



Pohon pásového dopravníku sypkých materiálů

Bakalářská práce

Studijní program: B2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301R000 – Strojní inženýrství
Autor práce: **Vojtěch Hansal**
Vedoucí práce: prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Vojtěch Hansal**
Osobní číslo: **S13000060**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Strojní inženýrství**
Název tématu: **Pohon pásového dopravníku sypkých materiálů**
Zadávající katedra: **Katedra částí a mechanismů strojů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Navrhněte kompletní pohonný systém pásového dopravníku sypkých materiálů o výkonu 15 kW a výstupních otáčkách 200 ot./min. s redukcí otáček na 100 ot./min. Vše bude uloženo na svařovaném rámu.

Obsah bakalářské práce

1. Představení úkolu
2. Průzkum potencionálních řešení
3. Vypracování 3D sestavy pohonu, výkresové dokumentace sestavy vybraných dílů
4. Výpočtová zpráva
5. Ekonomické zhodnocení
6. Závěrečné zhodnocení

Rozsah grafických prací: přílohy dle potřeby
Rozsah pracovní zprávy: 50
Forma zpracování bakalářské práce: tištěná/elektronická
Seznam odborné literatury:

- [1] Pešík, L.: Části strojů. 1. díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-938-4
- [2] Pešík, L.: Části strojů. 2. díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-939-2
- [3] Moravec V.: Konstrukce strojů a zařízení 2. čelní ozubená kola. Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2001, 291 s.
- [4] Mrkvica I.: Současné trendy v obrábění ozubených kol. Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2011, 120 s.
- [5] Leinveber, J., Vávra, P.: Strojnické tabulky. Albra, Úvaly 2005. ISBN 80-736-01-6
- [6] Bureš M.: Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. Skriptum TU Liberec Ediční středisko 2006.
- [7] Normy pro návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol ČSN 014686-4 nebo ČSN ISO 6336-5 (014687) Výpočet únosnosti čelních ozubených kol s přímými a šikmými zuby - několik dílů, nebo ANSI/AGMA 20010B88, 2001-C95 nebo normou 2001-D04, nebo ANSI/AGMA 908-B89.
- [8] Normy pro mezní úchytky a tolerance ozubených kol a soukolí ČSN 014682 nebo novější ČSN ISO 1328-1 Čelní ozubená kola - Soustava přesnosti ISO a ČSN 01 4676 - Ozubená kola - Měření ozubených kol čelních se šikmými zuby.
- [9] Výpočetní programy AutoDESK- Mechsoft, KISS SOFT, MITCALc,
- [10] Databáze knihovny TUL

Vedoucí bakalářské práce: **prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.**
Katedra částí a mechanismů strojů

Datum zadání bakalářské práce: **12. února 2017**
Termín odevzdání bakalářské práce: **12. května 2018**

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan



prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.
vedoucí katedry

V Liberci dne 12. února 2017

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé bakalářské práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis:

Poděkování

Rád bych poděkoval Prof. Ing. Ladislavu Ševčíkovi, Csc. za odborné vedení bakalářské práce a věcné připomínky a návrhy v průběhu konzultací. Dále chci vřele poděkovat celé své rodině a přítelkyni za podporu po celou dobu mého studia.

Abstrakt

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem kompletního pohonného systému pásového dopravníku sypkých hmot. Součástí pohonného systému je elektromotor o výkonu 15 [kW], dvourychlostní převodovka s výstupními otáčkami 200 [$1 \cdot \text{min}^{-1}$] a 100 [$1 \cdot \text{min}^{-1}$] a řetězový převod pohánějící buben dopravníku. Vše je uloženo ve svařovaném rámu.

Práce obsahuje literární rešerži, kompletní výpočet převodovky a kontrolu určitých součástí pomocí metody konečných prvků, ekonomické zhodnocení, 3D model celého pohonného systému, výkresy sestav a výrobní výkresy vybraných součástí systému.

Klíčová slova:

Dopravník, převodovka, ozubená kola, řetězový převod, pohon

Abstract

This bachelor thesis solves the whole construction of belt conveyor driving system. The drive system contains 15 [kW] electric engine, two- speed gearbox with 200 [rpm] and 100 [rpm] and chain transmission which drives the conveyor. All drive system is placed in welded frame.

This thesis contains literary recherche, complete numeric calculation of gearbox and Finite Element Method controll of specific parts, economic evaluation, 3D model of whole driving system, drawings of the assemblies and technical drawings of the selected parts of system.

Key words:

Conveyor, gearbox, cogwheels, chain transmission, drive

Obsah

Obsah.....	7
Seznam obrázků:	10
Seznam tabulek:	11
Seznam použitého značení	12
1 Cíl práce	18
2 Úvod	19
3 Dopravníky	20
3.1 Rozdělení dopravníků	20
3.1.1 Šnekový dopravník	20
3.1.2 Korečkový dopravník	21
3.1.3 Řetězový (podvěsný) dopravník	22
3.1.4 Pásový dopravník	22
3.2 Pohon pásového dopravníku	24
3.2.1 Pohon asynchronním elektromotorem pomocí převodovky	24
3.2.2 Pohon bubnovým motorem	24
4 Vlastní řešení pohonné jednotky	25
4.1 Schéma celého zařízení	25
4.2 Návrh elektromotoru dle zadaných parametrů	26
4.3 Volba spojky	27
4.4 Návrh ochrany motoru proti přetížení	27
5 Návrhové výpočty	28
5.1 Návrh převodových poměrů a počtu zubů ozubených kol	28
5.2 Výpočet otáček	29
5.3 Výpočet kroutících momentů	30

5.4	Návrh kuželového soukolí se šikmými zuby [12].....	31
5.4.1	Výpočet geometrie soukolí.....	32
5.4.2	Výpočet parametrů náhradního soukolí	33
5.4.3	Výpočet součinitele trvání záběru	33
5.4.4	Výpočet silových poměrů v kuželovém soukolí	34
5.4.5	Pevnostní kontrola ozubení	34
5.5	Návrh čelního soukolí prvního převodového stupně [12].....	36
5.5.1	Výpočet geometrie čelního soukolí 1 se šikmými zuby.....	37
5.5.2	Výpočet součinitele trvání záběru	38
5.5.3	Výpočet silových poměrů v soukolí	38
5.5.4	Pevnostní kontrola ozubení	38
5.6	Návrh čelního soukolí druhého převodového stupně [12]	40
5.6.1	Výpočet geometrie čelního soukolí 2 s šikmými zuby	41
5.6.2	Výpočet součinitele trvání záběru	42
5.6.3	Výpočet silových poměrů v soukolí	42
5.6.4	Pevnostní kontrola soukolí.....	42
5.7	Návrh řetězového převodu [14], [2]	44
5.7.1	Kontrola navrženého řetězu	45
5.7.2	Výpočet sil působících na řetěz	46
5.8	Výpočet podporových reakcí a ohybových momentů na hřídelích	47
5.8.1	Vstupní hřídel	47
5.8.2	Předlokový hřídel – 1. rychlostní stupeň.....	49
5.8.3	Předlokový hřídel – 2. rychlostní stupeň.....	51
5.8.4	Výstupní hřídel – 1. rychlostní stupeň.....	53
5.8.5	Výstupní hřídel – 2. rychlostní stupeň.....	56
5.9	Návrh průměrů a pevnostní kontrola hřídelí	58
5.9.1	Vstupní hřídel [3], [15]	58

5.9.2	Předlohový hřídel [3], [15].....	61
5.9.3	Výstupní hřídel [3], [15].....	64
5.9.4	Kontrola předlohové hřídele pomocí MKP.....	66
5.10	Návrh per na vstupním a předlohovém hřídeli [3]	68
5.10.1	Vstupní hřídel.....	68
5.10.2	Předlohová hřídel	68
5.11	Návrh rovnobokého drážkování na výstupním hřídeli [3]	70
5.12	Návrh ložisek [3].....	71
5.12.1	Vstupní hřídel [16].....	71
5.12.2	Předlohový hřídel [16]	72
5.12.3	Výstupní hřídel [16].....	74
5.13	3D model zařízení.....	76
6	Ekonomické zhodnocení	77
7	Závěr	78
	Zdroje	81

Seznam obrázků:

Obrázek 1 Schematický model šnekového trubkového dopravníku [1].....	21
Obrázek 2 Korečkové dopravníky s řetězovým a pásovým tažným elementem [2].....	21
Obrázek 3 Podvěsný dopravník firmy TMT v lakovně automobilových dílů [3]	22
Obrázek 4 Mobilní pásový dopravník firmy DEK CZ [4].....	23
Obrázek 5 Stabilní pásový dopravník firmy Noen v povrchovém dole [5].....	23
Obrázek 6 Průmyslový pásový dopravník firmy DNS poháněný asynchronním elektromotorem přes převodovku [6]	24
Obrázek 7 Průmyslový pásový dopravník firmy Haberkorn s pohonem uvnitř bubnu [7].....	25
Obrázek 8 Schematický náčrt celého zařízení	25
Obrázek 9 Elektromotory Siemens 1LE1002-1DA33 15kW v přírubovém a patkovém provedení [8].....	26
Obrázek 10 Elektromagnet. kotoučová spojka EKS firmy PSP pohony [9]	27
Obrázek 11 Jističe SIRIUS řady 3RV firmy Siemens [10].....	28
Obrázek 12 Výkonový diagram pro volbu řetězu [13].....	44
Obrázek 13 Silové poměry na vstupním hřídeli	47
Obrázek 14 Ohybové momenty zatěžující vstupní hřídel	48
Obrázek 15 Silové poměry na předlohovém hřídeli při 1. rychlostním stupni	49
Obrázek 16 Ohybové momenty na předlohovém hřídeli při 1. rychlostním stupni	51
Obrázek 17 Silové poměry na předlohovém hřídeli při 2. rychlostním stupni	51
Obrázek 18 Ohybové momenty na předlohovém hřídeli při 2. rychlostním stupni	53
Obrázek 19 Silové poměry na výstupním hřídeli při 1. rychlostním stupni	53
Obrázek 20 Ohybové momenty na výstupním hřídeli při 1. rychlostním stupni	55
Obrázek 21 Silové poměry na výstupním hřídeli při 2. rychlostním stupni	56
Obrázek 22 Ohybové momenty na výstupním hřídeli při 2. rychlostním stupni	57
Obrázek 23 Model vstupního hřídele s vyznačeným místem kontroly.....	59
Obrázek 24 Hodnoty ohybového momentu na vstupní hřídeli v místě vrubu	59
Obrázek 25 Model předlohového hřídele s vyznačeným místem kontroly.....	62
Obrázek 26 Hodnoty ohybového momentu na předlohové hřídeli v místě vrubu	62
Obrázek 27 Model výstupního hřídele s vyznačeným místem kontroly	65
Obrázek 28 Hodnoty ohybového momentu na výstupní hřídeli v místě vrubu	65
Obrázek 29 Ilustrativní znázornění okrajových podmínek a deformace	67
Obrázek 30 Výsledek pevnostní analýzy MKP napětí výstupního hřídele	67
Obrázek 31 3D model sestavy - přední pohled	76
Obrázek 32 3D model sestavy - zadní pohled	77

Seznam tabulek:

<i>Tabulka 1 Zadané vstupní parametry</i>	19
<i>Tabulka 2 Zadané parametry elektromotoru</i>	26
<i>Tabulka 3 Parametry kuželového soukolí [13]</i>	31
<i>Tabulka 4 Parametry čelního soukolí běžného převodu [13]</i>	36
<i>Tabulka 5 Parametry čelního soukolí druhého převodu [13]</i>	40
<i>Tabulka 6 Parametry pro návrh vstupního hřídele [13]</i>	58
<i>Tabulka 7 Parametry pro návrh předlohového hřídele [13]</i>	61
<i>Tabulka 8 Parametry pro návrh výstupního hřídele [13]</i>	64
<i>Tabulka 9 Tabulkové hodnoty dovoleného tlaku a napětí ve smyku pro ocel [13]</i>	68
<i>Tabulka 10 Seznam a ceny nakupovaných položek</i>	77

Seznam použitého značení

Značka	Význam	Jednotka
i	Celkový převodový poměr	[-]
i_k	Převodový poměr na kuželovém soukolí	[-]
i_{ε}	Převodový poměr na čelním soukolí	[-]
$i_{\bar{r}}$	Převodový poměr na řetězovém převodu	[-]
$i_{\varepsilon r}$	Převodový poměr redukováný na čelním soukolí	[-]
z	Počet zubů	[-]
n	Otáčky	[1 . min ⁻¹]
P	Výkon	[W]
η_k	Účinnost kuželového soukolí	[-]
η_{ε}	Účinnost čelního soukolí	[-]
$\eta_{\bar{r}}$	Účinnost řetězového převodu	[-]
M_k	Kroutící moment	[N . m]
Re	Mez kluzu	[MPa]
Re	Vnější délka površky roztečného kužele	[mm]
σ_F	Ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu	[MPa]
σ_{Hlim}	Mez únavy v doteku materiálu ozub. kola	[MPa]
σ_{Flim}	Mez únavy v ohybu ozubeného kola	[MPa]
σ_{HP}	Přípustné napětí v doteku (Hertzův tlak)	[MPa]
σ_{FP}	Přípustné napětí v ohybu	[MPa]
σ_H	Napětí v doteku	[MPa]
σ_{H0}	Napětí v doteku při ideál. zatížení přesných zubů	[MPa]
δ	Úhel roztečného kužele	[°]
α_n	Normálový úhel profilu ozubení	[°]
α_t	Tečný úhel profilu ozubení	[°]
β_m	Úhel sklonu ozubení	[°]
ψ_D	Poměr šířky a roztečného průměru ozubení	[-]
ψ_m	Poměr šířky a normálního modulu ozubení	[-]
K_A	Součinitel vnějších dynamických sil	[-]

K_F	Součinitel přídavných zatížení (pro ohyb)	[-]
K_H	Součinitel přídavných zatížení (na dotek)	[-]
$K_{H\alpha}$	Součinitel podílu zatížení jednotl. zubů (na dotek)	[-]
$K_{F\alpha}$	Součinitel podílu zatížení jednotl. zubů (na dotek)	[-]
$K_{H\beta}$	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce (při výpočtu na dotek)	[-]
$K_{F\beta}$	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce (při výpočtu na ohyb)	[-]
K_{FV}	Součinitel vnitřních dynamických sil (na ohyb)	[-]
K_{HV}	Součinitel vnitřních dyn. sil (na dotek)	[-]
K_{AS}	Součinitel vnějších dynamických sil s ohledem na trvalou deformaci, vznik trhliny nebo křehkého lomu z jednorázového přetížení	[-]
f_F	Pomocný součinitel pro výpočet modulu ozubení	[-]
f_H	Pomocný součinitel pro výpočet roztečného průměru	[-]
z_v	Počet zubů virtuálního kola	[-]
d_m	Střední roztečný průměr kola	[mm]
b_w	Šířka ozubení	[mm]
m_{mn}	Střední normálový modul soukolí	[mm]
m_{mt}	Střední tečný modul	[mm]
m_{te}	Vnější tečný modul	[mm]
i_{vk}	Převodový poměr virtuálního soukolí	[-]
z_v	Počet zubů virtuálního kola	[-]
d_v	Roztečný průměr virtuálního kola	[mm]
a_v	Virtuální osová vzdálenost	[mm]
d_{ae}	Vnější hlavový průměr kola	[mm]
d_{fe}	Vnější patní průměr kola	[mm]
h_a	Hlavová výška zubu	[mm]
h_f	Patní výška zubu	[mm]
h	Výška zubu	[mm]
d_{va}	Virtuální hlavový průměr kola	[mm]
d_{vb}	Virtuální základní průměr kola	[mm]
ε	Součinitel trvání záběru	[-]

ε_α	Součinitel záběru profilu	[-]
ε_β	Součinitel záběru kroku	[-]
F_{t1}	Obvodová síla odpovídající 1. stupni zatížení	[N]
F_{tm}	Střední obvodová síla	[N]
F_{am}	Střední axiální síla	[N]
F_{rm}	Střední radiální síla	[N]
Z_E	Součinitel mechanických vlastností materiálu	[-]
Z_H	Součinitel tvaru spolu zabírajících zubů	[-]
Z_{ev}	Součinitel součtové délky dotek. křivek boků zubů	[-]
Z_R	Součinitel výchozí drsnosti boků zubů	[-]
S_{Fmin}	Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu	[-]
S_{Hmin}	Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů	[-]
V_{HV}	Tvrdość povrchu boku zubu	[HV]
σ_{Fmax}	Největší místní ohybové napětí v patě zubu vzniklé působením síly F_{t1}	[MPa]
σ_{Hmax}	Největší napětí v doteku vzniklé působením síly F_{t1}	[MPa]
σ_{FPmax}	Přípustné napětí v ohybu při největším zatížení silou F_{t1}	[MPa]
σ_{HPmax}	Přípustné napětí v doteku při největším zatížení silou F_t	[MPa]
σ_{FP}	Přípustné napětí v ohybu	[MPa]
Y_β	Součinitel sklonu zubu	[-]
Y_ε	Součinitel vlivu záběru (pro ohyb)	[-]
Y_{FS}	Součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí	[-]
β	Úhel sklonu ozubení	[°]
m_t	Čelní modul	[mm]
m_n	Normálový modul	[mm]
d	Průměr roztečné kružnice kola	[mm]
d_{a3}	Průměr hlavové kružnice kola	[mm]
d_{b3}	Průměr základní kružnice kola	[mm]
a	Teoretická osová vzdálenost	[mm]
p_t	Čelní rozteč zubů	[mm]
p_n	Normálová rozteč zubů	[mm]

F_t	Obvodová síla	[N]
F_r	Radiální síla	[N]
F_a	Axiální síla	[N]
K	Součinitel výkonu	[-]
φ	Součinitel provedení	[-]
γ	Součinitel rázů	[-]
p_D	Dovolený měrný tlak	[MPa]
p	Rozteč řetězu	[mm]
S	Plocha kloubu	[mm ²]
F_{pt}	Síla při přetržení	[kN]
m'	Hmotnost 1 m řetězu	[kg]
P_d	Diagramový výkon	[kW]
x	Počet článků řetězu	[-]
v	Obvodová rychlost řetězu	[m/s]
F	Obvodová síla	[kN]
F_c	Odstředivá síla	[N]
p_p	Tlak v kloubu řetězu	[MPa]
k_s	Bezpečnostní součinitel statického zatížení	[-]
k_d	Bezpečnostní součinitel rázového zatížení	[-]
F_{o71}	Obvodová síla na řetěz. kole 7 při zařazeném 1. rychlostním stupni	[N]
F_{o72}	Obvodová síla na řetěz. kole 7 při zařazeném 2. rychlostním stupni	[N]
F_{r71}	Celková síla na řetěz. kole 7 při zařazeném 1. rychlostním stupni působící na hřídel	[N]
F_{r72}	Celková síla na řetěz. kole 7 při zařazeném 2. rychlostním stupni působící na hřídel	[N]
δ	Úhel sklonu celkové síly na řetězovém kole 7	[°]
r_m	Střední roztečný poloměr kola	[mm]
R_{Ax}	Reakce v podpoře A ve směru osy x	[N]
R_{Ay}	Reakce v podpoře A ve směru osy y	[N]
R_{Az}	Reakce v podpoře A ve směru osy z	[N]
R_{Bx}	Reakce v podpoře B ve směru osy x	[N]

R_{By}	Reakce v podpoře B ve směru osy y	[N]
R_{Bz}	Reakce v podpoře B ve směru osy z	[N]
x	Vzdálenost myšleného řezu	[mm]
$M(x)$	Ohybový moment v místě myšleného řezu	[N.mm]
$M_{O_{max}}$	Maximální ohybový moment na nosníku	[N.mm]
σ_o	Ohybové napětí	[MPa]
M_O	Ohybový moment	[N.mm]
M_{red}	Redukovaný moment	[N.mm]
W_o	Modul pružnosti v ohybu	[mm ³]
σ_{Do}	Dovolené ohybové napětí	[MPa]
R_m	Mez pevnosti v tahu	[MPa]
k	Součinitel bezpečnosti	[-]
d	Průměr hřídele	[mm]
σ_{Co^*}	Mez únavy materiálu	[MPa]
β	Součinitel vrubu	[-]
η	Součinitel vlivu jakosti povrchu součásti	[-]
ν	Součinitel vlivu velikosti součásti	[-]
q	Součinitel vrubové citlivosti materiálu	[-]
α	Součinitel tvaru	[-]
q_1	Součinitel závislosti mezi pevností v tahu R_m a poloměru křivosti r v patě vrubu	[-]
q_2	Součinitel závislosti meze kluzu a meze pevnosti v tahu R_e a R_m a poloměru křivosti r v kořeni vrubu	[-]
τ_k	Napětí v krutu	[MPa]
τ_{Dk}	Dovolené napětí v krutu	[MPa]
W_k	Modul pružnosti v krutu	[mm ³]
σ_{Co}	Mez únavy při střídavém ohybu	[MPa]
α_B	Bachův opravný součinitel	[-]
k	Součinitel bezpečnosti v ohybu	[-]
τ_s	Napětí ve smyku	[MPa]
τ_{Ds}	Dovolené napětí ve smyku	[MPa]
b	Šířka pera	[mm]

l	Délka pera	[mm]
t_l	Výška pera v náboji	[mm]
S_p	Zabírající plocha pera v náboji	[mm ²]
D_s	Střední průměr drážkování	[mm]
D	Vnější průměr drážkování	[mm]
d	Vnitřní průměr drážkování	[mm]
f	Zmenšení plochy vlivem zkosení	[mm]
f'	Účinná jednotková plocha drážkování	[mm]
z	Počet zubů drážkování	[mm]
l	Délka drážkování	[mm]
p	Měrný tlak	[MPa]
e	Pomocný výpočtový koeficient	[-]
C_o	Základní statická únosnost	[N]
C	Základní dynamická únosnost	[N]
Y_1, Y_2	Koeficienty významnosti zatížení	[-]
L_h	Minimální hodinová trvanlivost	[h]
L	Minimální otáčková trvanlivost	[mil. ot.]
P	Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska	[N]
F_{AI}	Axiální síla v ložisku při I. rychlostním stupni	[N]
F_{AII}	Axiální síla v ložisku při II. rychlostním stupni	[N]
M_{O_v}	Výsledný ohybový moment v místě vrubu	[N.mm]
M_{xy}	Ohybový moment působící v rovině XY	[N.mm]
M_{xz}	Ohybový moment působící v rovině XZ	[N.mm]

1 Cíl práce

Tato bakalářská práce má za cíl navrhnout kompletní řešení pohonu pásového dopravníku pro přepravu sypkých hmot. Jakožto první krok je nutné si vytvořit jakousi ucelenou představu, jaká bude podoba celkového mechanismu. V tuto chvíli vycházíme ze zadaných parametrů. Prvními z nich jsou vstupní otáčky a výkon, dle kterých bude zvolen vhodný elektromotor. Z následujících zadaných parametrů – výstupních otáček plyne, že se musí jednat o převodovku dvourychlostní. Je tedy na místě zvolit vhodný způsob řazení mezi oběma rychlostními stupni a vybrat vhodnou, za chodu stroje rozpojitelnou spojku, která zařazení požadované rychlosti umožní. Následným krokem je rozdělení převodových poměrů mezi jednotlivými převody. Dle hodnot převodových poměrů na jednotlivých převodech a požadavků na rozměry celkového mechanismu již můžeme zvolit druhy jednotlivých soukolí. Můžeme volit mezi kuželovými soukolími se šikmými zuby nebo soukolími čelními, taktéž se šikmými zuby. Pro zvolená soukolí je nutné provést návrhové výpočty dle obecně známých poměrů, například ze Strojnických tabulek. Pro spojení navržené převodovky s pásovým dopravníkem se skýtá možnost použít řemenový nebo řetězový převod, který lze navrhnout dle předpisů jednotlivých výrobců nebo taktéž například dle Strojnických tabulek. V tuto chvíli již budeme znát rozměry a parametry jednotlivých ozubených kol a budou nám známy i na nich působící silové poměry. Můžeme tedy přistoupit k dalšímu kroku, a to návrhu jednotlivých hřídelí. Tento krok bude podložen početní kontrolou jednotlivých hřídelí a navíc u vybraného hřídele i metodou konečných prvků. Při navrhování průměrů hřídelí je vhodné přemýšlet s mírným předstihem a vzít v potaz únosnost a rozměry následně navrhovaných ložisek. I jejich návrh lze provést dle předpisů jednotlivých výrobců nebo taktéž dle obecně známých poměrů. Nyní, když jsou nám již známé rozměry jednotlivých převodů a jejich uložení, můžeme přistoupit k poslednímu kroku týkajícímu se samotné převodovky. Tím je návrh konstrukce skříně. I zde se skýtá více možností, jak samotnou konstrukci provést, je však nutné postupovat s ohledem na tuhost uložení jednotlivých ložisek v požadovaných směrech, technologičnost a vyrobiteľnost dané součásti.

Celý mechanismus včetně elektromotoru bude umístěn ve svařovaném rámu. Pro ten je na místě kvůli jeho ceně navrhnout co nejjednodušší, avšak dostatečně pevnou a

tuhou konstrukci. Optimální shody mezi těmito parametry lze dosáhnout použitím pokud možno normalizovaných profilů.

Jelikož je zařízení svou povahou určeno pro přepravu sypkého materiálu a lze předpokládat, že k venkovnímu užití, na závěr je vhodné se zamyslet nad povrchovou antikorozi ochranou jeho jednotlivých částí.

Tabulka 1 Zadané vstupní parametry

Výkon elektromotoru	15 [kW]
Vstupní otáčky elektromotoru	2880 [1 . min ⁻¹]
Výstupní otáčky	200 [1 . min ⁻¹]
Redukované výstupní otáčky	100 [1 . min ⁻¹]

2 Úvod

Ve všech různorodých odvětvích průmyslu se stále setkáváme s velkým množstvím materiálu, který je nutno přepravit z jednoho místa na druhé. Tuto problematiku lze řešit různými způsoby, jedním z nich je transport materiálu za pomoci pásového dopravníku. Toto zařízení je hojně používáno napříč téměř všemi průmyslovými obory, ať už pro dopravu kusového materiálu (např. výrobní linky), či přepravu sypkých hmot (např. těžbařský a stavební průmysl).

Obsahem práce je literární rešerše, zabývající se průzkumem vyráběných a na trhu dostupných druhů dopravníků a způsoby jejich pohonu. Následně je proveden návrhový výpočet pohonného systému, jenž je v některých částech navíc podložen kontrolou a simulací namáhání pomocí metody konečných prvků (MKP). Všechny prvky pohonného systému jsou konstruovány s ohledem na vyrobiteľnosť a bezpečnosť. Ďalej nasleduje finančné zhodnotenie, kde sú uvedené ceny jednotlivých nakupovaných komponent. Práca obsahuje 3D model pohonnej jednotky a 2D výkresy sestav a vybraných jednotlivých diel.

3 Dopravníky

Dopravník je jedno z páteřních logistických zařízení. Pojmem dopravník rozumíme strojní zařízení sloužící pro kontinuální dopravu materiálu. Dle parametrů zařízení rozlišujeme, zda slouží pro přepravu materiálu sypkého, tekutého, polotekutého (kašovitého), či kusového.

Materiál lze tímto způsobem dopravovat na vzdálenosti od desítek centimetrů (speciální podávací dopravníky u automatizovaných průmyslových linek) až po několik stovek metrů (pásové dopravníky v povrchových dolech, štěrkovkách a kamenolomech). V závislosti na parametrech dopravníku a fyzikálních vlastnostech transportované látky lze zařízení provozovat ve vodorovném, šikmém a svislém směru.

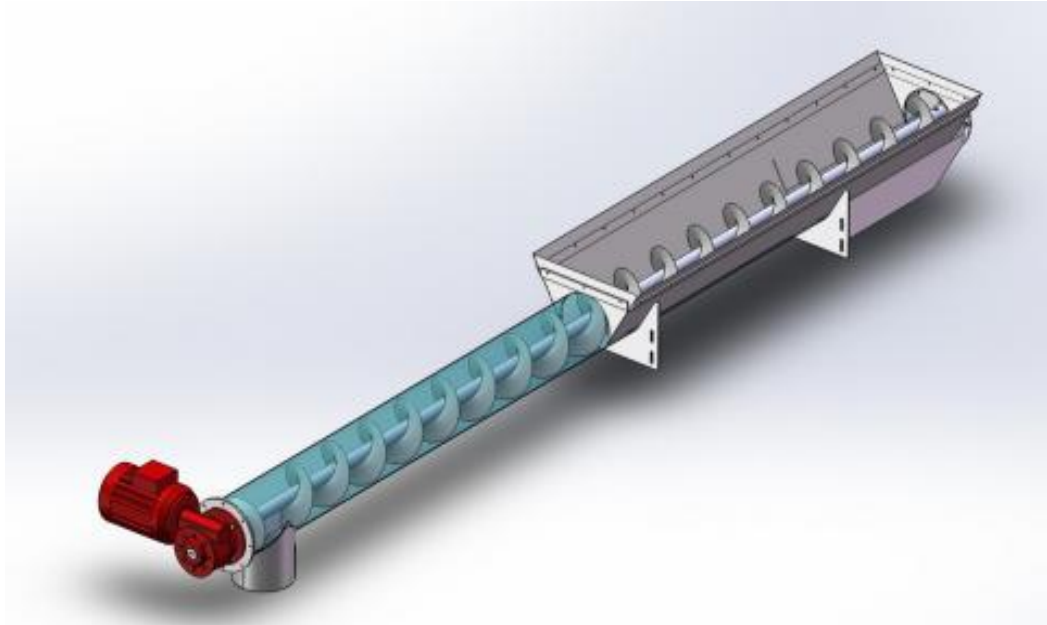
3.1 Rozdělení dopravníků

Dle charakteristiky přepravovaného materiálu lze provést základní rozdělení dopravníků:

- **Pro sypký a polotekutý materiál** – např. písky, uhlí a pelety
- **Pro kusový materiál** – např. odbavená zavazadla, polotovary v automatizovaných linkách

3.1.1 Šnekový dopravník

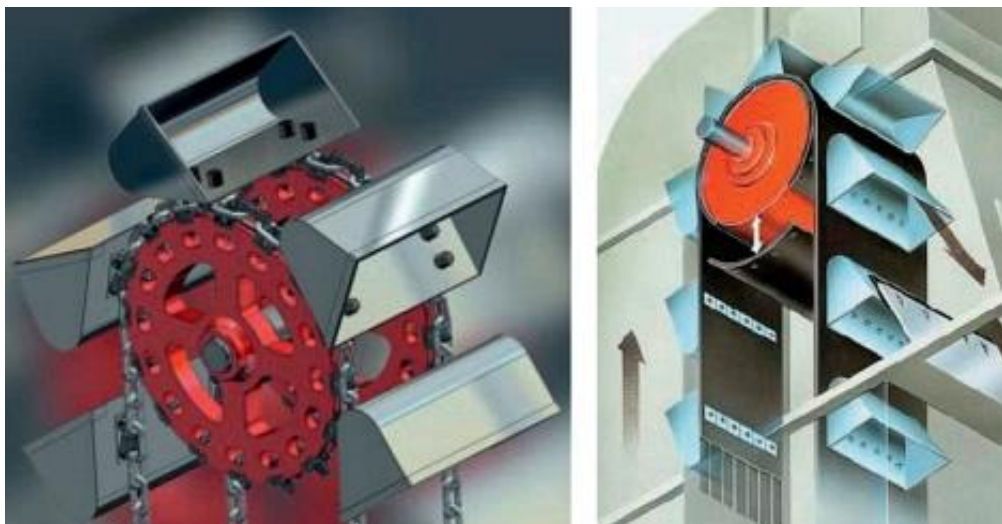
Pro uvedení materiálu do pohybu u tohoto dopravníku slouží spirálovitý šnek navinutý na nosném hřídeli, který je umístěn v trubce nebo žlabu a koná rotační pohyb. Nejčastěji je používán pro přepravu sypkých hmot, jako např. uhlí a pelety do kotlů nebo obilí. Nevýhodou zde je zde vzniklé tření mezi dopravovaným materiálem a jednotlivými částmi dopravníku – tím pádem zde dochází k jejich zahřívání a opotřebení vlivem tření.



Obrázek 1 Schematický model šnekového trubkového dopravníku [17]

3.1.2 Korečkový dopravník

Jedná se o dopravník, kde je použit pryžový pás nebo řetěz jako tažný element a na něm jsou připevněny kapsy (korečky), sloužící k potřebnému unášení materiálu nejčastěji v šikmém a svislém směru. Používá se pro přepravu sypkého, polotekutého a tekutého materiálu.



Obrázek 2 Korečkové dopravníky s řetězovým a pásovým tažným elementem [18]

3.1.3 Řetězový (podvěsný) dopravník

Řetězový dopravník se skládá z oběžného řetězu a na něm umístěných závěsů, na které se věší přepravované součásti. Tento druh dopravníku je nejčastěji používán pro přepravu kusových výrobků na montážních linkách a v lakovnách.



Obrázek 3 Podvěsný dopravník firmy TMT v lakovně automobilových dílů [13]

3.1.4 Pásový dopravník

U pásového dopravníku slouží pro transport materiálu spojitý pás, zpravidla pryžový s textilní, kovovou, či syntetickou vložkou nebo pás plastový, jehož rozměry závisí na velikosti celého zařízení a charakteru přepravovaného materiálu. Příčný průřez pásu může být rovný nebo korýtkový. Pás je nasazen na motorem poháněný hnací buben. Pojezdovou dráhu pásu tvoří otočné válce nebo rovinná hladká plocha. Jak hnací buben, tak pojezdové válce a vratný buben jsou umístěny v nosné konstrukci (rámu) dopravníku.

Zařízení je určeno k přepravě materiálu ve vodorovném směru, např. v povrchových dolech na velké vzdálenosti a ve směru šikmém – např. na stavbách a štěrkovnách. Dle typu konstrukce mohou pásové dopravníky být:

- **mobilní** – použití pro transport materiálu na kratší vzdálenosti, lze snadno změnit jejich umístění (např. mají v rámu integrovaný podvozek)



Obrázek 4 Mobilní pásový dopravník firmy DEK CZ [4]

- **stabilní** – použití pro transport velkého množství materiálu zpravidla na velké vzdálenosti (až několik km)



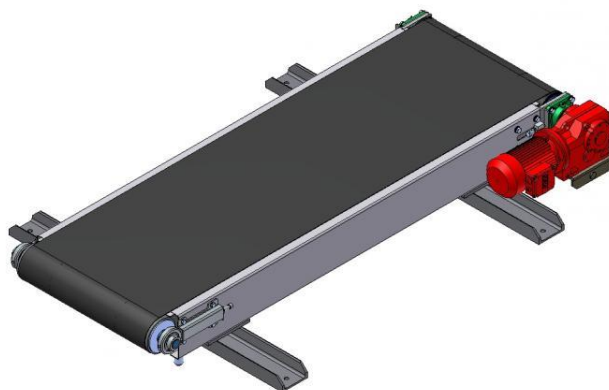
Obrázek 5 Stabilní pásový dopravník firmy Noen v povrchovém dole [5]

3.2 Pohon pásového dopravníku

Pro bezproblémové fungování zařízení je klíčová správná volba druhu pohonu. Druh pohonu volíme s ohledem na dopravní vzdálenost, hmotnost a charakter dopravovaného materiálu, místo užití a další specifické parametry. Od způsobu, kterým je dopravník poháněn se následně odvíjí celá jeho konstrukce.

3.2.1 Pohon asynchronním elektromotorem pomocí převodovky

U zařízení větších rozměrů a výkonů nebo u zařízení, kde není kladen primární důraz na malé prostorové nároky, obstarává pohon asynchronní elektromotor napojený přes převodovku na hnací buben dopravníku. V současnosti je na trhu celá řada firem specializovaných na výrobu průmyslových jedno-rychlostních převodovek různých parametrů, které jsou kompatibilní s výrobcem dodávanými elektromotory.

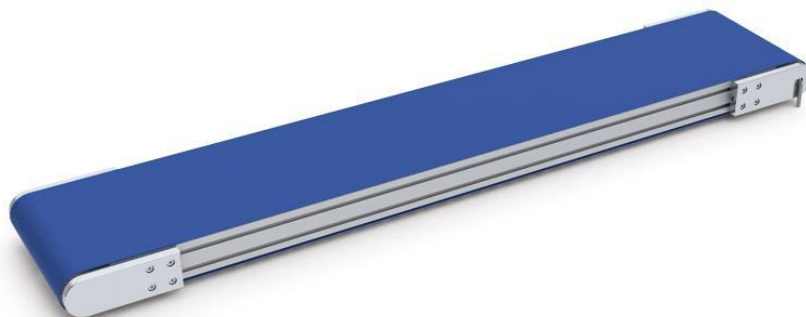


Obrázek 6 Průmyslový pásový dopravník firmy DNS poháněný asynchronním elektromotorem přes převodovku [6]

3.2.2 Pohon bubnovým motorem

Inovačním řešením posledních let je pohon dopravníků pomocí bubnového motoru - tzv. elektroválce. Jedná se o asynchronní elektromotor spojený s planetovou převodovkou. Celé zařízení je umístěno uvnitř hnacího bubnu dopravníku. Mezi zdrojem proudu a elektromotorem je zde z pravidla umístěn frekvenční měnič, kterým lze plynule regulovat otáčky motoru nebo spouštěč, který zajišťuje plynulý rozběh motoru. Tento

způsob pohonu je výhodný díky zjednodušené konstrukci dopravníku a především malým prostorovým nárokům na zástavbu a údržbu.



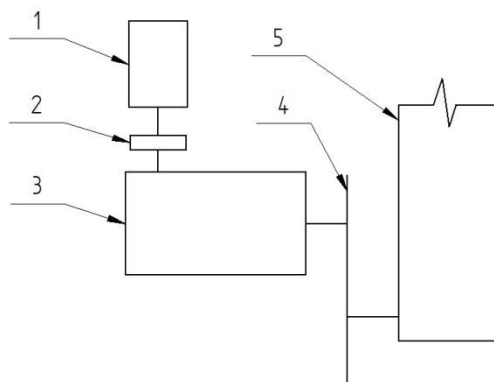
Obrázek 7 Průmyslový pásový dopravník firmy Haberkorn s pohonem uvnitř bubnu [7]

4 Vlastní řešení pohonné jednotky

Úkolem této bakalářské práce je navrhnout komplexní řešení pohonu pásového dopravníku, sloužícího pro transport sypkých materiálů. Vzhledem k povaze konstrukce celého zařízení se jedná o dopravník stabilní. V následujících kapitolách bude tedy podrobně popsán návrh pohonné jednotky.

4.1 Schéma celého zařízení

Pro lepší ilustraci a orientaci v následujících kapitolách je nezbytné vyobrazit schematický návrh celého zařízení.



Obrázek 8 Schematický náčrt celého zařízení

kde:

- (1) - asynchronní elektromotor
- (2) - elektromagnetická spojka
- (3) - skříň převodovky
- (4) - řetězový převod
- (5) - pás dopravníku

4.2 Návrh elektromotoru dle zadaných parametrů

Tabulka 2 Zadané parametry elektromotoru

Zadané parametry elektromotoru	
Výkon [kW]	15
Otáčky [1/min]	2880

Dle zadaných parametrů elektromotoru byl zvolen dvoupólový trojfázový asynchronní elektromotor Siemens, typového označení 1LE1002-1DA33 s frekvencí 50 [Hz], výkonem 15 [kW] a otáčkami 2930 [1/min], přičemž skutečné otáčky elektromotoru vlivem uvažovaného 4% skluzu jsou právě kýžených 2880 [1/min]. Kvůli předpokládanému připevnění ke svařovanému rámu bylo zvoleno patkové provedení elektromotoru. [8]



Obrázek 9 Elektromotory Siemens 1LE1002-1DA33 15 kW v přírubovém a patkovém provedení [8]

4.3 Volba spojky

Dle zadání práce má zařízení umožňovat řazení mezi dvěma rychlostními stupni za chodu stroje. Proto je nutné umístit mezi elektromotor a převodovou skříň spojku, která na okamžik odstaví tok krouťícího momentu a umožní zařadit zvolenou rychlost. S ohledem na hodnotu krouťícího momentu byla zvolena elektromagnetická kotoučová spojka EKS velikosti 6,3 firmy PSP pohony. Výhodami této zvolené spojky je snadná montáž bez potřeby seřizování, bezúdržbový chod, dlouhá životnost a v neposlední řadě možnost okamžitého rozpojení bez zastavení elektromotoru kdykoliv, kdy by mohlo dojít k přetížení dopravníku, čímž lze zabránit poškození stroje. [9]



Obrázek 10 Elektromagnet. kotoučová spojka EKS firmy PSP pohony [9]

4.4 Návrh ochrany motoru proti přetížení

Další velmi důležitou částí pohonné jednotky z hlediska dlouhé životnosti elektromotoru je jeho ochrana proti přetížení, vzniklého např. vlivem mechanického přetížení dopravníku, jeho zaseknutím nebo zkratu. V současné době trh skýtá mnoho variant tohoto druhu ochrany, jako např. nadproudová relé, termistorovou ochranu, elektronická relé a proudové jističe. Z hlediska příznivého poměru ceny a užitné hodnoty byl pro naše zařízení zvolen jistič motorů SIRIUS 3RV1 firmy Siemens, který spolehlivě ochrání elektromotor při přetížení, zkratu a výpadku fáze. Tato varianta je velmi vhodná i díky napojení elektromotoru přes elektromagnetickou spojku, která je v případě přetížení motoru a jeho vypnutí také okamžitě rozpojena, což zamezí škodám na zařízení, vzniklým setrvačností doběhu motoru. [10, 11]



Obrázek 11 Jističe SIRIUS řady 3RV firmy Siemens [10]

5 Návrhové výpočty

Tato a následující kapitoly jsou zaměřeny na vlastní návrhové výpočty pohonného systému zařízení.

5.1 Návrh převodových poměrů a počtu zubů ozubených kol

Celkové převodové poměry:

První rychlostní stupeň

$$i_1 = \frac{n_A}{n_B} = \frac{2880}{200} = 14,4 \quad (1)$$

Druhý rychlostní stupeň

$$i_2 = \frac{n_A}{n_{BR}} = \frac{2880}{100} = 28,8 \quad (2)$$

Dílčí převodové poměry:

$$i = i_k \cdot i_{\check{c}} \cdot i_{\check{r}} \quad (3)$$

Převodový poměr kuželového soukolí

$$i_k = 2,5 \quad (4)$$

Převodový poměr čelního soukolí pro 1. rychlostní stupeň

$$i_{\check{c}} = 2,5 \quad (5)$$

Převodový poměr řetězového převodu

$$i_{\check{r}} = 2,3 \quad (6)$$

Převodový poměr čelního soukolí pro druhý rychlostní stupeň

$$i_{\check{c}r} = 5 \quad (7)$$

Počet zubů jednotlivých kol:

Kuželové ozubené kolo 1

$$z_1 = 18 \text{ (zvoleno)} \quad (8)$$

Kuželové ozubené kolo 2

$$i_k = \frac{z_2}{z_1} \Rightarrow z_2 = z_1 \cdot i_k = 45 \quad (9)$$

Čelní ozubené kolo 5

$$z_5 = 18 \text{ (zvoleno)} \quad (10)$$

Čelní ozubené kolo 6

$$i_{\check{c}r} = \frac{z_6}{z_5} \Rightarrow z_6 = z_5 \cdot i_{\check{c}r} = 90 \quad (11)$$

Čelní ozubené kolo 4

- předpokládám shodný modul obou čelních soukolí

$$i_{\check{c}} = \frac{z_4}{z_5} \quad (12)$$

$$z_3 + z_4 = z_5 + z_6 \quad (13)$$

$$\Rightarrow z_4 \frac{(z_5 + z_6) \cdot i_{\check{c}}}{1 + i_{\check{c}}} = \frac{(18 + 90) \cdot 2,5}{1 + 2,5} = 77 \quad (14)$$

Čelní ozubené kolo 3

$$z_3 = z_5 + z_6 - z_4 = 31 \quad (15)$$

5.2 Výpočet otáček

Otáčky jednotlivých ozubených kol:

Kuželové ozubené kolo 1

$$n_1 = n_A = 2880 \left[\frac{1}{\text{min}} \right] \quad (16)$$

Kuželové ozubené kolo 2

$$n_2 = \frac{n_1}{i_k} = \frac{2880}{2,5} = 1152 \left[\frac{1}{\text{min}} \right] \quad (17)$$

Čelní ozubené kolo 3

$$n_3 = n_2 = 1152 \left[\frac{1}{\text{min}} \right] \quad (18)$$

Čelní ozubené kolo 4

$$n_4 = \frac{n_3}{i_{\check{c}}} = \frac{1152}{2,5} = 461 \left[\frac{1}{\text{min}} \right] \quad (19)$$

Čelní ozubené kolo 5

$$n_5 = n_2 = 1152 \left[\frac{1}{\text{min}} \right] \quad (20)$$

Čelní ozubené kolo 6

$$n_6 = \frac{n_5}{i_{\text{cr}}} = \frac{1152}{5} = 230 \left[\frac{1}{\text{min}} \right] \quad (21)$$

5.3 Výpočet kroutících momentů

Účinnost jednotlivých převodů:

Účinnost kuželového soukolí se šikmými zuby

$$\eta_k = 0,96 \quad (22)$$

Účinnost čelního soukolí se šikmými zuby

$$\eta_{\text{č}} = 0,98 \quad (23)$$

Účinnost řetězového převodu

$$\eta_{\text{ř}} = 0,95 \quad (24)$$

Výpočet kroutících momentů na jednotlivých hřídelích:

Kroutící moment na vstupním hřídeli 1

$$M_{k1} = \frac{P}{\omega_1} = \frac{30 \cdot 15000}{\pi \cdot 2880} = 50 \text{ [N. m]} \quad (25)$$

Kroutící moment na předlohovém hřídeli 2

$$M_{k2} = \frac{P}{\omega_2} \cdot \eta_k = \frac{30 \cdot 15000}{\pi \cdot 1152} \cdot 0,96 = 119 \text{ [N. m]} \quad (26)$$

Kroutící moment na výstupním hřídeli 3 při 1. rychlostním stupni

$$M_{k4} = \frac{P}{\omega_4} \eta_{\text{č}} = \frac{30 \cdot 15000}{\pi \cdot 461} \cdot 0,98 = 298 \text{ [N. m]} \quad (27)$$

Kroutící moment na výstupním hřídeli 3 při 2. rychlostním stupni

$$M_{k6} = \frac{P}{\omega_6} \eta_{\text{č}} = \frac{30 \cdot 15000}{\pi \cdot 230} \cdot 0,98 = 610 \text{ [N. m]} \quad (28)$$

5.4 Návrh kuželového soukolí se šikmými zuby [12]

Tabulka 3 Parametry kuželového soukolí [3]

KUŽELOVÉ SOUKOLÍ SE ŠIKMÝMI ZUBY		
	KOLO 1	KOLO 2
i_k	2,5	
počet zubů	$z_1 = 18$	$z_2 = 45$
materiál	12051 - povrchově kaleno, broušeno	
σ_{Hlim}	1140 [MPa]	
σ_{Flim}	390 [MPa]	
Re	390 [MPa]	
V_{HV}	600 HV	
α_n	20 [°]	
β_m	20 [°]	
Σ	90 [°]	

Úhly roztečných kuželů:

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90 [^\circ] \quad (29)$$

$$\delta_1 = \arctg \frac{z_1}{z_2} = \arctg \frac{18}{45} = 21,8 [^\circ] \quad (30)$$

$$\delta_2 = 90 - \delta_1 = 90 - 21,8 = 68,2 [^\circ] \quad (31)$$

Návrh středního normálového modulu:

$$m_{mn} = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M k_1}{\psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,1 \cdot 50}{8,55 \cdot 18 \cdot 234}} = 2,57 [mm] \quad (32)$$

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flim} = 0,6 \cdot 390 = 234 [MPa] \quad (33)$$

Zvolené nebo tabulkové koeficienty:

$$\psi_m = 8,55; K_F = K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,5 \cdot 1,4 = 2,1; f_F = 18;$$

Výpočet středního tečného modulu:

$$m_{mt} = \frac{m_{mn}}{\cos \beta_m} = \frac{2,57}{\cos 20} = 2,73 [mm] \quad (34)$$

Výpočet vnějšího tečného modulu:

$$m_{te} = m_{mt} \cdot \left(1 + \frac{\psi_m}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}} \right) \quad (35)$$

$$m_{te} = 2,73 \cdot \left(1 + \frac{8,55}{\sqrt{18^2 + 45^2}} \right) = 3,2 [mm] \quad (36)$$

Volím vnější tečný modul:

$$m_{te} = 4 \text{ [mm]} \quad (37)$$

Přepočít středního tečného modulu:

$$m_{mt} = \frac{m_{te}}{\left(1 + \frac{\psi_{mm}}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}}\right)} = 3,4 \text{ [mm]} \quad (38)$$

Přepočít středního normálového modulu:

$$m_{mn} = m_{mt} \cdot \cos\beta_m = 3,19 \text{ [mm]} \quad (39)$$

Výpočet šířky ozubení:

$$b_w = \psi_m \cdot m_{mn} = 8,55 \cdot 3,19 = 27,3 \text{ [mm]} \quad (40)$$

S ohledem na celočíselný součinitel záběru volím šířku ozubení:

$$b_w = 28 \text{ [mm]} \quad (41)$$

5.4.1 Výpočet geometrie soukolí

Výpočet vnějších roztečných průměrů:

$$d_{e1} = z_1 \cdot m_{te} = 18 \cdot 4 = 72 \text{ [mm]} \quad (42)$$

$$d_{e2} = z_2 \cdot m_{te} = 45 \cdot 4 = 180 \text{ [mm]} \quad (43)$$

Výpočet středních roztečných průměrů:

$$d_{m1} = \frac{m_{mn} \cdot z_1}{\cos\beta_m} = \frac{3,19 \cdot 18}{\cos(20)} = 61,1 \text{ [mm]} \quad (44)$$

$$d_{m2} = \frac{m_{mn} \cdot z_2}{\cos\beta_m} = \frac{3,19 \cdot 45}{\cos(20)} = 152,8 \text{ [mm]} \quad (45)$$

Výpočet vnější délky povrchy roztečného kužele:

$$R_e = m_{te} \cdot \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 4 \cdot \sqrt{18^2 + 45^2} = 193,8 \text{ [mm]} \quad (46)$$

Výška vnější hlavy zubu:

$$h_{ae} = m_{te} = 4 \text{ [mm]} \quad (47)$$

Výška vnější paty zubu:

$$h_{fe} = 1,25 \cdot m_{te} = 1,25 \cdot 4 = 5 \text{ [mm]} \quad (48)$$

Vnější výška zubu:

$$h_e = h_{ae} + h_{fe} = 4 + 5 = 9 \text{ [mm]} \quad (49)$$

Vnější hlavové průměry:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot h_{ae} \cdot \cos\delta_1 = 72 + 2 \cdot 4 \cdot \cos(21,8) = 79,4 \text{ [mm]} \quad (50)$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot h_{ae} \cdot \cos\delta_2 = 180 + 2 \cdot 4 \cdot \cos(68,2) = 183 \text{ [mm]} \quad (51)$$

Čelní úhel záběru:

$$\alpha_t = \operatorname{arctg} \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta_m} \right) = 21,17 [^\circ] \quad (52)$$

5.4.2 Výpočet parametrů náhradního soukolí

Počet zubů náhradních kol:

$$z_{v1} = z_1 \cdot \sqrt{\frac{(i_k^2 + 1)}{i_k}} = 18 \cdot \sqrt{\frac{2,5^2 + 1}{2,5}} = 30,7 \quad (53)$$

$$z_{v2} = z_2 \cdot \sqrt{i_k^2 + 1} = 121,1 \quad (54)$$

Roztečný průměr náhradních kol:

$$d_{v1} = d_{m1} \cdot \sqrt{\frac{(i_k^2 + 1)}{i_k^2}} = 61,1 \cdot \sqrt{\frac{2,5^2 + 1}{2,5^2}} = 65,8 [mm] \quad (55)$$

$$d_{v2} = d_{m2} \cdot \sqrt{\frac{i_k^2 + 1}{i_k^2}} = 152,8 \cdot \sqrt{\frac{2,5^2 + 1}{2,5^2}} = 164,6 [mm] \quad (56)$$

Hlavový průměr náhradních kol:

$$d_{va1} = d_{v1} + 2 \cdot m_{mn} = 65,8 + 2 \cdot 3,19 = 72,18 [mm] \quad (57)$$

$$d_{va2} = d_{v2} + 2 \cdot m_{mn} = 164,6 + 2 \cdot 3,19 = 170,9 [mm] \quad (58)$$

Základní průměr náhradních kol:

$$d_{vb1} = d_{v1} \cdot \cos(\alpha_{vt}) = 65,8 \cdot \cos(21,17) = 61,4 [mm] \quad (59)$$

$$d_{vb2} = d_{v2} \cdot \cos(\alpha_{vt}) = 164,6 \cdot \cos(21,17) = 153,5 [mm] \quad (60)$$

Osová vzdálenost náhradního soukolí:

$$a_v = \frac{d_{v1} + d_{v2}}{2} = \frac{65,8 + 164,6}{2} = 115,2 [mm] \quad (61)$$

5.4.3 Výpočet součinitele trvání záběru

Součinitel záběru profilu:

$$\varepsilon_{v\alpha} = \frac{\sqrt{d_{va1}^2 - d_{vb1}^2} + \sqrt{d_{va2}^2 - d_{vb2}^2} - 2a_v \cdot \sin \alpha_t}{2\pi m_{te} \cdot \cos \alpha_t} \quad (62)$$

$$\varepsilon_{v\alpha} = \frac{\sqrt{72,18^2 - 61,4^2} + \sqrt{170,9^2 - 153,5^2} - 2 \cdot 115,2 \cdot \sin(21,17)}{2\pi \cdot 4 \cdot \cos(21,17)} = 1,2746 \quad (63)$$

Součinitel záběru kroku:

$$\varepsilon_{v\beta} = \frac{0,85b \cdot \sin(\beta_m)}{\pi \cdot m_{mn}} = \frac{0,85 \cdot 28 \cdot \sin 20}{\pi \cdot 3,19} = 0,8122 \quad (64)$$

Součinitel trvání záběru:

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1,2746 + 0,8122 = 2,0868 \quad (65)$$

Součinitel trvání záběru vychází po nepatrném zaokrouhlení celočíselně, což je podmínka pro klidný chod soukolí bez vznikajících vibrací. Není tedy třeba měnit navrhnutou geometrii soukolí.

5.4.4 Výpočet silových poměrů v kuželovém soukolí

Střední obvodové síly:

$$F_{tm1} = F_{tm2} = \frac{2 \cdot Mk_1}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 50000}{61,1} = 1637 \text{ [N]} \quad (66)$$

Střední axiální síly:

$$F_{am1} = F_{tm1} \cdot (\tan \alpha_n \cdot \frac{\sin \delta_1}{\cos \beta_m} + \tan \beta_m \cdot \cos \delta_1) \quad (67)$$

$$F_{am1} = 1637 \cdot (\tan 20 \cdot \frac{\sin 21,8}{\cos 20} + \tan 20 \cdot \cos 21,8) = 789 \text{ [N]} \quad (68)$$

$$F_{am2} = F_{tm2} \cdot (\tan \alpha_n \cdot \frac{\sin \delta_2}{\cos \beta_m} - \tan \beta_m \cdot \cos \delta_2) \quad (69)$$

$$F_{am2} = 1637 \cdot (\tan 20 \cdot \frac{\sin 68,2}{\cos 20} - \tan 20 \cdot \cos 68,2) = 368 \text{ [N]} \quad (70)$$

Střední radiální síly:

$$F_{rm1} = F_{am2} = 368 \text{ [N]} \quad (71)$$

$$F_{rm2} = F_{am1} = 789 \text{ [N]} \quad (72)$$

5.4.5 Pevnostní kontrola ozubení

Kontrola z hlediska únavy v doteku:

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{k_H} \leq \sigma_{HP} \quad (73)$$

$$\sigma_{H0} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{tm1}}{b_{wH} \cdot d_{v1}} \cdot \frac{i_k + 1}{i_k}} \quad (74)$$

$$\sigma_{H0} = 190 \cdot 2,5 \cdot \sqrt{\frac{1637}{28 \cdot 65,8} \cdot \frac{2,5+1}{2,5}} = 529 \text{ [MPa]} \quad (75)$$

$$\sigma_H = 529 \cdot \sqrt{2,52} = 840 \text{ [MPa]} \quad (76)$$

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{Hlim1} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{1140 \cdot 0,85}{1,1} = 881 \text{ [MPa]} \quad (77)$$

Zvolené nebo tabulkové koeficienty:

$$Z_E = 190; Z_H = 2,5; Z_\varepsilon = 1; K_A = 1,5; K_{H\beta} = 1,4; K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,2;$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,5 \cdot 1,4 \cdot 1,2 = 2,52 \quad (78)$$

$$\sigma_H = 840 \text{ [MPa]} < \sigma_{HP1} = 881 \text{ [MPa]} - \text{VYHOVUJE} \quad (79)$$

Kontrola na dotek při jednorázovém působení největšího zatížení:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{\frac{F_{t1} \cdot K_H}{F_{tm1}}} \leq \sigma_{HPmax} \quad (80)$$

$$F_{t1} = F_{tm1} \cdot K_{AS} = 1637 \cdot 2 = 4056 \text{ [N]} \quad (81)$$

$$\sigma_{Hmax} = 529 \cdot \sqrt{\frac{4056 \cdot 2,52}{1637}} = 1322 \text{ [MPa]} \quad (82)$$

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 600 = 2400 \text{ [MPa]} \quad (83)$$

Zvolené nebo tabulkové koeficienty:

$$K_{AS} = 2$$

$$\sigma_{Hmax} = 1322 \text{ [MPa]} < \sigma_{HPmax1} = 2400 \text{ [MPa]} - \text{VYHOVUJE} \quad (84)$$

Kontrola z hlediska únavy v ohybu:

$$\sigma_F = \frac{F_{tm1}}{b_w \cdot m_{mn}} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon \leq \sigma_{FP} \quad (85)$$

$$\sigma_F = \frac{1637}{28 \cdot 3,19} \cdot 2,52 \cdot 4,05 \cdot 1 \cdot 1 = 187 \text{ [MPa]} \quad (86)$$

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{Flim}}{S_{Fmin}} = \frac{390}{1,4} = 278,6 \text{ [MPa]} \quad (87)$$

Zvolené nebo tabulkové koeficienty:

$$K_F = K_H = 2,52; Y_{FS} = 4,05; Y_\beta = 1; Y_\epsilon = 1; S_{Fmin} = 1,4$$

$$\sigma_{F1} = 187 \text{ [MPa]} < \sigma_{FP} = 278,6 \text{ [MPa]} - \text{VYHOVUJE} \quad (88)$$

Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení:

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_{tm1}}{F_{t1}} = \sigma_F \cdot K_{AS} \leq \sigma_{FPmax} \quad (89)$$

$$\sigma_{Fmax} = 187 \cdot 2 = 374 \text{ [MPa]} \quad (90)$$

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot \sigma_{Flim} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot 390 = 780 \text{ [MPa]} \quad (91)$$

$$\sigma_{Fmax} = 374 \text{ [MPa]} < \sigma_{FPmax} = 780 \text{ [MPa]} - \text{VYHOVUJE} \quad (92)$$

- NAVRŽENÉ SOUKOLÍ VYHOVUJE

5.5 Návrh čelního soukolí prvního převodového stupně [12]

Tabulka 4 Parametry čelního soukolí běžného převodu [3]

ČELNÍ SOUKOLÍ SE ŠIKMÝMI ZUBY		
	KOLO 3	KOLO 4
i_{ξ}	2,5	
počet zubů	$z_3 = 31$	$z_4 = 77$
materiál	12051 - povrchově kaleno, broušeno	
σ_{Hlim}	1140 [MPa]	
σ_{Flim}	390 [MPa]	
Re	390 [MPa]	
V_{HV}	600 HV	
α_n	20 [°]	
β_m	15 [°]	

Návrh roztečného průměru pastorku:

$$d_3 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M k_2}{\psi_D \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{i_{\xi} + 1}{i_{\xi}}} \quad (93)$$

$$d_3 = 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,8 \cdot 119}{1,1 \cdot 912^2} \cdot \frac{2,5 + 1}{2,5}} = 47,6 \text{ [mm]} \quad (94)$$

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim} = 0,8 \cdot 1140 = 912 \text{ [MPa]} \quad (95)$$

Zvolené nebo tabulkové koeficienty:

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,5 \cdot 1,2 = 1,8; f_H = 690 \text{ [MPa]}; \psi_m = 10;$$

$$\psi_D = 1,1$$

Tečný modul soukolí:

$$m_t = \frac{d_3}{z_3} = \frac{47,6}{31} = 1,54 \text{ [mm]} \quad (96)$$

Normálový modul soukolí:

$$m_n = m_t \cdot \cos \beta = 1,54 \cdot \cos 15 = 1,49 \text{ [mm]} \quad (97)$$

Volím normálový modul:

$$m_n = 3 \text{ [mm]} \quad (98)$$

Přepočítání tečného modulu soukolí:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{3}{\cos 15} = 3,1 \text{ [mm]} \quad (99)$$

Výpočet šířky ozubení:

$$b_w = \psi_m \cdot m_n = 10 \cdot 3 = 30 \text{ [mm]} \quad (100)$$

S ohledem na celočíselný součinitel záběru volím šířku ozubení:

$$b_w = 42 \text{ [mm]} \quad (101)$$

5.5.1 Výpočet geometrie čelního soukolí 1 se šikmými zuby

Průměry roztečných kružnic:

$$d_3 = m_t \cdot z_3 = 3,1 \cdot 31 = 96,1 \text{ [mm]} \quad (102)$$

$$d_4 = m_t \cdot z_4 = 3,1 \cdot 77 = 238,7 \text{ [mm]} \quad (103)$$

Průměry hlavových kružnic:

$$d_{a3} = d_3 + 2m_n = 96,1 + 2 \cdot 3 = 102,1 \text{ [mm]} \quad (104)$$

$$d_{a4} = d_4 + 2m_n = 238,7 + 2 \cdot 3 = 244,7 \text{ [mm]} \quad (105)$$

Průměry základních kružnic:

$$d_{b3} = d_3 \cdot \cos(\alpha_t) = 96,1 \cdot \cos(20,647) = 89,9 \text{ [mm]} \quad (106)$$

$$d_{b4} = d_4 \cdot \cos(\alpha_t) = 238,7 \cdot \cos(20,647) = 223,4 \text{ [mm]} \quad (107)$$

Výška hlavy zubu:

$$h_a = m_n = 3 \text{ [mm]} \quad (108)$$

Výška paty zubu:

$$h_f = 1,25 \cdot m_n = 1,25 \cdot 3 = 3,75 \text{ [mm]} \quad (109)$$

Průměr patních kružnic:

$$d_{f3} = d_3 - 2 \cdot h_f = 96,1 - 2 \cdot 3,75 = 88,6 \text{ [mm]} \quad (110)$$

$$d_{f4} = d_4 - 2 \cdot h_f = 238,7 - 2 \cdot 3,75 = 231,2 \text{ [mm]} \quad (111)$$

Osová vzdálenost soukolí:

$$a = \frac{d_3 + d_4}{2} = \frac{96,1 + 238,7}{2} = 167,4 \text{ [mm]} \quad (112)$$

Čelní úhel záběru:

$$\alpha_t = \arctan \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = \arctan \frac{\tan 20}{\cos 15} = 20,647 \text{ [}^\circ\text{]} \quad (113)$$

Čelní zubová rozteč:

$$p_t = \pi \cdot m_t = \pi \cdot 3,1 = 9,7 \text{ [mm]} \quad (114)$$

Normálová zubová rozteč:

$$p_n = p_t \cdot \cos \beta = 9,7 \cdot \cos 15 = 9,4 \text{ [mm]} \quad (115)$$

5.5.2 Výpočet součinitele trvání záběru

Součinitel záběru profilu:

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{0,5 \cdot \left(\sqrt{d_{a3}^2 - d_{b3}^2} + \sqrt{d_{a4}^2 - d_{b4}^2} \right) - a \cdot \sin(\alpha)}{p_t \cdot \cos \alpha_t} \quad (116)$$

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{0,5 \cdot \left(\sqrt{102,1^2 - 89,9^2} + \sqrt{244,7^2 - 223,4^2} \right) - 167,4 \cdot \sin(20)}{9,7 \cdot \cos 20,647} = 1,858 \quad (117)$$

Součinitel záběru kroku:

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b_w \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_n} = \frac{42 \cdot \sin 15}{\pi \cdot 3} = 1,153 \quad (118)$$

Součinitel trvání záběru:

$$\varepsilon = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta} = 3,011 \quad (119)$$

Součinitel trvání záběru vychází po nepatrném zaokrouhlení celočíselně, což je podmínka pro klidný chod soukolí bez vznikajících vibrací. Není tedy třeba měnit navrhnoutou geometrii soukolí.

5.5.3 Výpočet silových poměrů v soukolí

Výpočet tečné síly:

$$F_{t3} = F_{t4} = \frac{2 \cdot M k_2}{d_3} = \frac{2 \cdot 119 \cdot 10^3}{96,1} = 2477 \text{ [N]} \quad (120)$$

Výpočet radiální síly:

$$F_{r3} = F_{r4} = \frac{F_{t3}}{\cos \beta} \cdot \tan \alpha_n = \frac{2477}{\cos 15} \cdot \tan 20 = 933 \text{ [N]} \quad (121)$$

Výpočet axiální síly:

$$F_{a3} = F_{a4} = F_{t3} \cdot \tan \beta = 2477 \cdot \tan 15 = 664 \text{ [N]} \quad (122)$$

5.5.4 Pevnostní kontrola ozubení

Kontrola z hlediska únavy v doteku:

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP} \quad (123)$$

$$\sigma_{H0} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{\varepsilon} \cdot \sqrt{\frac{F_{t3}}{b_w \cdot d_3} \cdot \frac{i_{\xi} + 1}{i_{\xi}}} \quad (124)$$

$$\sigma_{H0} = 190 \cdot 2,5 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{2477}{42 \cdot 96,1} \cdot \frac{2,5+1}{2,5}} = 440,3 \text{ [MPa]} \quad (125)$$

$$\sigma_H = 440,3 \cdot \sqrt{2,16} = 647 \text{ [MPa]} \quad (126)$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{1140 \cdot 1,1}{1,3} = 946 \text{ [MPa]} \quad (127)$$

Zvolené nebo tabulkové koeficienty:

$$Z_E = 190; Z_H = 2,5; Z_\epsilon = 1; K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 2,16; \\ Z_R = 1,1; S_{Hmin} = 1,3$$

$$\sigma_H = 647 \text{ [MPa]} < \sigma_{HP} = 946 - \text{VYHOVUJE} \quad (128)$$

Kontrola na dotek při jednorázovém působení největšího zatížení:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{\frac{F_T \cdot K_H}{F_t}} \leq \sigma_{HPmax} \quad (129)$$

$$F_T = F_t \cdot K_{AS} = 2477 \cdot 2 = 4954 \text{ [N]} \quad (130)$$

$$\sigma_{Hmax} = 440,3 \cdot \sqrt{\frac{4954 \cdot 2,16}{2477}} = 915 \text{ [MPa]} \quad (131)$$

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 650 = 2600 \text{ [MPa]} \quad (132)$$

Zvolené nebo tabulkové koeficienty:

$$K_{AS} = 2$$

$$\sigma_{Hmax} = 915 \text{ [MPa]} < \sigma_{HPmax} = 2600 - \text{VYHOVUJE} \quad (133)$$

Kontrola z hlediska únavy v ohybu:

$$\sigma_F = \frac{F_{tm}}{b_w \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon \leq \sigma_{FP} \quad (134)$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim}}{S_{Fmin}} = \frac{390}{1,3} = 300 \text{ [MPa]} \quad (135)$$

$$\sigma_{F3} = \frac{2477}{42 \cdot 3} \cdot 2,16 \cdot 4,27 \cdot 1 \cdot 0,687 = 124,6 \text{ [MPa]} \quad (136)$$

Zvolené nebo tabulkové koeficienty:

$$K_F = K_H = 2,16; Y_{FS} = 4,27; Y_\beta = 1; Y_\epsilon = 0,687; S_{Fmin} = 1,3$$

$$\sigma_F = 124,6 \text{ [MPa]} < \sigma_{FP3} = 300 \text{ [MPa]} - \text{VYHOVUJE} \quad (137)$$

Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení:

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_T}{F_t} \leq \sigma_{FPmax} \quad (138)$$

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot \sigma_{Fst} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot \sigma_{Flim} = 780 \text{ [MPa]} \quad (139)$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot K_{AS} = 95,1 \cdot 2 = 190,2 \text{ [MPa]} \quad (140)$$

Zvolené nebo tabulkové koeficienty:

$$K_{AS} = 2$$

$$\sigma_{F_{\max}} = 190,2 \text{ [MPa]} < \sigma_{FP_{\max 3}} = 780 \text{ [MPa]} - \text{VYHOVUJE} \quad (141)$$

- NAVRŽENÉ SOUKOLÍ VYHOVUJE

5.6 Návrh čelního soukolí druhého převodového stupně [12]

Tabulka 5 Parametry čelního soukolí druhého převodu [3]

ČELNÍ SOUKOLÍ SE ŠIKMÝMI ZUBY		
	KOLO 5	KOLO 6
i_{ξ}	5	
počet zubů	$z_5 = 18$	$z_6 = 90$
materiál	12051 - povrchově kaleno, broušeno	
σ_{Hlim}	1140 [MPa]	
σ_{Flim}	390 [MPa]	
Re	390 [MPa]	
V_{HV}	600 HV	
α_n	20 [°]	
β_m	15 [°]	

Návrh roztečného průměru pastorku:

$$d_5 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M k_5}{\psi_D \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{i_{\xi r} + 1}{i_{\xi r}}} \quad (142)$$

$$d_5 = 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,8 \cdot 119}{1,1 \cdot 912^2} \cdot \frac{5+1}{5}} = 45,2 \text{ [mm]} \quad (143)$$

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim} = 0,8 \cdot 1140 = 416 \text{ [MPa]} \quad (144)$$

Tabulkové nebo zvolené koeficienty:

$$f_H = 690; K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,5 \cdot 1,2 = 1,8; \psi_D = 1,1$$

Tečný modul soukolí:

$$m_t = \frac{d_5}{z_5} = \frac{45,2}{18} = 2,51 \text{ [mm]} \quad (145)$$

Normálový modul soukolí:

$$m_n = m_t \cdot \cos \beta = 2,51 \cdot \cos 15 = 2,42 \text{ [mm]} \quad (146)$$

Volím normálový modul:

$$m_n = 3 \text{ [mm]} \quad (147)$$

Přepočet tečného modulu:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos\beta} = \frac{3}{\cos 15} = 3,1 \text{ [mm]} \quad (148)$$

Výpočet šířky ozubení:

$$b_w = \psi_m \cdot m_n = 10 \cdot 3 = 30 \text{ [mm]} \quad (149)$$

Tabulkové nebo zvolené koeficienty:

$$\psi_m = 10$$

S ohledem na celočíselný součinitel záběru volím šířku ozubení:

$$b_w = 47 \text{ [mm]} \quad (150)$$

5.6.1 Výpočet geometrie čelního soukolí 2 s šikmými zuby

Průměr roztečných kružnic:

$$d_5 = m_t \cdot z_5 = 3,1 \cdot 18 = 55,8 \text{ [mm]} \quad (151)$$

$$d_6 = m_t \cdot z_6 = 3,1 \cdot 90 = 279 \text{ [mm]} \quad (152)$$

Průměr hlavových kružnic:

$$d_{a5} = d_5 + 2m_n = 55,8 + 2 \cdot 3 = 61,8 \text{ [mm]} \quad (153)$$

$$d_{a6} = d_6 + 2m_n = 279 + 2 \cdot 3 = 285 \text{ [mm]} \quad (154)$$

Průměr základních kružnic:

$$d_{b5} = d_5 \cdot \cos(\alpha_t) = 55,8 \cdot \cos(20,647) = 52,2 \text{ [mm]} \quad (155)$$

$$d_{b6} = d_6 \cdot \cos(\alpha_t) = 279 \cdot \cos(20,647) = 261,1 \text{ [mm]} \quad (156)$$

Výška hlavy zuby:

$$h_a = m_n = 3 \text{ [mm]} \quad (157)$$

Výška paty zuby:

$$h_f = 1,25 \cdot m_n = 1,25 \cdot 3 = 3,75 \text{ [mm]} \quad (158)$$

Průměr patních kružnic:

$$d_{f5} = d_5 - 2 \cdot h_f = 55,8 - 2 \cdot 3,75 = 48,3 \text{ [mm]} \quad (159)$$

$$d_{f6} = d_6 - 2 \cdot h_f = 279 - 2 \cdot 3,75 = 271,5 \text{ [mm]} \quad (160)$$

Osová vzdálenost soukolí:

$$a = \frac{d_5 + d_6}{2} = \frac{55,8 + 279}{2} = 167,4 \text{ [mm]} \quad (161)$$

Čelní zubová rozteč:

$$p_t = \pi \cdot m_t = \pi \cdot 3,1 = 9,7 \text{ [mm]} \quad (162)$$

Normálová zubová rozteč:

$$p_n = p_t \cdot \cos \beta = 9,7 \cdot \cos 15 = 9,4 \text{ [mm]} \quad (163)$$

Čelní úhel záběru:

$$\alpha_t = \arctan \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = \arctan \frac{\tan 20}{\cos 15} = 20,647 \text{ [}^\circ\text{]} \quad (164)$$

5.6.2 Výpočet součinitele trvání záběru

Součinitel záběru profilu:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{0,5 \cdot \left(\sqrt{d_{a5}^2 - d_{b5}^2} + \sqrt{d_{a6}^2 - d_{b6}^2} \right) - a \cdot \sin(\alpha)}{p_t \cdot \cos \alpha_t} \quad (165)$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{0,5 \cdot \left(\sqrt{61,8^2 - 52,2^2} + \sqrt{285^2 - 261,1^2} \right) - 167,4 \cdot \sin(20)}{9,7 \cdot \cos 20,647} = 1,807 \quad (166)$$

Součinitel záběru kroku:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_n} = \frac{47 \cdot \sin 15}{\pi \cdot 3} = 1,291 \quad (167)$$

Součinitel trvání záběru:

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 3,098 \quad (168)$$

Součinitel trvání záběru vychází po nepatrném zaokrouhlení celočíselně, což je podmínka pro klidný chod soukolí bez vznikajících vibrací. Není tedy třeba měnit navrhnoutou geometrii soukolí.

5.6.3 Výpočet silových poměrů v soukolí

Výpočet tečné síly:

$$F_{t5} = F_{t6} = \frac{2 \cdot M k_2}{d_5} = \frac{2 \cdot 119 \cdot 10^3}{55,8} = 4265 \text{ [N]} \quad (169)$$

Výpočet radiální síly:

$$F_{r5} = F_{r6} = \frac{F_{t5}}{\cos \beta} \cdot \tan \alpha_n = \frac{4625}{\cos 15} \cdot \tan 20 = 1743 \text{ [N]} \quad (170)$$

Výpočet axiální síly:

$$F_{a5} = F_{a6} = F_{t5} \cdot \tan \beta = 4265 \cdot \tan 15 = 1143 \text{ [N]} \quad (171)$$

5.6.4 Pevnostní kontrola soukolí

Kontrola z hlediska únavy v doteku:

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP} \quad (172)$$

$$\sigma_{H0} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t5}}{b_w \cdot d_5} \cdot \frac{i+1}{i}} \quad (173)$$

$$\sigma_{H0} = 190 \cdot 2,5 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{4265}{47 \cdot 55,8} \cdot \frac{5+1}{5}} = 633,5 \text{ [MPa]} \quad (174)$$

$$\sigma_H = 633,5 \cdot \sqrt{2,16} = 918 \text{ [MPa]} \quad (175)$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{1140 \cdot 1,1}{1,3} = 946 \text{ [MPa]} \quad (176)$$

Tabulkové nebo zvolené koeficienty:

$$Z_E = 190; Z_H = 2,5; Z_\varepsilon = 1; Z_R = 1; S_{Hmin} = 1,3;$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,5 \cdot 1,2 \cdot 1,2 = 2,16$$

$$\sigma_H = 918 \text{ [MPa]} < \sigma_{HP2} = 946 - \text{VYHOVUJE} \quad (177)$$

Kontrola na dotek při jednorázovém působení největšího zatížení:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{\frac{F_T \cdot K_H}{F_{t5}}} \leq \sigma_{HPmax} \quad (178)$$

$$F_T = F_{t5} \cdot K_{AS} = 4265 \cdot 2 = 8530 \text{ [N]} \quad (179)$$

$$\sigma_{Hmax} = 633,5 \cdot \sqrt{\frac{8530 \cdot 2,16}{4265}} = 1315 \text{ [MPa]} \quad (180)$$

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 650 = 2600 \text{ [MPa]} \quad (181)$$

Tabulkové nebo zvolené koeficienty:

$$K_{AS} = 2$$

$$\sigma_{Hmax} = 1315 \text{ [MPa]} < \sigma_{HPmax} = 2600 \text{ [MPa]} - \text{VYHOVUJE} \quad (182)$$

Kontrola z hlediska únavy v ohybu:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_w \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \leq \sigma_{FP} \quad (183)$$

$$\sigma_F = \frac{4265}{47 \cdot 3} \cdot 2,16 \cdot 4,27 \cdot 1 \cdot 0,687 = 192 \text{ [MPa]} \quad (184)$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim}}{S_{Fmin}} = \frac{390}{1,3} = 300 \text{ [MPa]} \quad (185)$$

Tabulkové nebo zvolené koeficienty:

$$K_F = K_H = 2,16; Y_{FS} = 4,27; Y_\beta = 1; Y_\varepsilon = 0,687; S_{Fmin} = 1,3;$$

$$\sigma_F = 192 \text{ [MPa]} < \sigma_{FP} = 300 \text{ [MPa]} - \text{VYHOVUJE} \quad (186)$$

Kontrola na ohyb při působení největšího zatížení:

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_{t1}}{F_t} = \sigma_F \cdot K_{AS} \leq \sigma_{FPmax} \quad (187)$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot K_{AS} = 192 \cdot 2 = 384 \text{ [MPa]} \quad (188)$$

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot \sigma_{Fst} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot \sigma_{Flim} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot 390 = 780 \text{ [MPa]} \quad (189)$$

$$\sigma_{Fmax} = 384 \text{ [MPa]} < \sigma_{FPmax} = 780 \text{ [MPa]} - \text{VYHOVUJE} \quad (190)$$

- NAVRŽENÉ SOUKOLÍ VYHOVUJE

5.7 Návrh řetězového převodu [14], [2]

Počet zubů pastorku:

$$z_7 = 14 \quad (191)$$

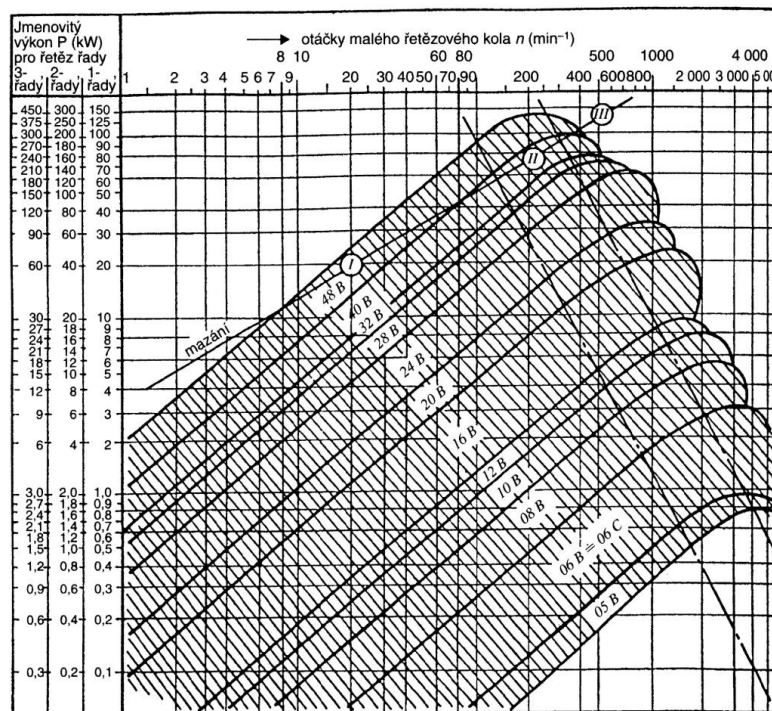
Počet zubů řetězového kola:

$$z_8 = i \cdot z_7 = 2,3 \cdot 15 = 32 \quad (192)$$

Volba řetězu dle výkonového diagramu:

ŘETĚZ 42 ČLÁNKŮ 20 B-3 ČSN 023311.2

S ohledem na dlouhý bezúdržbový chod je zvolený řetěz mírně naddimenzován.



Obrázek 12 Výkonový diagram pro volbu řetězu [3]

Parametry navrženého řetězu:

$$p = 31,75 \text{ [mm]}; S = 885 \text{ [mm}^2\text{]}; F_{pt} = 267 \text{ [kN]}; m' = 10,8 \text{ [kg]};$$

$$p_d = 14,5 \text{ [MPa]}; k_{Smin} = 7; k_{dmin} = 5$$

Výpočet diagramového výkonu:

$$P_d = \frac{P}{K \cdot \varphi \cdot \eta} = \frac{15}{0,95 \cdot 1 \cdot 0,95} = 16,6 \text{ [kW]} \quad (193)$$

Tabulkové nebo zvolené koeficienty:

$$K = 0,95; \varphi = 1; \eta = 0,95$$

Průměr pastorku:

$$d_7 = \frac{p}{\pi} \cdot z_7 = \frac{31,75}{\pi} \cdot 14 = 141,5 \text{ [mm]} \quad (194)$$

Průměr velkého řetězového kola:

$$d_8 = \frac{p}{\pi} \cdot z_8 = \frac{31,75}{\pi} \cdot 32 = 323,4 \text{ [mm]} \quad (195)$$

Počet článků řetězu:

$$x = \frac{2 \cdot a}{p} + \frac{z_7 + z_8}{2} + \left[\frac{z_8 - z_7}{2\pi} \right]^2 \cdot \frac{p}{a} \quad (196)$$

$$x = \frac{2 \cdot 273,5}{31,75} + \frac{14+32}{2} + \left[\frac{32-14}{2\pi} \right]^2 \cdot \frac{31,75}{273,5} = 41,2 \quad (197)$$

- 42 článků

5.7.1 Kontrola navrženého řetězu

Obvodová rychlost řetězu:

$$v = \pi \cdot d_7 \cdot n = \pi \cdot 0,1415 \cdot 3,8 = 1,69 \text{ [m/s]} \quad (198)$$

Tahová síla v řetězu:

$$F = \frac{P}{v} = \frac{15000}{1,69} = 8,9 \text{ [kN]} \quad (199)$$

Odstředivá síla:

$$F_c = m \cdot v^2 = 10,8 \cdot 1,69^2 = 30,8 \text{ [N]} \quad (200)$$

Kontrola řetězu na otlačení:

$$p_p = \frac{F + F_c}{S} = \frac{8,9 \cdot 10^3 + 30,8}{885} = 10,1 \text{ [MPa]} \quad (201)$$

$$p_p < p_d = 10,1 \text{ [MPa]} < 14,5 \text{ [MPa]} - \text{VYHOVUJE} \quad (202)$$

Kontrola řetězu na tah:

$$k_s = \frac{F_{pt}}{F + F_c} = \frac{267000}{8900 + 30,8} = 29,9 \quad (203)$$

$$k_s = 29,9 > k_{smin} = 7 - \text{VYHOVUJE} \quad (204)$$

$$k_d = \frac{k_s}{\gamma} = \frac{29,9}{1,2} = 24,9 \quad (205)$$

$$k_d = 24,9 > k_{dmin} - \text{VYHOVUJE} \quad (206)$$

- NAVRŽENÝ ŘETĚZ VYHOVUJE

5.7.2 Výpočet sil působících na řetěz

Výpočet obvodové síly při 1. rychlostním stupni:

$$F_{o71} = \frac{2 \cdot M_{k4}}{d_7} = \frac{2 \cdot 298 \cdot 10^3}{141,15} = 4222,5 \text{ [N]} \quad (207)$$

Výpočet obvodové síly při 2. rychlostním stupni:

$$F_{o72} = \frac{2 \cdot M_{k6}}{d_7} = \frac{2 \cdot 610 \cdot 10^3}{141,15} = 8643,3 \text{ [N]} \quad (208)$$

Celková radiální síla působící na hřídel při 1. rychlostním stupni:

$$F_{r71} = F_{o71} + F_c = 4222,5 + 30,8 = 4253,3 \text{ [N]} \quad (209)$$

Celková radiální síla působící na hřídel při 2. rychlostním stupni:

$$F_{r72} = F_{o72} + F_c = 8643,3 + 30,8 = 8674,1 \text{ [N]} \quad (210)$$

Rozklad radiální síly na složky:

$$\delta = \arcsin \frac{200}{a} = \arcsin \frac{200}{273,5} = 47 \text{ [}^\circ\text{]} \quad (211)$$

- 1. rychlostní stupeň:

$$F_{r71y} = F_{r71} \cdot \cos 47 = 2900,7 \text{ [N]} \quad (212)$$

$$F_{r71z} = F_{r71} \cdot \sin 47 = 3110,7 \text{ [N]} \quad (213)$$

- 2. rychlostní stupeň:

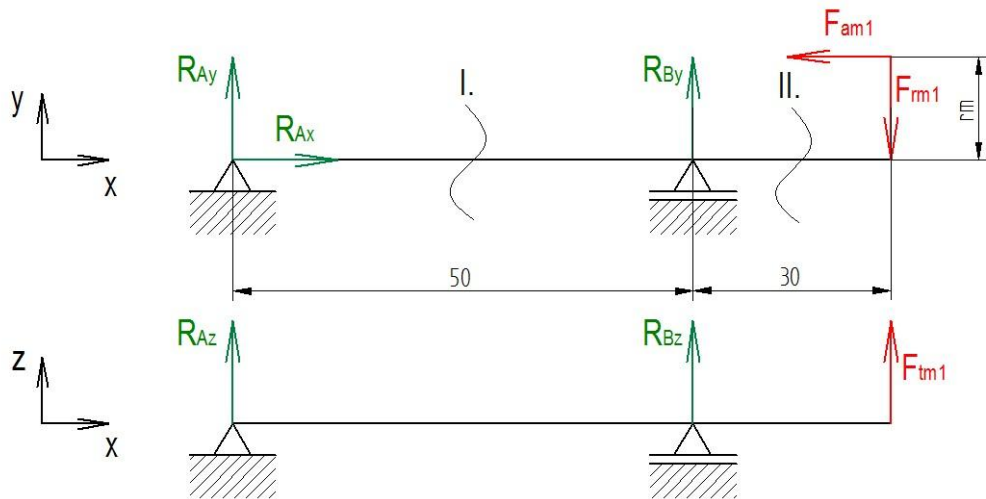
$$F_{r72y} = F_{r72} \cdot \cos 47 = 5915,7 \text{ [N]} \quad (214)$$

$$F_{r72z} = F_{r72} \cdot \sin 47 = 6343,8 \text{ [N]} \quad (215)$$

5.8 Výpočet podporových reakcí a ohybových momentů na hřídelích

Pro následující návrhy průměrů hřídelí a ložisek je nezbytné vypočítat velikost podporových reakcí a ohybových momentů působících na jednotlivé hřídele.

5.8.1 Vstupní hřídel



Obrázek 13 Silové poměry na vstupním hřídeli

Střední poloměr kuželového kola 1:

$$r_{m1} = \frac{d_{m1}}{2} = \frac{61,1}{2} = 30,55 \text{ [mm]} \quad (216)$$

Podporové reakce v rovině XY:

$$R_{Ay} + R_{By} - F_{rm1} = 0 \quad \rightarrow R_{By} = 106,7 \text{ [N]} \quad (217)$$

$$R_{Ax} - F_{am1} = 0 \quad \rightarrow R_{Ax} = F_{am1} = 789 \text{ [N]} \quad (218)$$

$$B: R_{Ay} \cdot 50 + F_{rm1} \cdot 30 - F_{am1} \cdot 30,55 = 0 \quad (219)$$

$$\rightarrow R_{Ay} = 261,3 \text{ [N]}$$

Podporové reakce v rovině XZ:

$$R_{Az} + R_{Bz} + F_{tm1} = 0 \quad \rightarrow R_{Bz} = -2619,2 \text{ [N]} \quad (220)$$

$$B: R_{Az} \cdot 50 - F_{tm1} \cdot 30 = 0 \quad (221)$$

$$\rightarrow R_{Az} = 982,2 \text{ [N]}$$

VSÚ v rovině XY:

$$I. \quad x \in \langle 0; 50 \rangle$$

$$R_{Ay} \cdot x - M_1(x) = 0 \quad (222)$$

$$\rightarrow M_1(0) = 0 \text{ [N.mm]}$$

$$\rightarrow M_1(50) = 13065 \text{ [N.mm]}$$

$$\text{II. } x \in \langle 0; 30 \rangle$$

$$F_{am1} \cdot 30,55 - F_{rm1} \cdot x - M_2(x) = 0 \quad (223)$$

$$\rightarrow M_2(30) = 13064 \text{ [N.mm]}$$

VSÚ v rovině XZ:

$$\text{I. } x \in \langle 0; 50 \rangle$$

$$R_{Az} \cdot x - M_1(x) = 0 \rightarrow M_1(50) = 49110 \text{ [N.mm]} \quad (224)$$

$$\text{II. } x \in \langle 0; 30 \rangle$$

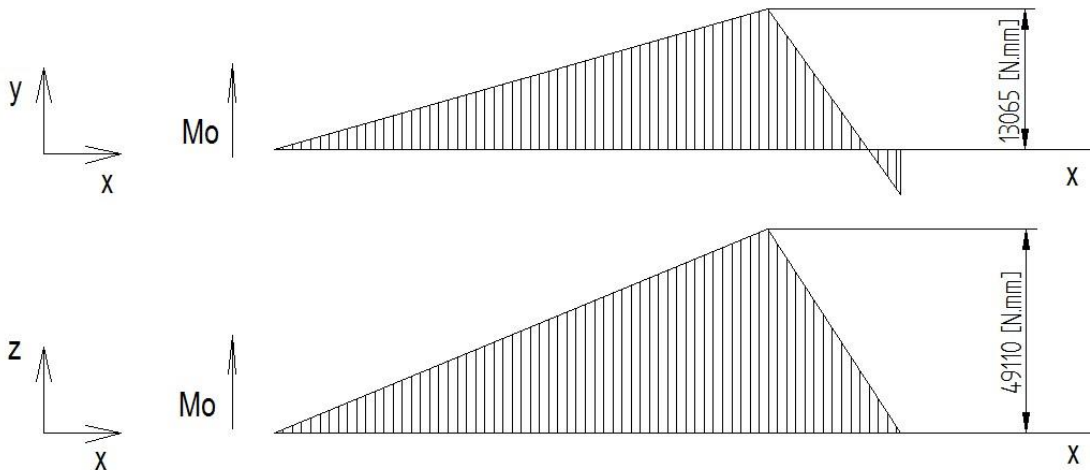
$$M_2(x) - F_{tm1} \cdot x = 0 \rightarrow M_2(30) = 49110 \text{ [N.mm]} \quad (225)$$

Celkové ohybové momenty:

$$M_1(x) = \sqrt{M_1(x)_{xy}^2 + M_1(x)_{xz}^2} = 50518 \text{ [N.mm]} \quad (226)$$

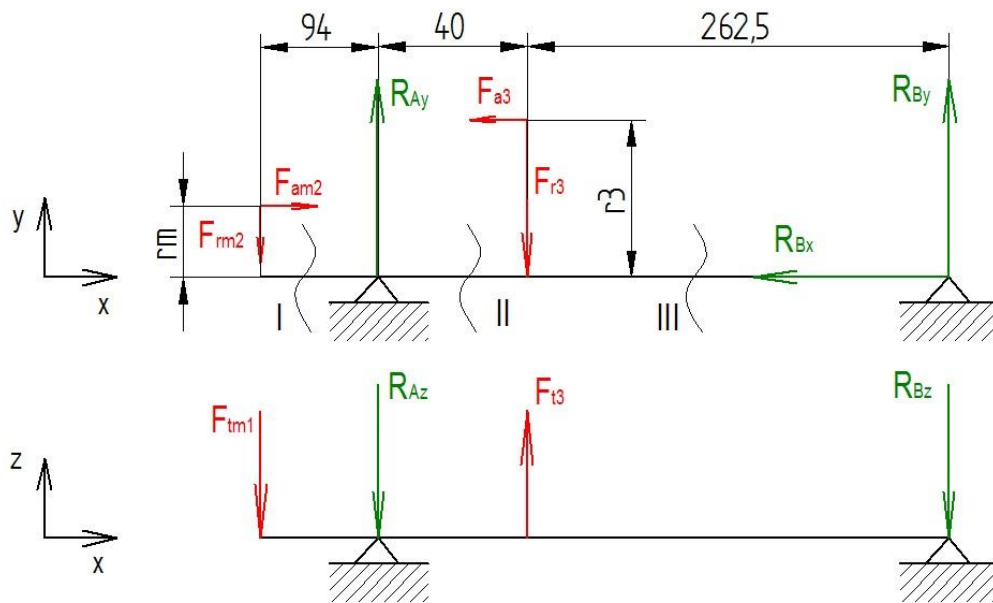
$$M_2(x) = \sqrt{M_2(x)_{xy}^2 + M_2(x)_{xz}^2} = 50818 \text{ [N.mm]} \quad (227)$$

$$M_{o_{max}} = 50818 \text{ [N.mm]}$$



Obrázek 14 Ohybové momenty zatěžující vstupní hřídel

5.8.2 Předlohový hřídel – 1. rychlostní stupeň



Obrázek 15 Silové poměry na předlohovém hřídeli při 1. rychlostním stupni

Poloměr ozubeného kola 3:

$$r_3 = \frac{d_3}{2} = \frac{96,1}{2} = 48,05 \text{ [mm]} \quad (228)$$

Podporové reakce v rovině XY:

$$-F_{r3} + R_{Ay} - F_{m2} + R_{By} = 0 \quad \rightarrow R_{Ay} = 1856 \text{ [N]} \quad (229)$$

$$F_{am2} - F_{a3} - R_{Bx} = 0 \quad \rightarrow R_{Bx} = F_{am2} - F_{a3} = -296 \text{ [N]} \quad (230)$$

$$A: -F_{m2} \cdot 94 + F_{am2} \cdot r_{m2} + F_{r3} \cdot 40 - F_{a3} \cdot r_3 - R_{By} \cdot 302,5 = 0 \quad (231)$$

$$\rightarrow R_{By} = -134 \text{ [N]}$$

Podporové reakce v rovině XZ:

$$-F_{tm1} - R_{Az} + F_{t3} - R_{Bz} = 0 \quad \rightarrow R_{Az} = 4 \text{ [N]} \quad (232)$$

$$A: -F_{tm1} \cdot 94 - F_{t3} \cdot 40 + R_{Bz} \cdot 302,5 = 0 \rightarrow R_{Bz} = 836 \text{ [N]} \quad (233)$$

VSÚ v rovině XY:

$$I. \ x \in \langle 0; 94 \rangle$$

$$-F_{m2} \cdot x + F_{am2} \cdot r_{m2} - M_1(x) = 0 \quad (234)$$

$$\rightarrow M_1(0) = 28115 \text{ [N.mm]}$$

$$\rightarrow M_1(94) = -46051 \text{ [N.mm]}$$

II. $x \in \langle 94; 134 \rangle$

$$-F_{rm2} \cdot x + F_{am2} \cdot r_{m2} + R_{Ay} \cdot (x - 94) - M_2(x) = 0 \quad (235)$$

$$\rightarrow M_2(94) = -46051 \text{ [N.mm]}$$

$$\rightarrow M_2(134) = -3371 \text{ [N.mm]}$$

III. $x \in \langle 134; 396,5 \rangle$

$$-F_{rm2} \cdot x + F_{am2} \cdot r_{m2} + R_{Ay} \cdot (x - 94) - F_{t3} \cdot (x - 134) - F_{a3} \cdot r_3 - M_3(x) = 0 \quad (236)$$

$$\rightarrow M_3(134) = -35267 \text{ [N.mm]}$$

$$\rightarrow M_3(396,5) = 0 \text{ [N.mm]}$$

VSÚ v rovině XZ:

I. $x \in \langle 0; 94 \rangle$

$$-F_{tm1} \cdot x - M_1(x) = 0 \quad (237)$$

$$\rightarrow M_1(0) = 0 \text{ [N.mm]}$$

$$\rightarrow M_1(94) = -153878 \text{ [N.mm]}$$

II. $x \in \langle 94; 134 \rangle$

$$-F_{tm1} \cdot x - R_{Az} \cdot (x - 94) - M_2(x) = 0 \quad (238)$$

$$\rightarrow M_2(94) = -153878 \text{ [N.mm]}$$

$$\rightarrow M_2(134) = -219518 \text{ [N.mm]}$$

III. $x \in \langle 134; 396,5 \rangle$

$$-F_{tm1} \cdot x - R_{Az} \cdot (x - 94) + F_{t3} \cdot (x - 134) - M_3(x) = 0 \quad (239)$$

$$\rightarrow M_3(134) = -219518 \text{ [N.mm]}$$

$$\rightarrow M_3(396,5) = 0 \text{ [N.mm]}$$

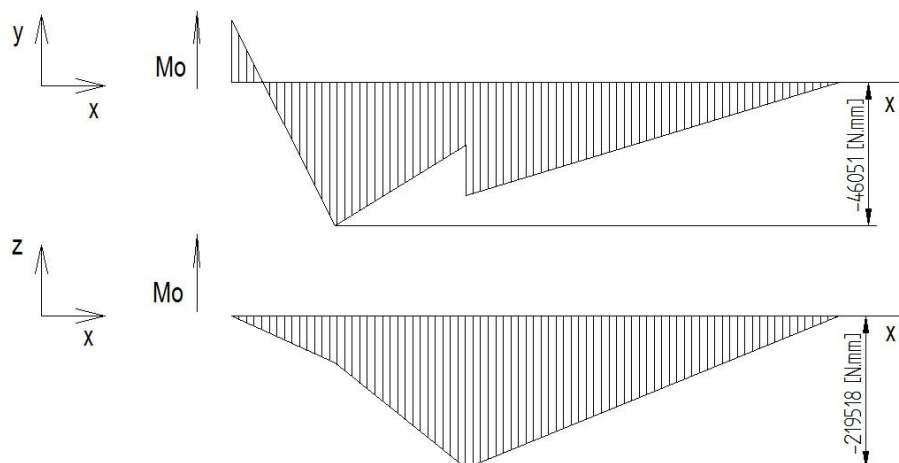
Celkové ohybové momenty:

$$M_1(x) = \sqrt{M_1(x)_{xy}^2 + M_1(x)_{xz}^2} = 28115 \text{ [N. mm]} \quad (240)$$

$$M_2(x) = \sqrt{M_2(x)_{xy}^2 + M_2(x)_{xz}^2} = 160621 \text{ [N. mm]} \quad (241)$$

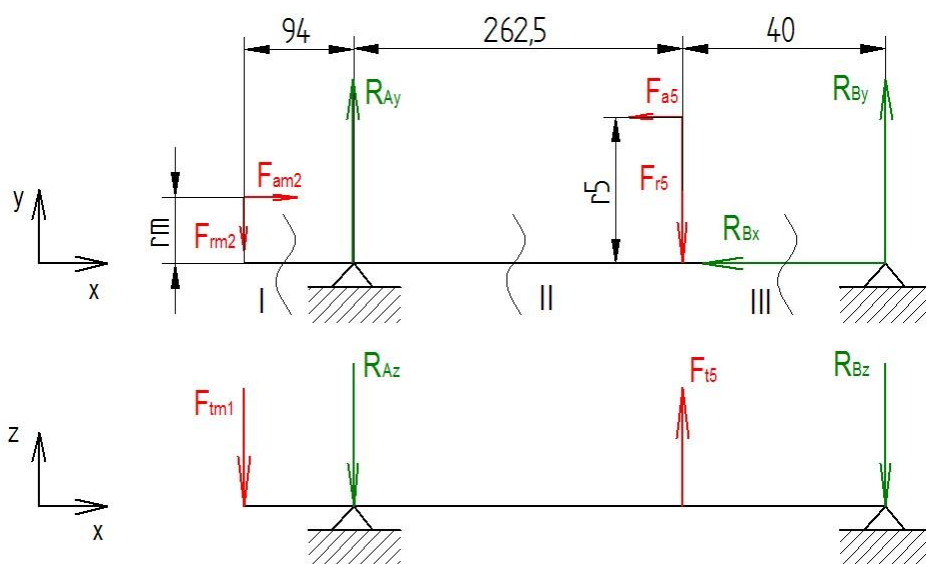
$$M_3(x) = \sqrt{M_3(x)_{xy}^2 + M_3(x)_{xz}^2} = 222333 \text{ [N. mm]} \quad (242)$$

$$M_{o_{max}} = 222333 \text{ [N.mm]}$$



Obrázek 16 Ohybové momenty na předlohovém hřídeli při 1. rychlostním stupni

5.8.3 Předlohový hřídel – 2. rychlostní stupeň



Obrázek 17 Silové poměry na předlohovém hřídeli při 2. rychlostním stupni

Poloměr ozubeného kola 5:

$$r_5 = \frac{d_5}{2} = \frac{55,8}{2} = 27,9 \text{ [mm]} \quad (243)$$

Podporové reakce v rovině XY:

$$-F_{r_{m2}} + R_{Ay} - F_{r_5} + R_{By} = 0 \quad \rightarrow R_{By} = 1255 \text{ [N]} \quad (244)$$

$$F_{a_{m2}} - F_{a_5} - R_{Bx} = 0 \quad \rightarrow R_{Bx} = -F_{a_5} + F_{a_{m2}} = -775 \text{ [N]} \quad (245)$$

$$B: -F_{r_{m2}} \cdot 396,5 + F_{a_{m2}} \cdot r_{m2} - F_{r_5} \cdot 40 + R_{Ay} \cdot 302,5 - F_{a_5} \cdot 27,9 = 0 \quad (246)$$

$$\rightarrow R_{Ay} = 1277 \text{ [N]}$$

Podporové reakce v rovině XZ:

$$-F_{tm1} - R_{Az} + F_{t5} - R_{Bz} = 0 \quad \rightarrow R_{Bz} = 4210 \text{ [N]} \quad (247)$$

$$B: -F_{tm1} \cdot 396,5 + F_{t5} \cdot 40 - R_{Az} \cdot 302,5 = 0 \rightarrow R_{Az} = -1582 \text{ [N]} \quad (248)$$

VSÚ v rovině XY:

I. $x \in \langle 0; 94 \rangle$

$$-F_{rm2} \cdot x - M_1(x) + F_{am2} \cdot r_{m2} = 0 \quad (249)$$

$$\rightarrow M_1(0) = 28115 \text{ [N.mm]}$$

$$\rightarrow M_1(94) = -46051 \text{ [N.mm]}$$

II. $x \in \langle 94; 356,5 \rangle$

$$-F_{rm2} \cdot x + F_{am2} \cdot r_{m2} + R_{Ay} \cdot (x - 94) - M_2(x) = 0 \quad (250)$$

$$\rightarrow M_2(94) = -46051 \text{ [N.mm]}$$

$$\rightarrow M_2(356,5) = 82049 \text{ [N.mm]}$$

III. $x \in \langle 356,5; 396,5 \rangle$

$$-F_{rm2} \cdot x + F_{am2} \cdot r_{m2} + R_{Ay} \cdot (x - 94) - F_{r5} \cdot (x - 356,5) - M_3(x) - F_{a5} \cdot r_5 = 0 \quad (251)$$

$$\rightarrow M_3(356,5) = 50160 \text{ [N.mm]}$$

$$\rightarrow M_3(396,5) = 0 \text{ [N.mm]}$$

VSÚ v rovině XZ:

I. $x \in \langle 0; 94 \rangle$

$$-F_{tm1} \cdot x - M_1(x) = 0 \quad (252)$$

$$\rightarrow M_1(0) = 0 \text{ [N.mm]}$$

$$\rightarrow M_1(94) = -153878 \text{ [N.mm]}$$

II. $x \in \langle 94; 356,5 \rangle$

$$-F_{tm1} \cdot x - R_{Az} \cdot (x - 94) - M_2(x) = 0 \quad (253)$$

$$\rightarrow M_2(94) = -153878 \text{ [N.mm]}$$

$$\rightarrow M_2(356,5) = -168316 \text{ [N.mm]}$$

III. $x \in \langle 356,5; 396,5 \rangle$

$$-F_{tm1} \cdot 396,5 - R_{Az} \cdot (x - 94) + F_{t5} \cdot (x - 356,5) - M_3(x) = 0 \quad (254)$$

$$\rightarrow M_3(356,5) = -168316 \text{ [N.mm]}$$

$$\rightarrow M_3(396,5) = 0 \text{ [N.mm]}$$

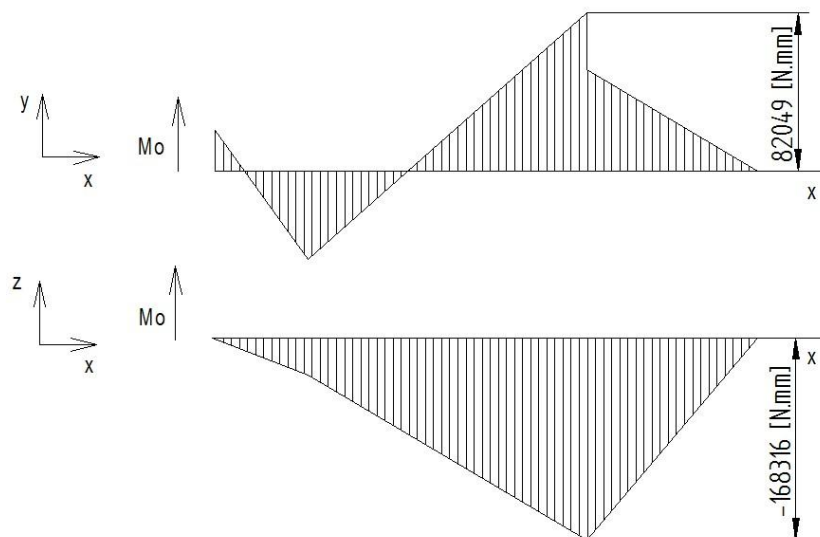
Celkové ohybové momenty:

$$M_1(x) = \sqrt{M_1(x)_{xy}^2 + M_1(x)_{xz}^2} = 28115 \text{ [N.mm]} \quad (255)$$

$$M_2(x) = \sqrt{M_2(x)_{xy}^2 + M_2(x)_{xz}^2} = 174386 \text{ [N.mm]} \quad (256)$$

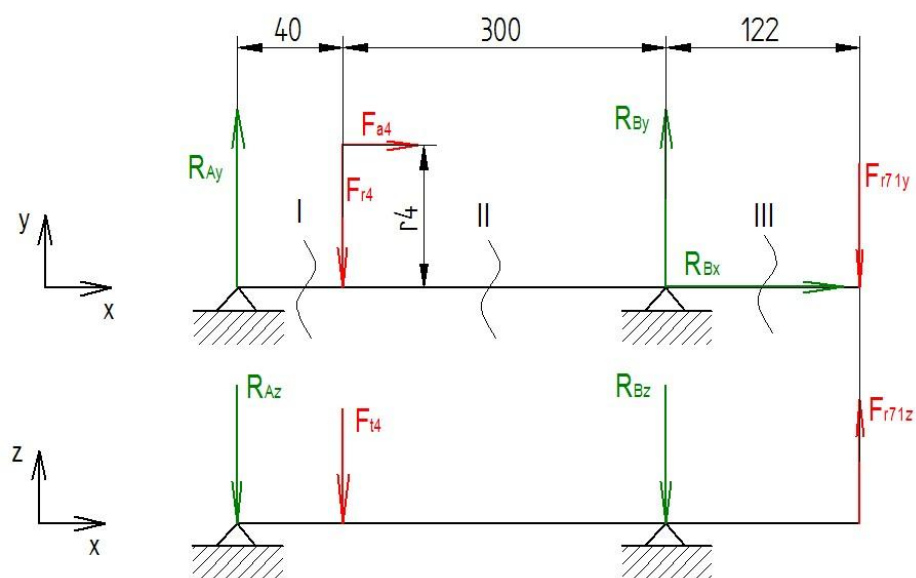
$$M_3(x) = \sqrt{M_3(x)_{xy}^2 + M_3(x)_{xz}^2} = 175631 \text{ [N.mm]} \quad (257)$$

$$M_{o_{\max}} = 175631 \text{ [N.mm]}$$



Obrázek 18 Ohybové momenty na předlohovém hřídeli při 2. rychlostním stupni

5.8.4 Výstupní hřídel – 1. rychlostní stupeň



Obrázek 19 Silové poměry na výstupním hřídeli při 1. rychlostním stupni

Poloměr ozubeného kola 4:

$$r_4 = \frac{d_4}{2} = \frac{238,7}{2} = 119,35 \text{ [mm]} \quad (258)$$

Podporové reakce v rovině XY:

$$R_{Ay} - F_{R4} + R_{By} - F_{r71y} = 0 \quad \rightarrow R_{Ay} = -450 \text{ [N]} \quad (259)$$

$$R_{Bx} + F_{a4} = 0 \quad \rightarrow R_{Bx} = -664 \text{ [N]} \quad (260)$$

$$A: +F_{r4} \cdot 40 + F_{a4} \cdot r_4 - R_{By} \cdot 340 + F_{r71y} \cdot 462 = 0 \quad (261)$$

$$\rightarrow R_{By} = 4284 \text{ [N]}$$

Podporové reakce v rovině XZ:

$$-R_{Az} - F_{t4} - R_{Bz} + F_{r71z} = 0 \quad \rightarrow R_{Az} = 4570 \text{ [N]} \quad (262)$$

$$A: F_{t4} \cdot 40 + R_{Bz} \cdot 340 - F_{r71z} \cdot 462 = 0 \quad (263)$$

$$\rightarrow R_{Bz} = -3936 \text{ [N]}$$

VSÚ v rovině XY:

I. $x \in \langle 0; 40 \rangle$

$$R_{Ay} \cdot x - M_1(x) = 0 \quad (264)$$

$$\rightarrow M_1(0) = 0 \text{ [N.mm]}$$

$$\rightarrow M_1(40) = 18000 \text{ [N.mm]}$$

II. $x \in \langle 40; 340 \rangle$

$$R_{Ay} \cdot x - F_{r4} \cdot (x - 40) + F_{a4} \cdot r_4 - M_2(x) = 0 \quad (265)$$

$$\rightarrow M_2(40) = 61248 \text{ [N.mm]}$$

$$\rightarrow M_2(340) = -353652 \text{ [N.mm]}$$

III. $x \in \langle 340; 462 \rangle$

$$R_{Ay} \cdot x - F_{r4} \cdot (x - 40) + F_{a4} \cdot r_4 + R_{By} \cdot (x - 340) - M_3(x) = 0 \quad (266)$$

$$\rightarrow M_3(340) = -353652 \text{ [N.mm]}$$

$$\rightarrow M_3(462) = 0 \text{ [N.mm]}$$

VSÚ v rovině XZ:

I. $x \in \langle 0; 40 \rangle$

$$-R_{Az} \cdot x - M_1(x) = 0 \quad (267)$$

$$\rightarrow M_1(0) = 0 \text{ [N.mm]}$$

$$\rightarrow M_1(40) = -182800 \text{ [N.mm]}$$

II. $x \in \langle 40; 340 \rangle$

$$-R_{Az} \cdot x + F_{t4} \cdot (x - 40) - M_2(x) = 0 \quad (268)$$

$$\rightarrow M_2(40) = -182800 \text{ [N.mm]}$$

$$\rightarrow M_2(340) = -810700 \text{ [N.mm]}$$

III. $x \in \langle 340; 462 \rangle$

$$-R_{Az} \cdot x + F_{t4} \cdot (x - 40) - R_{Bz} \cdot (x - 340) - M_3(x) = 0 \quad (269)$$

$$\rightarrow M_3(340) = -810700 \text{ [N.mm]}$$

$$\rightarrow M_3(462) = 0 \text{ [N.mm]}$$

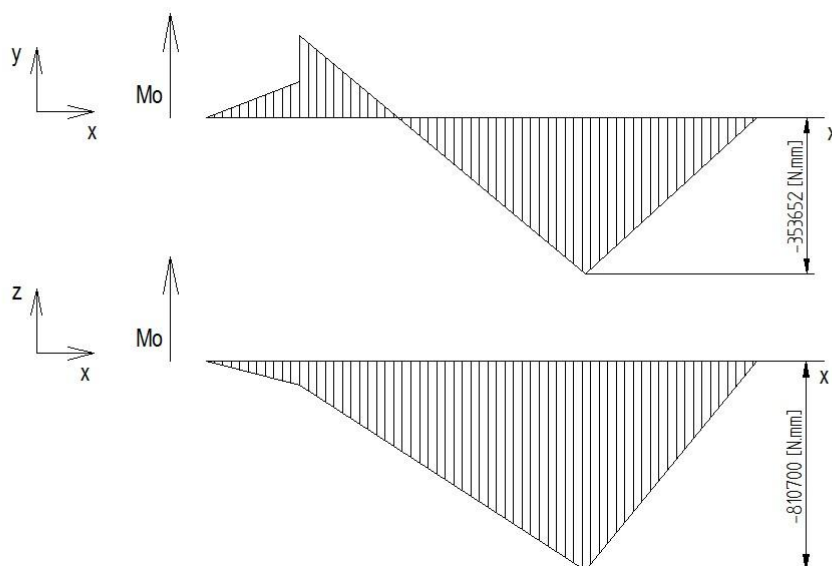
Celkové ohybové momenty:

$$M_1(x) = \sqrt{M_1(y)_{xy}^2 + M_1(y)_{xz}^2} = 182809 \text{ [N.mm]} \quad (270)$$

$$M_2(x) = \sqrt{M_2(y)_{xy}^2 + M_2(y)_{xz}^2} = 192788 \text{ [N.mm]} \quad (271)$$

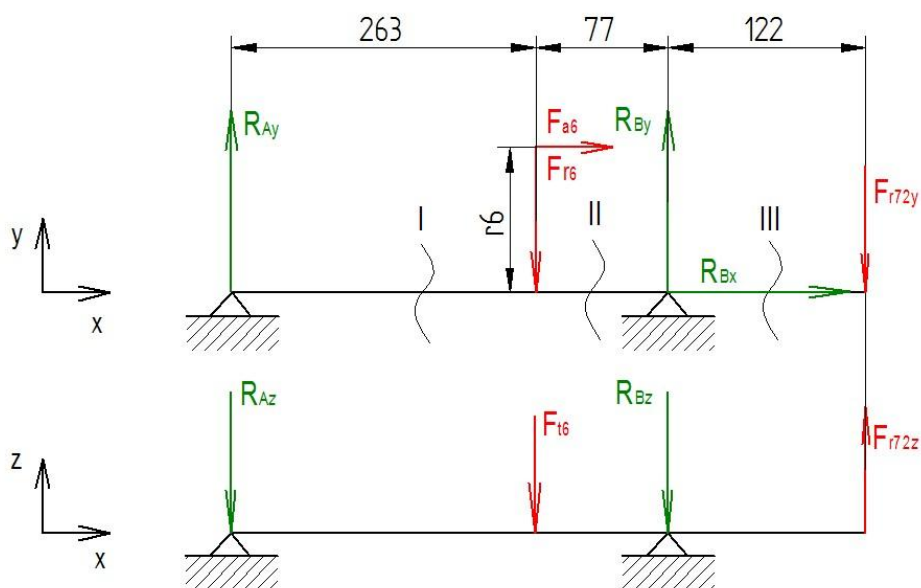
$$M_3(x) = \sqrt{M_3(y)_{xy}^2 + M_3(y)_{xz}^2} = 884480 \text{ [N.mm]} \quad (272)$$

$$M_{o_{\max}} = 884480 \text{ [N.mm]}$$



Obrázek 20 Ohybové momenty na výstupním hřídeli při 1. rychlostním stupni

5.8.5 Výstupní hřídel – 2. rychlostní stupeň



Obrázek 21 Silové poměry na výstupním hřídeli při 2. rychlostním stupni

Poloměr ozubeného kola 6:

$$r_6 = \frac{d_6}{2} = \frac{279}{2} = 139,5 \text{ [mm]} \quad (273)$$

Podporové reakce v rovině XY:

$$R_{Ay} - F_{R6} + R_{By} - F_{r72y} = 0 \quad \rightarrow R_{Ay} = -2197 \text{ [N]} \quad (274)$$

$$R_{Bx} + F_{a6} = 0 \quad \rightarrow R_{Bx} = -1143 \text{ [N]} \quad (275)$$

$$A: F_{R6} \cdot 263 + F_{a6} \cdot r_6 - R_{By} \cdot 340 + F_{r72y} \cdot 462 = 0 \quad (276)$$

$$\rightarrow R_{By} = 9856 \text{ [N]}$$

Podporové reakce v rovině XZ:

$$-R_{Az} - F_{t6} - R_{Bz} + F_{r72z} = 0 \quad \rightarrow R_{Az} = -3242 \text{ [N]} \quad (277)$$

$$A: F_{t6} \cdot 263 + R_{Bz} \cdot 340 - F_{r72z} \cdot 462 = 0 \quad (278)$$

$$\rightarrow R_{Bz} = 5321 \text{ [N]}$$

VSÚ v rovině XY:

$$I. \ x \in \langle 0; 263 \rangle$$

$$R_{Ay} \cdot x - M_1(x) = 0 \quad (279)$$

$$\rightarrow M_1(0) = 0 \text{ [N.mm]}$$

$$\rightarrow M_1(263) = -577811 \text{ [N.mm]}$$

$$II. \ x \in \langle 263; 340 \rangle$$

$$R_{Ay} \cdot x - F_{r6} \cdot (x - 263) + F_{a6} \cdot r_6 - M_2(x) = 0 \quad (280)$$

$$\rightarrow M_2(263) = -418363 \text{ [N.mm]}$$

$$\rightarrow M_2(340) = -721743 \text{ [N.mm]}$$

III. $x \in \langle 0; 122 \rangle$

$$-F_{r72y} \cdot x - M_3(x) = 0 \quad (281)$$

$$\rightarrow M_3(122) = -721743 \text{ [N.mm]}$$

$$\rightarrow M_3(0) = 0 \text{ [N.mm]}$$

VSÚ v rovině XZ:

I. $x \in \langle 0; 263 \rangle$

$$-R_{Az} \cdot x - M_1(x) = 0 \quad (282)$$

$$\rightarrow M_1(0) = 0 \text{ [N.mm]}$$

$$\rightarrow M_1(263) = -852646 \text{ [N.mm]}$$

II. $x \in \langle 263; 340 \rangle$

$$-R_{Az} \cdot x + F_{t6} \cdot (x - 263) - M_2(x) = 0 \quad (283)$$

$$\rightarrow M_2(263) = -852646 \text{ [N.mm]}$$

$$\rightarrow M_2(340) = -773875 \text{ [N.mm]}$$

III. $x \in \langle 0; 122 \rangle$

$$-F_{r72z} \cdot x - M_3(x) = 0$$

$$\rightarrow M_3(122) = -773875 \text{ [N.mm]}$$

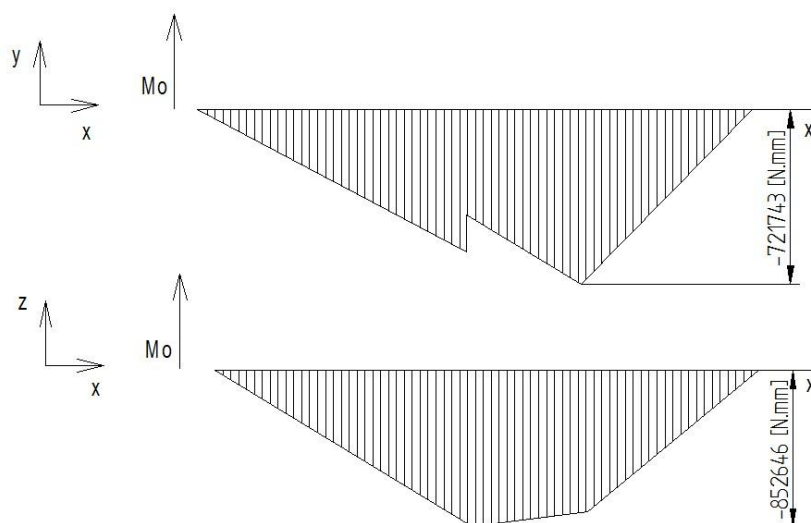
$$\rightarrow M_3(0) = 0 \text{ [N.mm]} \quad (284)$$

Celkové ohybové momenty:

$$M_1(x) = \sqrt{M_1(x)_{xy}^2 + M_1(x)_{xz}^2} = 1029986 \text{ [N.mm]} \quad (285)$$

$$M_2(x) = \sqrt{M_2(x)_{xy}^2 + M_2(x)_{xz}^2} = 834231 \text{ [N.mm]} \quad (286)$$

$$M_3(x) = \sqrt{M_3(x)_{xy}^2 + M_3(x)_{xz}^2} = 1058204 \text{ [N.mm]} \quad (287)$$



Obrázek 22 Ohybové momenty na výstupním hřídeli při 2. rychlostním stupni

5.9 Návrh průměrů a pevnostní kontrola hřídelí

Dalším krokem návrhového výpočtu je návrh rozměrů jednotlivých hřídelí. Návrh průměrů vychází z redukovaného momentu, spočítaného z kroutícího a největšího ohybového momentu v daném místě na hřídeli. Následně je provedena kontrola vrubové houževnatosti.

5.9.1 Vstupní hřídel [3], [15]

Tabulka 6 Parametry pro návrh vstupního hřídele [3]

VSTUPNÍ HŘÍDEL	
Materiál	12060.4
k_{\min}	2
R_e [MPa]	345
R_m [MPa]	600
σ_{Do} [MPa]	198

$$\sigma_o = \frac{Mo}{Wo} = \frac{M_{red1}}{\frac{\pi d^3}{32}} \leq \sigma_{Do} \quad (288)$$

Výpočet redukovaného momentu:

$$M_{red1} = \sqrt{Mo_{max}^2 + 0,75 \cdot (0,7 \cdot Mk_1)^2} \quad (289)$$

$$M_{red1} = \sqrt{50818^2 + 0,75 \cdot (0,7 \cdot 50000)^2} = 59171 \text{ [N.mm]} \quad (290)$$

Návrh minimálního průměru vstupního hřídele:

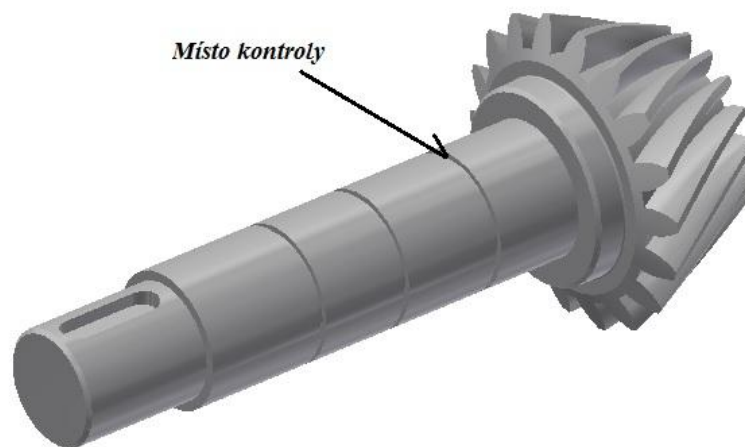
$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{32M_{red1}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = 14,5 \text{ [mm]} \quad (291)$$

Volíme průměr vstupního hřídele:

$$d_1 = 35 \text{ [mm]} \quad (292)$$

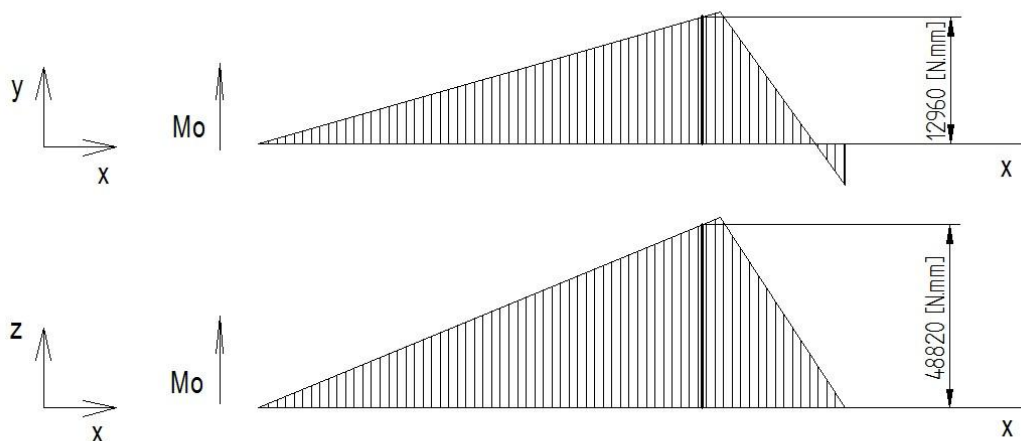
Zvolená hodnota průměru vstupního hřídele je kvůli únosnosti následně navrhovaných ložisek a dlouhému bezúdržbovému chodu značně naddimenzována.

Kontrola vrubové houževnatosti vstupního hřídele:



Obrázek 23 Model vstupního hřídele s vyznačeným místem kontroly

Největší ohybový moment působící na vstupním hřídeli se nachází pod podporou B – tedy vprostřed šířky ložiska. Kontrolu vrubové houževnatosti provádíme na zápichu pro pojistný kroužek ložiska, který je místu s maximálním ohybovým momentem nejbližší. Bereme v potaz, že na tomto místě již na hřídel působí ohybový moment nižší, než je ten maximální. Hodnotu momentu, působícího v místě vrubu, získáme odečtením z grafu průběhu ohybového momentu na vstupní hřídeli.



Obrázek 24 Hodnoty ohybového momentu na vstupní hřídeli v místě vrubu

Výsledný ohybový moment v místě vrubu:

$$M_{ov} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xy}^2} = \sqrt{12960^2 + 48820^2} = 50511 \text{ [N.mm]} \quad (293)$$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{ov}}{W_o} = \frac{32 \cdot M_{ov}}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 50511}{\pi \cdot 30^3} = 19,1 \text{ [MPa]} \quad (294)$$

Vrubová citlivost materiálu:

$$q = 0,5 \cdot (q_1 + q_2) = 0,5 \cdot (0,65 + 0,61) = 0,63 \quad (295)$$

Tabulkové nebo grafové součinitele:

$$q_1 = 0,65; q_2 = 0,62$$

Vrubový součinitel:

$$\beta = 1 + q \cdot (\alpha - 1) = 1 + 0,63 \cdot (1,65 - 1) = 1,41 \quad (296)$$

Tabulkové nebo grafové součinitele:

$$\alpha = 1,65$$

Napětí na mezi únavy v ohybu:

$$\sigma_{Co1}^* = \frac{0,43 \cdot Rm \cdot \eta \cdot v}{\beta} = 131 \text{ [MPa]} \quad (297)$$

Tabulkové nebo grafové součinitele:

$$\eta = 0,85; v = 0,84$$

Napětí v krutu:

$$\tau_{K1} = \frac{Mk_1}{Wk_1} = \frac{16 \cdot Mk_1}{\pi \cdot d_1^3} = 9,4 \text{ [MPa]} \quad (298)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red1} = \sqrt{\sigma_{o1}^2 + 3 \cdot (\alpha_B \cdot \tau_{k1})^2} = 22,8 \text{ [MPa]} \quad (299)$$

Tabulkové nebo zvolené součinitele:

$$\alpha_B = 0,765$$

Výpočet skutečného součinitele bezpečnosti:

$$k_1 = \frac{\sigma_{Co1}^*}{\sigma_{red1}} = 5,75 \quad (300)$$

$$k_1 = 5,75 > k_{\min} = 2 - \text{VYHOVUJE} \quad (301)$$

5.9.2 Předlohový hřídel [3], [15]

Tabulka 7 Parametry pro návrh předlohového hřídele [3]

PŘEDLOHOVÝ HŘÍDEL	
Materiál	13141.6
k_{\min}	2
R_e [MPa]	450
R_m [MPa]	700
σ_{Do} [MPa]	231

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{red2}}{\frac{\pi d^3}{32}} \leq \sigma_{Do} \quad (302)$$

Výpočet redukovaného momentu:

$$M_{red2} = \sqrt{M_{o_{\max}}^2 + 0,75 \cdot (0,7 \cdot M_{k_2})^2} \quad (303)$$

$$M_{red2} = \sqrt{222333^2 + 0,75 \cdot (0,7 \cdot 119000)^2} \quad (304)$$

$$M_{red2} = 233744 \text{ [N. mm]}$$

Návrh minimálního průměru předlohového hřídele:

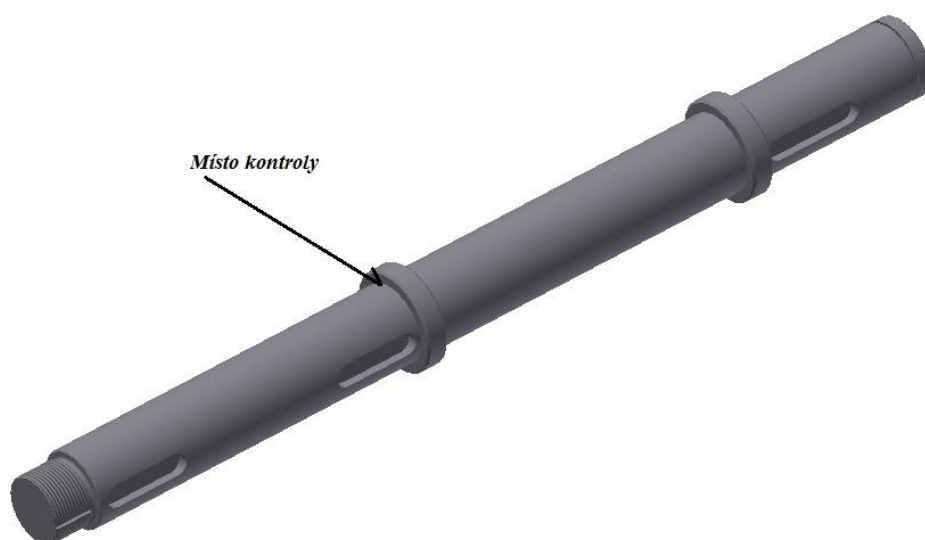
$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{32M_{red2}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = 21,8 \text{ [mm]} \quad (305)$$

Volíme průměr předlohového hřídele:

$$d_2 = 35 \text{ [mm]} \quad (306)$$

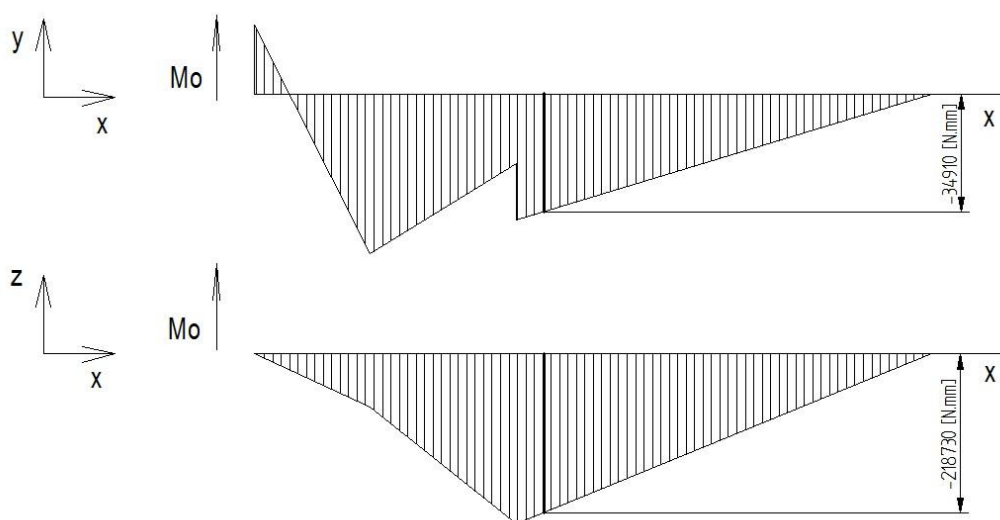
Zvolená hodnota průměru předlohového hřídele je kvůli únosnosti následně navrhovaných ložisek a dlouhému bezúdržbovému chodu značně naddimenzována.

Kontrola vrubové houževnatosti předlohového hřídele:



Obrázek 25 Model předlohového hřídele s vyznačeným místem kontroly

Největší ohybový moment působící na předlohovém hřídeli se nachází pod čelním ozubeným kolem 3 – tedy vprostřed jeho šířky. Kontrolu vrubové houževnatosti provádíme na osazení, které je místu s maximálním ohybovým momentem nejbližší. Bereme v potaz, že na tomto místě již na hřídel působí ohybový moment nižší, než je ten maximální. Hodnotu momentu, působícího v místě vrubu, získáme odečtením z grafu průběhu ohybového momentu na předlohové hřídeli.



Obrázek 26 Hodnoty ohybového momentu na předlohové hřídeli v místě vrubu

Výsledný ohybový moment místě vrubu:

$$M_{ov} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2} = \sqrt{34910^2 + 218730^2} = 221498 [N \cdot mm] \quad (307)$$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_{ov}}{W_o} = \frac{32 \cdot M_{ov}}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 221498}{\pi \cdot 35^3} = 52,6 [MPa] \quad (308)$$

Vrubová citlivost materiálu:

$$q = 0,5 \cdot (q_1 + q_2) = 0,5 \cdot (0,72 + 0,7) = 0,71 \quad (309)$$

Tabulkové nebo grafové součinitele:

$$q_1 = 0,72; q_2 = 0,7$$

Vrubový součinitel:

$$\beta = 1 + q \cdot (\alpha - 1) = 1 + 0,71 \cdot (1,8 - 1) = 1,568 \quad (310)$$

Tabulkové nebo grafové součinitele:

$$\alpha = 1,8$$

Napětí na mezi únavy v ohybu:

$$\sigma_{Co2}^* = \frac{0,43 \cdot Rm \cdot \eta \cdot \nu}{\beta} = 144 [MPa] \quad (311)$$

Tabulkové nebo grafové součinitele:

$$\eta = 0,86; \nu = 0,87$$

Napětí v krutu:

$$\tau_{K2} = \frac{Mk_2}{Wk_2} = \frac{16 \cdot Mk_2}{\pi \cdot d_2^3} = 14,1 [MPa] \quad (312)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red2} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot (\alpha_B \cdot \tau_{K2})^2} = 55,8 [MPa] \quad (313)$$

Tabulkové nebo zvolené součinitele:

$$\alpha_B = 0,765$$

Výpočet skutečného součinitele bezpečnosti:

$$k_2 = \frac{\sigma_{Co2}^*}{\sigma_{red2}} = 2,6 \quad (314)$$

$$k_2 = 2,6 > k_{min} - \text{VYHOVUJE} \quad (315)$$

5.9.3 Výstupní hřídel [3], [15]

Tabulka 8 Parametry pro návrh výstupního hřídele [3]

VÝSTUPNÍ HŘÍDEL	
Materiál	13141.6
k_{\min}	2
R_e [MPa]	450
R_m [MPa]	700
σ_{Do} [MPa]	231

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{red3}}{\frac{\pi d^3}{32}} \leq \sigma_{Do} \quad (316)$$

Výpočet redukovaného momentu:

$$M_{red3} = \sqrt{M_{o_{\max}}^2 + 0,75 \cdot (0,7 \cdot M_{k_3})^2} \quad (317)$$

$$M_{red3} = \sqrt{1058204^2 + 0,75 \cdot (0,7 \cdot 289000)^2} \quad (318)$$

$$M_{red3} = 1072609 \text{ [N.mm]}$$

Návrh minimálního průměru hřídele:

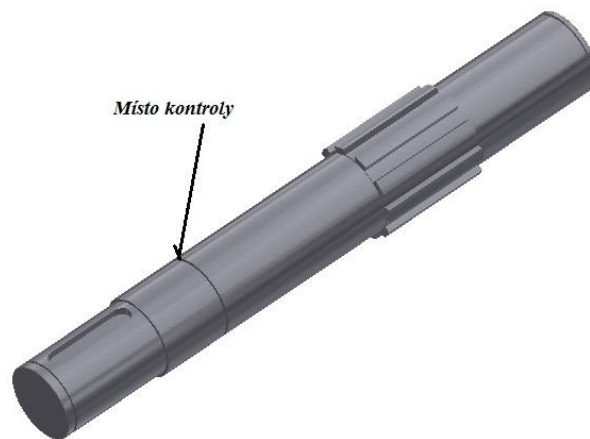
$$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{32M_{red3}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = 36,2 \text{ [mm]} \quad (319)$$

Volíme průměr výstupního hřídele:

$$d_3 = 70 \text{ [mm]} \quad (320)$$

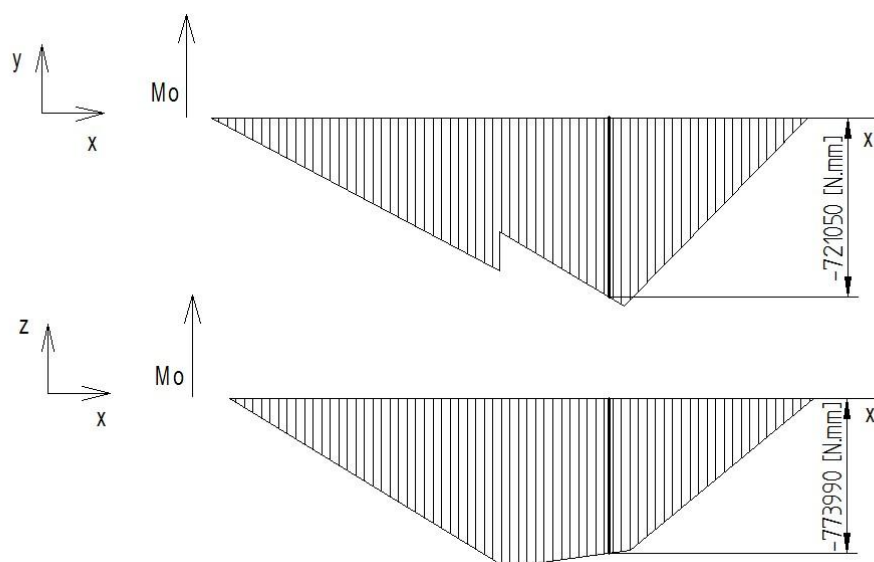
Zvolená hodnota průměru výstupního hřídele je kvůli únosnosti následně navrhovaných ložisek a dlouhému bezúdržbovému chodu značně naddimenzována.

Kontrola vrubové houževnatosti výstupního hřídele:



Obrázek 27 Model výstupního hřídele s vyznačeným místem kontroly

Největší ohybový moment působící na výstupní hřídeli se nachází pod podporou B – tedy vprostřed šířky ložiska. Kontrolu vrubové houževnatosti provádíme na zápichu pro pojistný kroužek ložiska, který je místu s maximálním ohybovým momentem nejbližší. Bereme v potaz, že na tomto místě již na hřídel působí ohybový moment nižší, než je ten maximální. Hodnotu momentu, působícího v místě vrubu, získáme odečtením z grafu průběhu ohybového momentu na výstupní hřídeli.



Obrázek 28 Hodnoty ohybového momentu na výstupní hřídeli v místě vrubu

Výsledný ohybový moment v místě vrubu:

$$M_{ov} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2} = \sqrt{721050^2 + 218730^2} = 1057816 \text{ [N.mm]} \quad (321)$$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_{o3} = \frac{M_{ov}}{W_{o3}} = \frac{32 \cdot M_{ov}}{\pi \cdot d_3^3} = 31,4 \text{ [MPa]} \quad (322)$$

Vrubová citlivost materiálu:

$$q = 0,5 \cdot (q_1 + q_2) = 0,5 \cdot (0,62 + 0,64) = 0,63 \quad (323)$$

Tabulkové nebo grafové součinitele:

$$q_1 = 0,62; q_2 = 0,64$$

Vrubový součinitel:

$$\beta = 1 + q \cdot (\alpha - 1) = 1 + 0,63 \cdot (2,15 - 1) = 1,73 \quad (324)$$

Tabulkové nebo grafové součinitele:

$$\alpha = 2,15$$

Napětí na mezi únavy v ohybu:

$$\sigma_{Co3}^* = \frac{0,43 \cdot R_m \cdot \eta \cdot v}{\beta} = 122,7 \text{ [MPa]} \quad (325)$$

Tabulkové nebo grafové součinitele:

$$\eta = 0,86; v = 0,82$$

Napětí v krutu:

$$\tau_{K3} = \frac{Mk_3}{Wk_3} = \frac{16 \cdot Mk_3}{\pi \cdot d_3^3} = 4,3 \text{ [MPa]} \quad (326)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red3} = \sqrt{\sigma_{o3}^2 + 3 \cdot (\alpha_B \cdot \tau_{k3})^2} = 31,9 \text{ [MPa]} \quad (327)$$

Tabulkové nebo zvolené součinitele:

$$\alpha_B = 0,765$$

Výpočet skutečného součinitele bezpečnosti:

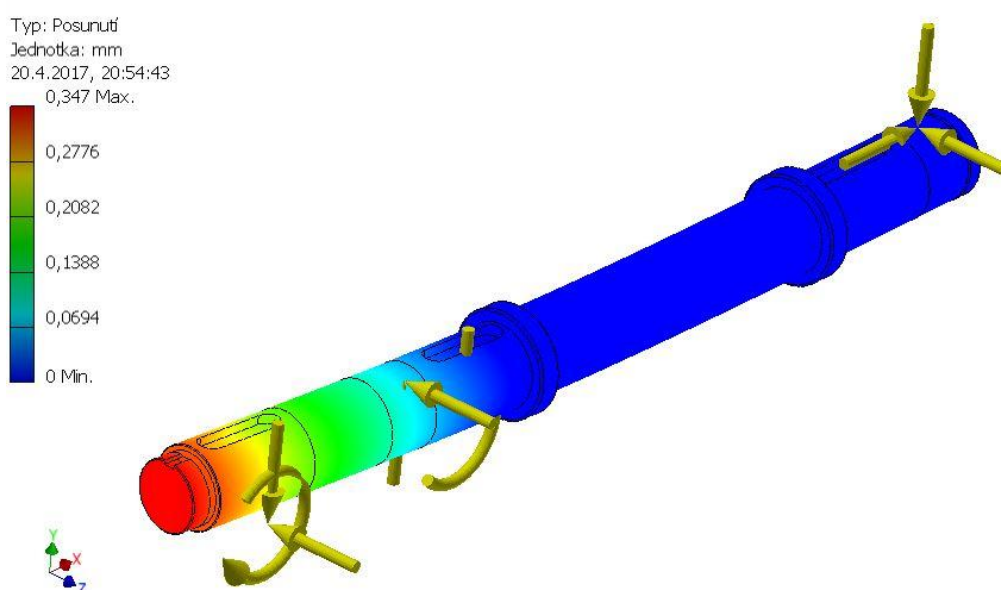
$$k_3 = \frac{\sigma_{Co3}^*}{\sigma_{red3}} = 3,85 \quad (328)$$

$$k_3 = 3,85 > k_{\min} = 2 - \text{VYHOVUJE} \quad (329)$$

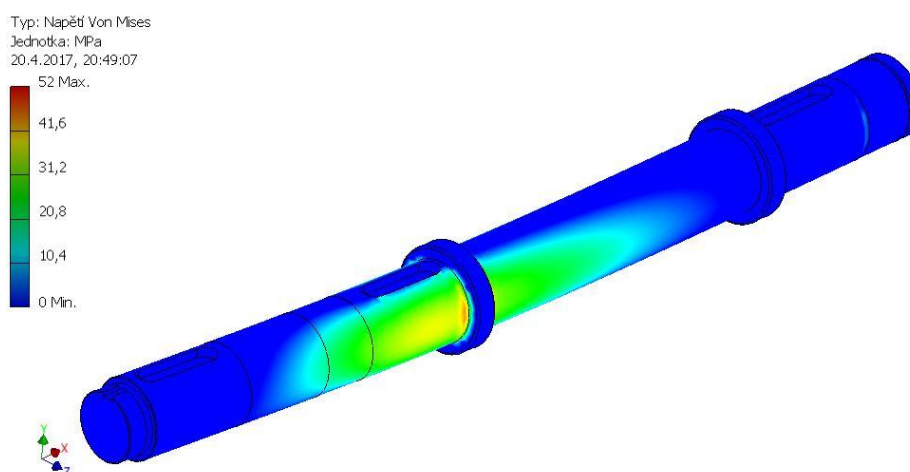
5.9.4 Kontrola předlokové hřídele pomocí MKP

Pro kontrolu předešlých výpočtů hřídelí je vhodné provést alespoň u jednoho z nich – předlokové hřídele, pevnostní analýzu pomocí MKP. Pro její provedení byl použit program Autodesk Simulation Mechanical, který je kompatibilní s programem Autodesk Inventor, ve kterém byla vytvářena veškerá modelová i výkresová dokumentace převodovky. Po zadání okrajových podmínek je program sám schopný vygenerovat poměrně kvalitní síť elementů, jejichž tvar i velikost lze následně upravovat. Odpadá tedy pracné generování a upravování parametrů sítě v nějakém z externích programů,

jako je například ANSA. Po několikátém pokusu s různými velikostmi elementů se podařilo najít tu optimální, která je kompromisem mezi kvalitním výsledkem analýzy a hardwarovým vybavením, kterým disponuji. Z níže umístěných obrázků je možné odečíst hodnoty deformace (Obrázek 29) a napětí (Obrázek 30). Napětí dosáhlo hodnoty 52 [MPa], tudíž je mírně nižší, než napětí vypočtené. Tato odchylka může být způsobena například nepřesností při odečítání koeficientů vrubové citlivosti z grafů, či volbě tabulkových součinitelů. Na obrázku 29 jsou znázorněny okrajové podmínky, avšak program Autodesk Simulation Mechanical zobrazuje jejich polohu a velikost pouze ilustrativně.



Obrázek 29 Ilustrativní znázornění okrajových podmínek a deformace



Obrázek 30 Výsledek pevnostní analýzy MKP napětí výstupního hřídele

5.10 Návrh per na vstupním a předlohovém hřídeli [3]

Pro přenos kroutícího momentu mezi hřídelem a nábojem (na vstupním hřídeli elektromagnetickou spojkou a na předlohovém hřídeli ozubenými koly) budou sloužit spoje perem. Navržená pera jsou normalizovaná, tento fakt se tedy příznivě promítne do ekonomických a výrobních nákladů. [1]

Tabulka 9 Tabulkové hodnoty dovoleného tlaku a napětí ve smyku pro ocel [3]

Tabulkové hodnoty pro ocel	
p_D [MPa]	120
τ_{DS} [MPa]	80

5.10.1 Vstupní hřídel

Na vstupním hřídeli bude umístěno jedno pero, sloužící pro spojení hřídele s tělesem elektromagnetické spojky.

Volíme pero:

pero 8e7 x 7 x 30 ČSN 022562

Kontrola pera na smyk:

$$\tau_s = \frac{F}{S} = \frac{F}{b \cdot l} \leq \tau_{DS} \quad (330)$$

$$\tau_s = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_1 \cdot b \cdot l} = \frac{2 \cdot 50000}{30 \cdot 8 \cdot 30} = 13,8 \text{ [MPa]} \quad (331)$$

$$\tau_s = 13,8 \text{ [MPa]} < \tau_{DS} = 80 \text{ [MPa]} - \text{VYHOVUJE} \quad (332)$$

Kontrola pera na otláčení:

$$p = \frac{F}{S_p} = \frac{F}{t_1 \cdot l} \leq p_D \quad (333)$$

$$p = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_1 \cdot t_1 \cdot l} = \frac{2 \cdot 50000}{30 \cdot 2,9 \cdot 30} = 38,3 \text{ [MPa]} \quad (334)$$

$$p = 38,3 \text{ [MPa]} < p_D = 120 \text{ [MPa]} - \text{VYHOVUJE} \quad (335)$$

5.10.2 Předlohová hřídel

Na předlohovém hřídeli budou umístěna tři pera, první zajišťuje spojení hřídele s kuželovým kolem 2, druhé s čelním kolem 3 a třetí s čelním kolem 5.

Kuželové kolo 2:

Volíme pero:

pero 10e7 x 8 x 40 ČSN 022562

Kontrola pera na smyk:

$$\tau_s = \frac{F}{S} = \frac{F}{b \cdot l} \leq \tau_{Ds} \quad (336)$$

$$\tau_s = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_3 \cdot b \cdot l} = \frac{2 \cdot 119000}{35 \cdot 8 \cdot 40} = 21,25 \text{ [MPa]} \quad (337)$$

$$\tau_s = 21,25 \text{ [MPa]} < \tau_{Ds} = 80 \text{ [MPa]} - \text{VYHOVUJE} \quad (338)$$

Kontrola pera na otláčení:

$$p = \frac{F}{S_p} = \frac{F}{t_1 \cdot l} \leq p_D \quad (339)$$

$$p = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_2 \cdot t_1 \cdot l} = \frac{2 \cdot 119000}{35 \cdot 3,3 \cdot 40} = 51,5 \text{ [MPa]} \quad (340)$$

$$p = 51,5 \text{ [MPa]} < p_D = 120 \text{ [MPa]} - \text{VYHOVUJE} \quad (341)$$

Čelní kolo 3:

Volíme pero:

pero 10e7 x 8 x 40 ČSN 022562

Kontrola pera na smyk:

$$\tau_s = \frac{F}{S} = \frac{F}{b \cdot l} \leq \tau_{Ds} \quad (342)$$

$$\tau_s = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_3 \cdot b \cdot l} = \frac{2 \cdot 119000}{35 \cdot 8 \cdot 40} = 21,25 \text{ [MPa]} \quad (343)$$

$$\tau_s = 21,25 \text{ [MPa]} < \tau_{Ds} = 80 \text{ [MPa]} - \text{VYHOVUJE} \quad (344)$$

Kontrola pera na otláčení:

$$p = \frac{F}{S_p} = \frac{F}{t_1 \cdot l} \leq p_D \quad (345)$$

$$p = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_2 \cdot t_1 \cdot l} = \frac{2 \cdot 119000}{35 \cdot 3,3 \cdot 40} = 51,5 \text{ [MPa]} \quad (346)$$

$$p = 51,5 \text{ [MPa]} < p_D = 120 \text{ [MPa]} - \text{VYHOVUJE} \quad (347)$$

Čelní kolo 5:

pero 8e7 x 7 x 45 ČSN 022562

Kontrola pera na smyk:

$$\tau_s = \frac{F}{S} = \frac{F}{b \cdot l} \leq \tau_{Ds} \quad (348)$$

$$\tau_s = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_2 \cdot b \cdot l} = \frac{2 \cdot 119000}{35 \cdot 8 \cdot 45} = 18,9 \text{ [MPa]} \quad (349)$$

$$\tau_s = 18,9 \text{ [MPa]} < \tau_{Ds} = 80 \text{ [MPa]} - \text{VYHOVUJE} \quad (350)$$

Kontrola pera na otláčení:

$$p = \frac{F}{S_p} = \frac{F}{t_1 \cdot l} \leq p_D \quad (351)$$

$$p = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_2 \cdot t_1 \cdot l} = \frac{2 \cdot 119000}{35 \cdot 2,9 \cdot 45} = 52,1 \text{ [MPa]} \quad (352)$$

$$p = 52,1 \text{ [MPa]} < p_D = 120 \text{ [MPa]} - \text{VYHOVUJE} \quad (353)$$

5.11 Návrh rovnobokého drážkování na výstupním hřídeli [3]

Z důvodu umístění synchronní spojky pro volbu mezi prvním a druhým rychlostním stupněm je pro přenos kroutícího momentu na výstupní hřídel zvoleno rovnoboké drážkování, jenž umožňuje axiální posuv spojky v ose hřídele.

Volíme rovnoboké drážkování:

rovnoboké drážkování 10 x 72g7 x 82a11x12f7 ČSN ISO 14

Střední průměr drážkování:

$$D_s = \frac{D+d}{2} = \frac{82+72}{2} = 77 \text{ [mm]} \quad (354)$$

Tečná síla na středním průměru drážkování:

$$F = \frac{2 \cdot M_{K6}}{D_s} = \frac{2 \cdot 610000}{77} = 15844 \text{ [N]} \quad (355)$$

Účinná jednotková plocha drážkování:

Z důvodu nepřesnosti výroby předpokládáme záběr pouze $\frac{3}{4}$ z celkového počtu drážek.

$$f' = \frac{3}{4} z \cdot (h - 2f) = \frac{3}{4} \cdot 10 \cdot (10 - 2 \cdot 0,4) = 69 \text{ [mm]} \quad (356)$$

Kontrola drážkování na otláčení:

$$p = \frac{F}{f' \cdot l} \leq p_D \quad (357)$$

$$p = \frac{15844}{69 \cdot 80} = 2,87 \text{ [MPa]} \quad (358)$$

$$p = 2,87 \text{ [MPa]} < p_D = 120 \text{ [MPa]} - \text{VYHOVUJE} \quad (359)$$

5.12 Návrh ložisek [3]

Pro zjednodušení údržby a minimalizaci nákladů na skladování náhradních dílů jsou všechny hřídele v převodovce osazeny stejným typem ložisek – kuličkovými dvouřadými s kosoúhlým stykem. Na vstupním a předlohovém hřídeli je totožná řada i velikost ložisek, z čehož plyne, že některá ložiska jsou významně naddimenzována, což se pozitivně promítne na dlouhém bezúdržbovém chodu. Na výstupním hřídeli jsou kvůli potřebné vyšší únosnosti ložiska větší. Všechna navržená ložiska mají vyšší hodinovou trvanlivost, než je minimální $L_h = 8000$ [h].

Předpokládaný chod:

50 % času na 1. rychlostní stupeň

50 % času na 2. rychlostní stupeň

5.12.1 Vstupní hřídel [16]

Ložisko A:

Volím ložisko dle katalogu výrobce SKF:

ČSN 024665 SKF 3207 A

Parametry:

$C = 52700$ [N]; $C_0 = 41500$ [N]; $f_0 = 13$; $e = 0,27$

Výslednice radiálních sil v podpoře A:

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = 1016 \text{ [N]} \quad (360)$$

Zachycovaná axiální síla od kuželového kola:

$$R_{Bx} = F_A = 789 \text{ [N]}$$

Minimální trvanlivost ložiska:

$$L_h = L \cdot \frac{10^6}{60n} \rightarrow L = L_h \cdot \frac{60n}{10^6} = 1383 \text{ [mil. ot.]} \quad (361)$$

Kontrola navrženého ložiska:

$$\frac{F_A}{R_A} = 0,78 \geq e \rightarrow Y = 1,15 \quad (362)$$

$$P = 0,56 \cdot R_A + Y \cdot F_A = 1476 \text{ [N]} \quad (363)$$

$$L = \left(\frac{C_A}{P}\right)^3 \rightarrow C_A = P \cdot \sqrt[3]{L} = 16445 \text{ [N]} \quad (364)$$

$$C_A = 16445 \text{ [N]} < C_0 = 41500 \text{ [N]} - \mathbf{VYHOVUJE} \quad (365)$$

Ložisko B:

Volím ložisko dle katalogu výrobce SKF:

ČSN 024665 SKF 3207 A

Parametry:

$$C = 52700 \text{ [N]}; C_0 = 41500 \text{ [N]}; e = 0,19$$

Výslednice radiálních sil na podpoře B:

$$R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = 2621 \text{ [N]} \quad (366)$$

Zachycovaná axiální síla od kuželového kola:

$$F_A = 0 \text{ [N]}$$

Minimální trvanlivost ložiska:

$$L_h = L \cdot \frac{10^6}{60n} \rightarrow L = L_h \cdot \frac{60n}{10^6} = 1383 \text{ [mil. ot.]} \quad (367)$$

Kontrola navrženého ložiska:

$$\frac{F_A}{R_B} = 0 \leq e \quad (368)$$

$$P = R_B = 2621 \text{ [N]} \quad (369)$$

$$L = \left(\frac{C_B}{P}\right)^3 \rightarrow C_B = P \cdot \sqrt[3]{L} = 29202 \text{ [N]} \quad (370)$$

$$C_B = 29202 \text{ [N]} < C_0 = 41500 \text{ [N]} - \mathbf{VYHOVUJE} \quad (371)$$

5.12.2 Předlohový hřídel [16]

Ložisko A:

Volím ložisko dle katalogu výrobce SKF:

ČSN 024665 SKF 3207 A

Parametry:

$$C = 52700 \text{ [N]}; C_0 = 41500 \text{ [N]}; e = 0,19$$

Výslednice radiálních sil na podpoře A:

Předpokládáme, že je mechanismus v chodu 50 % času na 1. rychlostní stupeň a 50 % času na 2. rychlostní stupeň.

$$R_{AI} = 1856 \text{ [N]}$$

$$R_{AII} = 2033 \text{ [N]}$$

Zachycovaná axiální síla od kuželového a čelního kola s šikmým ozubením:

$$F_A = 0 \text{ [N]}$$

Minimální trvanlivost ložiska:

$$L_h = L \cdot \frac{10^6}{60n} \rightarrow L = L_h \cdot \frac{60n}{10^6} = 552,96 \text{ [mil. ot.]} \quad (372)$$

Kontrola navrženého ložiska:

$$\frac{F_A}{R_A} = 0 \leq e \quad (373)$$

$$P_I = R_{AI} = 1856 \text{ [N]} \quad (374)$$

$$P_{II} = R_{AII} = 2033 \text{ [N]}$$

$$P = \sqrt[3]{0,5 \cdot P_I^3 + 0,5 \cdot P_{II}^3} = 1949 \text{ [N]} \quad (375)$$

$$L = \left(\frac{C_A}{P}\right)^3 \rightarrow C_A = P \cdot \sqrt[3]{L} = 15997 \text{ [N]} \quad (376)$$

$$C_A = 15997 \text{ [N]} < C_0 = 41500 \text{ [N]} - \mathbf{VYHOVUJE} \quad (377)$$

Ložisko B:

Volím ložisko dle katalogu výrobce SKF:

ČSN 024665 SKF 3207 A

Parametry:

$$C = 52700 \text{ [N]}; C_0 = 41500 \text{ [N]}; e_1 = 0,19; e_2 = 0,38$$

Výslednice radiálních sil v podpoře B:

Předpokládáme, že je mechanismus v chodu 50 % času na 1. rychlostní stupeň a 50 % času na 2. rychlostní stupeň.

$$R_{BI} = 847 \text{ [N]}$$

$$R_{BII} = 4393 \text{ [N]}$$

Zachycovaná axiální síla od kuželového a čelního kola se šikmým ozubením:

$$R_{BxI} = F_{AI} = 296 \text{ [N]}$$

$$R_{BxII} = F_{AII} = 775 \text{ [N]}$$

Minimální trvanlivost ložiska:

$$L_h = L \cdot \frac{10^6}{60n} \rightarrow L = L_h \cdot \frac{60n}{10^6} = 552,96 \text{ [mil. ot.]} \quad (378)$$

Kontrola navrženého ložiska:

$$\frac{F_{AI}}{R_{BI}} = 0,382 > e_1 \rightarrow Y = 1,15 \quad (379)$$

$$\frac{F_{AII}}{R_{BII}} = 0,17 \leq e_2 \quad (380)$$

$$P_I = 0,56 \cdot R_{BI} + 1,15 \cdot F_A = 815 \text{ [N]} \quad (381)$$

$$P_{II} = R_{BII} = 4393 \text{ [N]} \quad (382)$$

$$P = \sqrt[3]{0,5 \cdot P_I^3 + 0,5 \cdot P_{II}^3} = 3494 \text{ [N]} \quad (383)$$

$$L = \left(\frac{C_B}{P}\right)^3 \rightarrow C_B = P \cdot \sqrt[3]{L} = 28679 \text{ [N]} \quad (384)$$

$$C_B = 28679 \text{ [N]} < C_0 = 41500 \text{ [N]} - \text{VYHOVUJE} \quad (385)$$

5.12.3 Výstupní hřídel [16]

Ložisko A:

Volím ložisko dle katalogu výrobce SKF:

ČSN 024665 SKF 3214 A

Parametry:

$$C = 88400 \text{ [N]}; C_0 = 80000 \text{ [N]}; f_0 = 16; e = 0,19$$

Výslednice radiálních sil v podpoře A:

Předpokládáme, že je mechanismus v chodu 50 % času na 1. rychlostní stupeň a 50 % času na 2. rychlostní stupeň.

$$R_{AI} = 4592 \text{ [N]}$$

$$R_{AII} = 3916 \text{ [N]}$$

Zachycovaná axiální síla od čelního kola se šikmým ozubením:

$$F_A = 0 \text{ [N]}$$

Minimální trvanlivost ložiska při chodu na 1. rychlostní stupeň:

$$L_{hI} = L \cdot \frac{10^6}{60n_4} \rightarrow L_I = L_h \cdot \frac{60n_4}{10^6} = 221,28 \text{ [mil. ot.]} \quad (386)$$

Minimální trvanlivost ložiska při chodu na 2. rychlostní stupeň:

$$L_{hII} = L \cdot \frac{10^6}{60n_6} \rightarrow L_{II} = L_h \cdot \frac{60n_6}{10^6} = 110,4 \text{ [mil. ot.]} \quad (387)$$

Celková minimální trvanlivost ložiska:

Předpokládáme, že je mechanismus v chodu 50 % času na 1. rychlostní stupeň a 50 % času na 2. rychlostní stupeň.

$$L = 0,5 \cdot L_I + 0,5 \cdot L_{II} = 165,84 \text{ [mil. ot.]} \quad (388)$$

Kontrola navrženého ložiska:

$$\frac{F_A}{R_A} = 0 \leq e \quad (389)$$

$$P_I = R_{AI} = 4592 [N] \quad (390)$$

$$P_{II} = R_{AII} = 3916 [N] \quad (391)$$

$$P = \sqrt[3]{0,5 \cdot P_I^3 + 0,5 \cdot P_{II}^3} = 4281 [N] \quad (392)$$

$$L = \left(\frac{C_A}{P}\right)^3 \rightarrow C_A = P \cdot \sqrt[3]{L} = 23520 [N] \quad (393)$$

$$C_A = 23520 [N] < C_0 = 80000 [N] - \mathbf{VYHOVUJE} \quad (394)$$

Ložisko B:

Volím ložisko dle katalogu výrobce SKF:

ČSN 024665 SKF 3214 A

Parametry:

$$C = 88400 [N]; C_0 = 80000 [N]; f_0 = 16; e_1 = 0,3; e_2 = 0,38$$

Výslednice radiálních sil v podpoře B:

Předpokládáme, že je mechanismus v chodu 50 % času na 1. rychlostní stupeň a 50 % času na 2. rychlostní stupeň.

$$R_{BI} = 5817 [N]$$

$$R_{BII} = 11201 [N]$$

Zachycovaná axiální síla od kuželového a čelního kola se šikmým ozubením:

$$R_{BxI} = F_{AI} = 664 [N]$$

$$R_{BxII} = F_{AII} = 1143 [N]$$

Minimální trvanlivost ložiska při chodu na 1. rychlostní stupeň:

$$L_{hI} = L \cdot \frac{10^6}{60n_4} \rightarrow L_I = L_h \cdot \frac{60n_4}{10^6} = 221,28 [\text{mil. ot.}] \quad (395)$$

Minimální trvanlivost ložiska při chodu na 2. rychlostní stupeň:

$$L_{hII} = L \cdot \frac{10^6}{60n_6} \rightarrow L_{II} = L_h \cdot \frac{60n_6}{10^6} = 110,4 [\text{mil. ot.}] \quad (396)$$

Celková minimální trvanlivost ložiska:

Předpokládáme, že je mechanismus v chodu 50 % času na 1. rychlostní stupeň a 50 % času na 2. rychlostní stupeň.

$$L = 0,5 \cdot L_I + 0,5 \cdot L_{II} = 165,84 [\text{mil. ot.}] \quad (397)$$

Kontrola navrženého ložiska:

$$\frac{F_{AI}}{R_{BI}} = 0,114 \leq e_1 \quad (398)$$

$$\frac{F_{AII}}{R_{BII}} = 0,102 \leq e_2 \quad (399)$$

$$P_I = R_{BI} = 664 \text{ [N]} \quad (400)$$

$$P_{II} = R_{BII} = 11201 \text{ [N]} \quad (401)$$

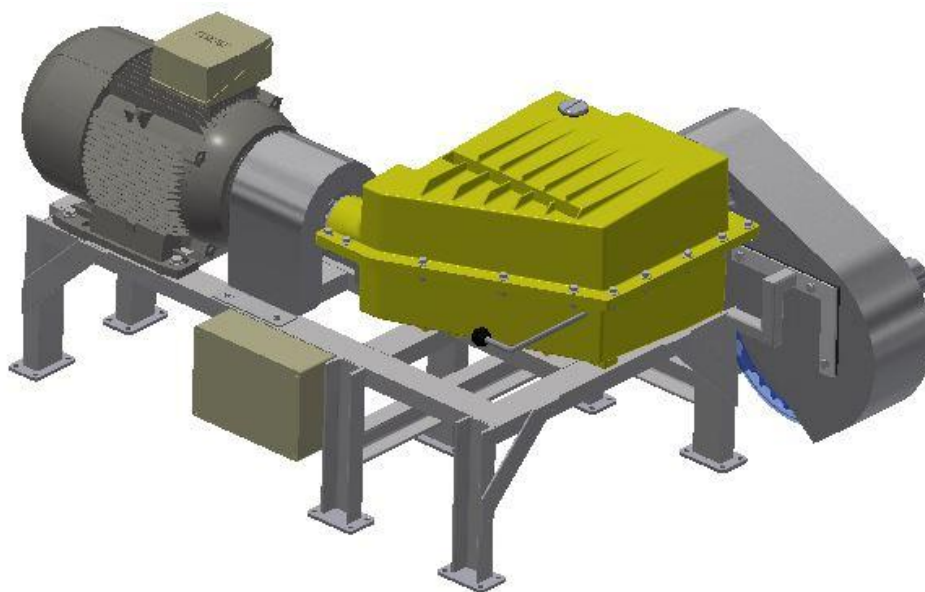
$$P = \sqrt[3]{0,5 \cdot P_I^3 + 0,5 \cdot P_{II}^3} = 8891 \text{ [N]} \quad (402)$$

$$L = \left(\frac{C_B}{P}\right)^3 \rightarrow C_B = P \cdot \sqrt[3]{L} = 48847 \text{ [N]} \quad (403)$$

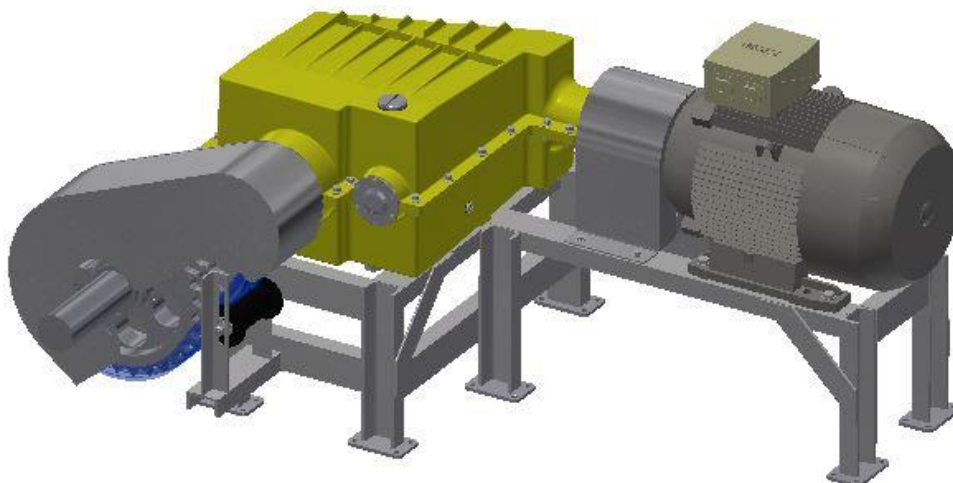
$$C_B = 48847 \text{ [N]} < C_0 = 80000 \text{ [N]} - \text{VYHOVUJE} \quad (404)$$

5.13 3D model zařízení

Tato kapitola popisuje 3D model celkové sestavy zařízení. To je celé umístěno na svařovaném rámu z U profilů ČSN 425571-UE6,5, vyztuženém plochými profily. Rám nese elektromotor a skříň převodovky. Dále je k rámu připevněna napínací kladka řetězu, plechový kryt řetězu a elektromagnetické spojky a elektroskříň, uvnitř které se nachází elektrovybavení potřebné pro chod stroje. Rám je na své spodní části opatřen patkami s otvory k jeho pevnému ukotvení například k betonovému podstavci.



Obrázek 31 3D model sestavy - přední pohled



Obrázek 32 3D model sestavy - zadní pohled

6 Ekonomické zhodnocení

V následující tabulce je uvedeno množství a cena běžně dostupných nakupovaných dílů. V současné době se na trhu nachází velké množství výrobců a dodavatelů a ceny pro konečného zákazníka se odvíjejí zpravidla dle množství odebíraného materiálu. Níže uvedené ceny jsou předpokládány pro kusovou nebo malosériovou výrobu.

Tabulka 10 Seznam a ceny nakupovaných položek

NÁZEV POLOŽKY	KUSŮ	CENA [KČ]
Elektromotor Siemens 1LE1002-1DA33 15kW	1	15170
Elektromagnetická spojka EKS 6,3 PSP	1	6540
Jistič Siemens SIRIUS 3RV1	1	2380
Ložiska SKF	6	1560
Těsnící hřídelové kroužky (Gufera)	2	92
Řetězový převod	1	6890
Pera	4	190
Spojovací materiál		670
Hutní materiál		3240
Cena celkem:		36732

Celková cena nakupovaných dílů činí 36732,- Kč. V této částce nejsou započítány náklady na výrobu ozubených kol a jednotlivých dílů skříňe převodovky. Výroba

ozubených kol je náročná a zahrnuje přípravu polotovaru, následné přesné obrábění, povrchovou úpravu ozubení a konečné zabíhání, jímž se kola připraví pro použití. U výroby skříně je to s náročností obdobné. Nejdříve je třeba připravit model a formu, následně je na řadě samotné odlévání. Poté je nutné obrobit všechny funkční plochy skříně. Zejména u otvorů pro uložení ložisek jsou kladeny vysoké nároky na souosost. Z výše uvedeného vyplývá, že cenu ozubených kol a skříně převodovky lze jen stěží přesně odhadnout a je třeba poptat více dodavatelů, kteří budou schopni tyto součásti vyrobit a z jejich nabídek vybrat tu nejpříznivější.

Dále nejsou započítány náklady na práci, prostory, opotřebení strojů a nástrojů, které je taktéž nelehké s přesností odhadnout. S jistotou lze říci, že součet všech těchto nezapočítaných nákladů navýší celkovou konečnou cenu zařízení řádově o desítky tisíc Korun.

Cena našeho zařízení bude vzhledem ke kusové, či malosériové výrobě vyšší v porovnání s na trhu běžně dostupnými průmyslovými převodovkami, jenž jsou vyráběny sériově. Před zahájením výroby je tedy na místě důkladný rozbor trhu a případný výběr vhodné levnější alternativy disponující obdobnými parametry. Po té je nutné zohlednit veškeré klady a zápory a rozhodnout, zda zařízení vyrábět, či nikoliv.

7 Závěr

Cílem této práce byl kompletní návrh pohonu pásového dopravníku pro přepravu sypkých materiálů. Tento návrh vychází ze zadaných parametrů, jimiž jsou výkon, vstupní otáčky a výstupní otáčky pro první a druhý rychlostní stupeň stroje. Napřed bylo nutné vytvořit přehled dostupných zařízení tohoto a jemu podobného typu a způsobů jejich pohonu. Po vybrání vhodné kombinace pohonu bylo třeba nakreslit předběžné schematické rozvržení převodovky, ze kterého bylo následně vycházeno. Následně byl dle zadaných parametrů vybrán elektromotor Siemens 1LE1002-1DA33 15kW. Poté bylo přikročeno k vhodnému způsobu řazení mezi rychlostními stupni. Dle kroutícího momentu a otáček byla vybrána za chodu stroje rozpojitelná elektromagnetická kotoučová spojka EKS 6,3 PSP, která byla umístěna mezi hřídel elektromotoru a vstupní hřídel převodovky a jenž je zároveň schopná svým rozpojením ochránit elektromotor a převodovku v případě přetížení, či zaseknutí poháněného dopravníku. Pro samotné zařazení požadovaného rychlostního stupně byla zvolena synchronní zubová

spojka s evolventním ozubením, ovládaná pomocí posuvné radičky vyvedené vně skříně převodovky. Následně byl spočítány celkové převodové poměry pro první a druhý rychlostní stupeň $i_1 = 14,4$ a $i_2 = 28,8$. Ty pak byly rozděleny mezi jednotlivé převody, čímž byly předběžně určena velikost jednotlivých soukolí. Poté byly zvoleny druhy jednotlivých převodů. Mezi vstupní a předlokový hřídel byl kvůli prostorovým nárokům umístěn převod pomocí kuželového soukolí se šikmými zuby. Mezi předlohový a výstupní hřídel bylo pro oba rychlostní stupně použito čelních soukolí se šikmými zuby. Následovala volba materiálu soukolí, návrh modulu a výpočet geometrie jednotlivých kol. Pro všechna soukolí byla provedena pevnostní kontrola ozubení dle ČSN 014686, která byla vyhovující a následoval výpočet silových poměrů. Nyní, když jsou známy rozměry jednotlivých soukolí, byla uspořádána a určena místa jejich uložení. V těch byly spočítány podporové reakce, vnitřní statické účinky a nalezena místa s maximálními ohybovými momenty. Následoval návrh a kontrola jednotlivých hřídelí v určeném nejbližším místě k působišti maximálního ohybového momentu na vrub. U předlohové hřídele byla navíc pro kontrolu správnosti početních výsledků provedena kontrola pomocí metody konečných prvků (MKP), jejíž výsledek se velmi přiblížil výsledku početnímu. Pro spojení hřídelů a nábojů ozubených kol byla zvolena těsná pera, kontrolovaná na smyk a otláčení. Spojení výstupního hřídele se spojkou je zajištěno rovnobokým drážkovaním, které bylo taktéž zkontrolováno na otláčení. Poté byla navržena jednotlivá ložiska. Jelikož při záběru kuželového soukolí a soukolí čelních se šikmými zuby vznikají nezanedbatelné axiální síly, byla zvolena dvouřadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem ČSN 024665 SKF, jenž jsou schopná tyto síly zachytit. Pro spojení výstupního hřídele převodovky a hnacího hřídele pásového dopraníku byl po zvážení provozních faktorů dle výkonového diagramu a parametrů výrobce navržen řetězový převod řetězem 20 B-3 ČSN 023311.2.

Závěrečným krokem v konstrukci převodovky byl návrh skříně. Ta byla vyrobena jako litinový odlitek skládající se ze dvou částí, mezi nimiž je dělicí rovina převodovky. Funkční plochy skříně byly následně obrobeny. Pro zajištění mazání soukolí je skříň převodovky naplněna převodovým olejem a opatřena výpustním, kontrolním a nalévacím otvorem. Pro zlepšení odvodu tepla, vznikajícího za chodu stroje, jsou obě části skříně opatřeny žebrováním.

Ze zadání je zřejmé, že celý mechanismus musí být uložen ve svařovaném rámu. Při konstrukci rámu bylo postupováno s ohledem na jeho maximální jednoduchost a pokud možno co nejnižší cenu při zachování požadované tuhosti a pevnosti. Proto byly pro jeho

konstrukci zvoleny normalizované U profily ČSN 425571-UE6,5, vyztužené plochými profily.

Dle charakteru zařízení lze předpokládat, že je určeno k venkovnímu užití v prašném prostředí, tudíž je nutné zajistit jeho povrchovou antikorozi ochranu. Skříň převodovky bude vně opatřena lakem, či nátěrem dle možností výrobce. Svařovaný nosný rám a plechové kryty řetězového převodu a elektromagnetické spojky budou pozinkovány.

Součástí práce bylo i ekonomické zhodnocení navrženého zařízení. To je cíleno zejména na výčet na trhu běžně dostupných nakupovaných položek. Přesné stanovení celkové ceny zařízení je však velmi složité kvůli ceně nenormalizovaných a vyráběných součástí, jenž se může lišit v závislosti na každém výrobcí.

Zdroje

- [1] Doc. Ing. PEŠÍK, Lubomír, CSc: Části strojů, 1. díl, TU Liberec 2015, ISBN 978-80-7494-183-2
- [2] Doc. Ing. PEŠÍK, Lubomír, CSc: Části strojů, 2. díl. TU Liberec 2015. ISBN 978-80-7494-184-9
- [3] LEINVEBER, Jiří, VÁVRA, Pavel: Strojnické tabulky. Albra, Úvaly 2011. ISBN 978-80-7361-081-4
- [4] Pásový dopravník – DEKTRADE s.r.o. ©2017 [cit. 14-02-2017]. Dostupné z: <https://www.dek.cz/pujcovna-naradi/detail/PSK-00162-pasovy-dopravnik>
- [5] Pásové dopravníky TPD – Noen a.s. ©2017 [cit. 14-02-2017]. Dostupné z: <http://www.noen.cz/cs/category/dopravni-a-zauhlovaci-systemy/pasove-dopravniky-tpd/>
- [6] Pásový dopravník vodorovný PD 6728 DNS spol s r.o. ©2013-2017 [cit. 14-02-2017]. Dostupné z: http://www.dasfm.cz/produkty/pasovy_dopravnik_pd_6728/
- [7] Pásové dopravníky s pohonem v bubnu – Haberkorn Ulmer s.r.o. ©2017 [cit. 14-02-2017]. Dostupné z: <http://www.haberkorn.cz/dopravniky-s-pohonem-uvnitř-bubnu/>
- [8] Elektromotor Siemens 1LE1002-1DA33 15kW – Elektromotory Moravec s.r.o. ©2017 [cit. 17-02-2017]. Dostupné z: <http://www.elektromotory.net/siemens/1la7-3000-otacek/1le1001-2-1.html>
- [9] Elektromagnetická kotoučová spojka EKS – PSP pohony a.s. ©2016-2017 [cit. 17-02-2017]. Dostupné z: <http://www.pohony.cz/cs/spojky/katalog/elektromagneticke-kotoucove-spojky-6/elektromagneticka-kotoucova-spojka-eks-5>
- [10] Jističe motorů SIRIUS 3RV – Siemens s.r.o. ©2017 [cit. 18-02-2017]. Dostupné z: <http://stest1.etnetera.cz/ad/current/index.php?vw=0&ctxnh=004b246321&ctxp=home>
- [11] Ochrana motorů – FCC Public s.r.o. ©2014-2017 [cit. 18-02-2017]. Dostupné z: <http://www.odbornecasopisy.cz/elektro/casopis/tema/ochrana-motoru--14050>
- [12] Doc. Ing. BUREŠ, Miroslav, CSc: Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol [online]. TU Liberec 2006. [cit. 11-05-2017]. Dostupné z: http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Navrh_a_pevnostni_vypocet_ozubenych_kol.pdf

[13] Podvěsné dopravníky TMT Chrudim spol s r.o. ©2014-2017 [cit.14-02-2017]. Dostupné z: <http://www.tmt.cz/cz/podvesne-dopravniky>

[3] LEINVEBER, Jiří, VÁVRA, Pavel: Strojnické tabulky. Albra, Úvaly 2011. ISBN 978-80-7361-081-4

[14] Volba hnacího Válečkového řetězu – Řetězy VAM [online] [cit. 24-03-2017]. Dostupné z: https://zbozi.arkov.cz/dl/323/Volba_valeckoveho_retezu_a_priklad_vypoctu.pdf.html

[15] Doc. Ing. PRÁŠIL, Ludvík, CSc: Únava materiálů strojních součástí při periodickém zatěžování [online]. TU Liberec 2006. [cit. 27-03-2017]. Dostupné z: http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Unava_materialu_strojnich_soucasti_pri_periodickem_zatezovani.pdf

[16] Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem – EXVALOS s.r.o. [online]. [cit. 09-05-2017].

Dostupné z:

http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_02_Kulickova%20loziska%20s%20kosouhlym%20stykem.pdf

[17] Analýza korečkového dopravníku v programu Abaqus ©2015-2017 [cit. 14-02-2017]. Dostupné z: <https://www.cad.cz/strojirenstvi/38-strojirenstvi/4656-analyza-koreckoveho-dopravniku-v-programu-abaqus.html>

[18] Trubkový šnekový dopravník - AgroSeznam ©2017 [cit. 14-02-2017]. Dostupné z:

<http://www.agroseznam.cz/cz/agrobazar/detail-inzeratu/33873-trubkovy-snekovy-dopravnik-ts-250-x-4500-mm.html>