [11] Ozubené kolo čelní M1,5 s nábojem 40 zubů - plastové. *MATEZA.cz.* [Online] 9. 12 2022. [Citace: 11. 12 2022.] <https://www.mateza.cz/e-shop/ozubene-kolo-celni-m-1-5-s-nabojem-40-zubu-plastove#parametry>.
- [12] Čelní ozubené kolo mosaz M3 z=30. *Ameco.cz.* [Online] 1. 3 2022. [Citace: 11. 12 2022.] <https://eshop.ameco.cz/products/cz/1618/1034/1059/g975/26003000/>.
- [13] Význam převodovky v autě, proč a jak se o ni starat? *AutoŽivě.cz.* [Online] 10. 8 2018. [Citace: 11. 12 2022.] <https://www.autozive.cz/prevodovka-jak-funguje-udrzba/>.
- [14] Kuželové ozubené soukolí, kola 25/20 zubů na bubnové sekačky Fella KM. *Zemědělské potřeby M+S s.r.o.* [Online] 17. 6 2017. [Citace: 11. 12 2022.] <https://www.eshop-zemedelske-potreby.cz/kuzelove-ozubene-soukoli-kola-25-20-zubu-na-bubnove-sekacky-fella-km-p30580/>.
- [15] AXF-S/T/G POHON POHYBOVÝM ŠROUBEM. *MN - systems, s.r.o.* [Online] 5. 2 2020. [Citace: 11. 12 2022.] <https://mnsystems.cz/linearni-moduly/kompaktni-moduly-axf/axf-s-pohon-kulickovym-sroubem>.

- [16]AKTUÁTORY. *T.E.A. TECHNIK s.r.o.* [Online] 3. 12 2022. [Citace: 11. 12 2022.]
<https://www.teatechnik.cz/aktuatory/>.
- [17]ROZVODOVKA 2:1. *Š-HOBBY s.r.o.* [Online] 10. 11 2022. [Citace: 11. 12 2022.]
https://www.s-hobby.cz/rctruck/stranky/_38284--rozvodovka-2-1.htm.
- [18]ROZPÍNATELNÝ DISKOVÝ VARIÁTOR série: BES. *OPIS Engineering k.s.* [Online] 5. 12 2022.
[Citace: 11. 12 2022.] <http://opis.cz/variatory/BES.html>.
- [19]Skříň převodovky (Blackout MT). *rcauta.cz.* [Online] 29. 11 2022. [Citace: 11. 12 2022.]
<https://www.rcauta.cz/skrin-prevodovky-blackout-mt-p22127>.
- [20]KOMPAKTNÍ ŠNEKOVÁ PŘEVODOVKA S PLNOU VÝSTUPNÍ HŘÍDELÍ - WD. *RAVEO s.r.o.*
[Online] 10. 12 2022. [Citace: 11. 12 2022.] <https://www.raveo.cz/kompaktni-prevodovky-WD>.
- [21]Třístupňová převodovka, SAVAGE. *rcauta.cz.* [Online] 7. 10 2022. [Citace: 11. 12 2022.]
<https://www.rc-auta.eu/dily-hpi-racing/3451-tristupnova-prevodovka-savage-4944258872209.html>.
- [22]Jak správně řadit na kole. *jenprocestovatele.cz.* [Online] 16. 7 2016. [Citace: 11. 12 2022.]
<https://www.jenprocestovatele.cz/jak-spravne-radit-na-kole-poradime-s-typy-razeni/>.
- [23]Herkommer, Petr. Jednostupňová převodovka. *youtube.con.* [Online] 4. 3 2018. [Citace:
11. 12 2022.]
https://www.youtube.com/watch?v=Fc3IHvFEDwo&ab_channel=PetrHerkommer.
- [24]Ozubené hřebeny. *RAVEO s.r.o.* [Online] 3. 1 2023. [Citace: 5. 1 2023.]
<http://www.ozubene-hrebeny.cz/>.
- [25]Norma ČSN 01 4686-4: *Pevností výpočet čelních a kuželových ozubených kol, Návrhový a zjednodušený kontrolní výpočet ozubených kol.* Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 1989, 12s. Třídící znak 01 4686
- [26]Oceli Třídy 16. *tumlikovo.cz.* [Online] 23.1 2011. [Citace: 28.4 2023.]
<http://www.tumlikovo.cz/rubriky/materialy/konstrukcni-oceli/oceli-tridy-16/>.
- [27]Přehled vlastností oceli 16MnCr5. *bbolzano.cz.* [Online] 28.4 2023. [Citace 28.4 2023.]
<https://bbolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/oceli-k-cementovani-podle-en-10084/prehled-vlastnosti-oceli-16mncr5>
- [28]ČSN 12010 – ocel k cementování. *czferrosteel.cz.* [Online] 28.4 2023. [Citace 28.4 2023.]
<http://www.czferrosteel.cz/pdf/tyce-12010.pdf>
- [29]Norma ČSN 01 4686-3: *Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. Kontrolní výpočet čelních ozubených kol.* Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 1989, 72s. Třídící znak 01 4686
- [30]Norma DIN 867:1986-02: *Basic rack tooth profiles for involute teeth of cylindrical gears for general engineering and heavy engineering.* Berlín: Deutsches Institut für Normung e. V., 1986, 3s

- [31] Norma ČSN ISO 6336: *Výpočet únosnosti čelních ozubených kol s přímými a šikmými zuby*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2014, 134s. Třídící znak 01 4687
- [32] Katalog – Průmyslové spojky Stromag. *BIBUS s.r.o.* [Online] 22.6.2023. [Citace 27.6.2023.] <https://www.bibus.cz/fileadmin/editors/countries/bisro/Produkty/STROMAG/Documents/Periflex-p-8538-sg.pdf>
- [33] Katalog – Spojky. *SKF*. [Online] 16.6.2023. [Citace 27.6.2023.] https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d196806fd7be/pdf_preview_medium/0901d196806fd7be_pdf_preview_medium.pdf#cid-317965
- [34] Katalog – Valivá ložiska. *SKF*. [Online] 22.6.2023 [Citace 27.6.2023.] https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d1968096351e/pdf_preview_medium/0901d1968096351e_pdf_preview_medium.pdf#cid-121486
- [35] Norma ČSN 42 2415: *Litina 42 2415 s lupínkovým grafitem*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 1990, 4s, Třídící znak 42 2415

Seznam obrázků

Obr. 1.: Ocelové ozubené kolo [9].....	10
Obr. 2.: Plastové ozubené kolo [11]	10
Obr. 3.: Litinové ozubené kolo [10].....	10
Obr. 4.: Mosazné ozubené kolo [12]	10
Obr. 5.: Znázornění vzájemné polohy os [7]	11
Obr. 6.: Znázornění typů kol a průběhu zubů [7]	12
Obr. 7.: Převodovka [13]	15
Obr. 8.: Kinetika rotační pohyb na rotační pohyb [14].....	16
Obr. 9.: Pohon pomocí pohybového šroubu [15].....	16
Obr. 10.: Aktuátor [16]	16
Obr. 11.: Ozubený hřeben [24].....	16
Obr. 12.: Obousměrná jednostupňová převodovka [23]	18
Obr. 13.: Jednosměrná třístupňová převodovka [21]	18
Obr. 14.: Samosvorná šneková převodovka [20]	19
Obr. 15.: Rozvodovka [17]	19
Obr. 16.: Variátor [18]	20
Obr. 17.: Řetězová převodovka u jízdního kola [22]	21
Obr. 18.: Skříň dělená kolmo na osu [19].....	21
Obr. 19.: Zadaná převodovka	22
Obr. 20.: Štítek zadané převodovky	22
Obr. 21.: Prvotní schéma převodovky.....	23
Obr. 22.: Porovnání materiálů v rámci ceny.....	26
Obr. 23.: Porovnání materiálů v rámci maximálního výkonu.....	27
Obr. 24.: Porovnání materiálů v rámci úbytku hmotnosti	28
Obr. 25.: Schéma sil na vstupní hřídeli.....	36
Obr. 26.: Schéma sil na předlokové hřídeli	38
Obr. 27.: Schéma sil na výstupní hřídeli	40
Obr. 28.: Kontrolovaná místa na vstupní hřídeli	48
Obr. 29.: Graf průběhu redukováného napětí a součinitele statické bezpečnosti na vstupní hřídeli	49
Obr. 30.: Graf průběhu součinitele dynamické bezpečnosti na vstupní hřídeli.....	49
Obr. 31.: Kontrolovaná místa na předlokové hřídeli.....	50
Obr. 32.: Graf průběhu redukováného napětí a součinitele statické bezpečnosti na předlokové hřídeli	51
Obr. 33.: Graf průběhu součinitele dynamické bezpečnosti na předlokové hřídeli	52
Obr. 34.: Kontrolovaná místa na výstupní hřídeli	53
Obr. 35.: Graf průběhu redukováného napětí a součinitele statické bezpečnosti na výstupní hřídeli	54
Obr. 36.: Graf průběhu součinitele dynamické bezpečnosti na výstupní hřídeli	54
Obr. 37.: Tříčtvrtinový řez 3D modelem převodovky.....	56
Obr. 38.: Řez dělicí rovinou 3D modelem převodovky.....	57
Obr. 39.: Konstrukční provedení předpětí ložisek.....	58
Obr. 40.: Nálitky se závitem pro montáž stavěcích šroubů.....	58
Obr. 41.: Rozměrové porovnání původní a nové převodovky	59

Seznam tabulek

Tab. 1: Kroutící momenty na jednotlivých hřídelích	24
Tab. 2: Počty zubů a moduly kol	25
Tab. 3: Základní rozměry ozubených kol.....	30
Tab. 4.: Vypočtené koeficienty bezpečnosti S_F a S_H	31
Tab. 5.: Skutečné kroutící momenty, otáčky, výkony a průměry na jednotlivých hřídelích	32
Tab. 6.: Jmenovité momenty pro výběr spojek.....	33
Tab. 7.: Rozměry těsných per.....	34
Tab. 8.: Velikosti sil v ozubení	35
Tab. 9.: Rozměry na vstupní hřídeli.....	36
Tab. 10.: Reakce v uložení vstupní hřídele	37
Tab. 11.: Přepočítané reakce na vstupní hřídeli do radiálního a axiálního směru	37
Tab. 12.: Rozměry na předlohové hřídeli	38
Tab. 13.: Reakce v uložení předlohové hřídele	39
Tab. 14.: Přepočítané reakce na předlohové hřídeli	39
Tab. 15.: Rozměry na výstupní hřídeli	40
Tab. 16.: Reakce v uložení výstupní hřídele	41
Tab. 17.: Přepočítané reakce na výstupní hřídeli.....	41
Tab. 18.: Parametry ložisek na vstupní hřídeli	41
Tab. 19.: Parametry ložisek na předlohové hřídeli.....	42
Tab. 20.: Parametry ložisek na výstupní hřídeli	42
Tab. 21.: Zvolená ložiska podle katalogu SKF	42
Tab. 22.: Výsledky statické a dynamické kontroly vstupní hřídele	48
Tab. 23.: Výsledky kontroly torzní tuhosti vstupní hřídele	50
Tab. 24.: Výsledky kontroly ohybové tuhosti vstupní hřídele	50
Tab. 25.: Výsledky statické a dynamické kontroly předlohové hřídele.....	51
Tab. 26.: Výsledky kontroly torzní tuhosti předlohové hřídele.....	52
Tab. 27.: Výsledky kontroly ohybové tuhosti předlohové hřídele	52
Tab. 28.: Výsledky statické a dynamické kontroly výstupní hřídele.....	53
Tab. 29.: Výsledky kontroly torzní tuhosti výstupní hřídele.....	55
Tab. 30.: Výsledky kontroly ohybové tuhosti výstupní hřídele	55

Seznam příloh

- Příloha 1: Vlastní výpočtový Excel
- Příloha 2: Kontrola ozubení – Varianta 2 – Kolo 1,2
- Příloha 3: Kontrola ozubení – Varianta 2 – Kolo 3,4
- Příloha 4: Ložiska vstupní hřídel
- Příloha 5: Ložiska předlohová hřídel
- Příloha 6: Ložiska výstupní hřídel
- Příloha 7: Kontrola vstupní hřídele
- Příloha 8: Kontrola předlohové hřídele
- Příloha 9: Kontrola výstupní hřídele
- Příloha 10: Sestavný výkres
- Příloha 11: Kusovník
- Příloha 12: Výrobní výkres – Předlohová hřídel
- Příloha 13: Výrobní výkres – Kolo 4